

### 3. VDI-Fachtagung

# Schwingungen 2021

Würzburg, 16. und 17. November 2021

Bildquelle: © Schaeffler Monitoring Services GmbH



# 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](http://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](http://www.dnb.de).

**© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2021**

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

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092391-8



# Inhalt

Vorwort . . . . .1

► **Plenarvortrag**

**Verbesserter Systementwurf durch KI-Methoden . . . . . 3**  
D. Bestle, Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg, Cottbus

► **Condition Monitoring und KI-Methoden**

**Stand und Tendenzen der Normung zum Thema Schwingungsüberwachung . . . . . 15**  
J. Kolerus, Technische Universität Wien;  
E. Becker, Fluke Deutschland GmbH, Ismaning

**Praxiserfahrungen mit der Schwingungsbewertung von Industriegetrieben nach  
DIN ISO 10816-3 und DIN ISO 20816-9. . . . . 29**  
J. Deckers, Flender GmbH, Voerde

**Flächendeckendes Condition Monitoring – Wirtschaftlich und flächendeckend – geht das? . . . 41**  
S. Mergler, Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt;  
H.-W. Keßler, Schaeffler Monitoring Services GmbH, Herzogenrath

► **Condition Monitoring**

**Schwingungsbasierte Fehlererkennung und Schadensdetektion an Getrieben durch  
Einbindung von Methoden des Machine Learning. . . . . 53**  
T. König, R. Bader, M. Kley, Hochschule Aalen, Institut für Antriebstechnik

**Condition Based Maintenance (CBM) an Lokomotiven über Fahrmotor Sweeps –  
Werkstattdaugliches CBM Verfahren für Lokomotiven. . . . . 67**  
W. Breuer, W. Rulka, Siemens Mobility GmbH SMO RS LMC EN LN SC, München

**Monitoring von geschraubten Verbindungen mit elektromechanischen Impedanzspektren . . . 77**  
A.-L. Dreisbach, C.-P. Fritzen, Arbeitsgruppe Technische Mechanik (ATM), Universität Siegen

**Entwicklung und Validierung einer Methode zur Ermittlung der minimalen Performance-  
anforderungen an Sensoren für die schwingungsbasierte Zustandsüberwachung . . . . . 89**  
M. Bauer, D. Proksch, J. Kopetschek, F. Wagner, M. Kley, Hochschule Aalen, Institut für  
Antriebstechnik, Aalen

## ► Simulation und experimentelle Validierung

---

### **Scale-Up-Verfahren zur Ermittlung der Eigenfrequenzen geometrisch ähnlicher Strukturen von Baureihen. . . . . 105**

M. Klöcker, H. Hallmann, S. Handl, Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik, Technische Hochschule Köln;  
T. Weber, Poltrich GmbH, Siegen;  
A. Osteresch, Vibration Analyst, Rhede/Ems

### **Experimentelle Erkennung von Kopplungen in verteiltparametrischen Systemen. . . . . 119**

G. Mikota, Johannes Kepler Universität Linz, Österreich

### **Charakterisierung der Wechselwirkung der Lagerstelle und Aggregatgehäuse auf die Strukturdynamik von Kunststoffbauteilen . . . . . 129**

A. Kriwet, K. Raschke, Mercedes-Benz AG, Stuttgart;  
M. Stommel, Leibniz-Institut für Polymerforschung e.V., Dresden

### **Viskoelastische Dämpfungsoptimierung von Flugzeugflügeln . . . . . 143**

M. Gröhlich, M. Böswald, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.,  
Institut für Aeroelastik, Göttingen;  
R. Bauer, Universität Kassel

## ► Schwingungsphänomene: Wälzlager in Antriebssystemen

---

### **Simulation von Geräusch und Vibration in komplexen Systemen mit realen Wälzlagern. . . . 157**

H. Grillenberger, J. Fischer, Schaeffler Technologies AG & Co KG, Herzogenaurach

### **Räumlich aufgelöste Wälzlagermodellierung für die elastische Mehrkörpersimulation . . . . 169**

S. Noack, M. Andersch, M. Beitelschmidt, Professur für Dynamik und Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik, Technische Universität Dresden

### **Detektion und Bewertung von Wälzlagerschäden mittels der Statistik höherer Ordnung . . . 183**

A. Trapp, J. Ochs, P. Wolfsteiner, Fakultät 03 für Maschinenbau, Fahrzeugtechnik, Flugzeugtechnik, Hochschule München

## ► Condition Monitoring und KI-Methoden

---

### **Extraktion und Selektion geeigneter Merkmale für die Restlebensdauerprognose von technischen Systemen trotz aleatorischen Unsicherheiten . . . . . 197**

O. Kennedy Aimiyekagbon, A. Bender, W. Sextro, Universität Paderborn, Fakultät für Maschinenbau, Dynamik und Mechatronik, Paderborn

### **Mit Künstlicher Intelligenz Schwingungen / Akustik / NVH in Antriebssträngen vorhersagen und nachhaltig reduzieren – Praxisbeispiel aus der Industrie 4.0. . . . . 211**

F. Thurner, Contech Software & Engineering GmbH, Fürstenfeldbruck

### **Mit Schwingungsanalyse Produktqualität und Produktionsprozesse in Echtzeit überwachen – Einsatz eines Softwaretools bei der Zahnradfertigung . . . . . 223**

S. Moschkau, Schaeffler Digital Solutions GmbH, Chemnitz

## ► Systemidentifikation

---

### **Zustandsschätzung in dynamisch beanspruchten Strukturen am Beispiel von Windenergieanlagen . . . . . 233**

J. Luthe, J. Ehret, Y. Su, C. Woernle, Universität Rostock, Lehrstuhl für Technische Mechanik/ Dynamik, Rostock;  
J. Zierath, WZE Wind to Energy GmbH, Rostock

### **Virtueller Sensor zur Überwachung von Schwingungen an spanenden Werkzeugmaschinen. . 245**

F. Dörrer, A. Otto, M. Kolouch, S. Ihlenfeldt, Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, Chemnitz

### **Anwendung einer Homotopie-Optimierungs-Methode zur Identifikation der Modellparameter eines Roboterprototyps . . . . . 259**

Y. Luo, U. J. Römer, S. Riegraf, A. Fidlin, Institut für Technische Mechanik, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe;  
M. Zirkel, L. Zentner, Fachgebiet Nachgiebige Systeme, Technische Universität Ilmenau, Ilmenau

## ► Messmethoden und Identifikation

---

### **Wasserfalldiagramme zur Interpretation von Rotorschwingungen – Theorie und Messung am Beispiel eines Lüfters . . . . . 273**

O. Zobel, M. Kreutz, T. Thümmel, Lehrstuhl für Angewandte Mechanik (Leitung: Prof. Rixen),  
Technische Universität München

### **Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben – Vibration behavior of gear transmissions. . . 285**

A. Baumann, AVL Deutschland GmbH, Mainz-Kastel & ZG TriboTech, Waiblingen

### **Bestimmung von dynamischen Eigenschaften bei Elastomerbauteilen mit Kompensation von Laufzeitunterschieden der Messsignale . . . . . 303**

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

B. Juretzki, IME Aachen GmbH Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung

## ► Nichtlineare Systeme

---

### **Identifikation nichtlinearer Strukturen – Vergleichbarkeit von Random- und Gleitsinus-Anregung . . . . . 317**

M. Tang, M. Böswald, Y. Govers, Institut für Aeroelastik, Deutsches Zentrum für Luft- und  
Raumfahrt (DLR), Göttingen

### **Aktive trockene Reibungselemente in Tilgerkonfigurationen . . . . . 333**

J. A. Aramendiz, A. Fidlin, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe

## ► Plenarvortrag

---

### **Über nichtglatte Dynamik . . . . . 345**

F. Pfeiffer, Angewandte Mechanik, Technische Universität, Garching

Ingenieure wollen immer alles ganz genau wissen. Wie wär's mit einem E-Paper- oder Zeitungs-Abo?



### Mehr Meinung. Mehr Orientierung. Mehr Wissen.

Wesentliche Informationen zu neuen Technologien und Märkten.

Das bietet VDI nachrichten, Deutschlands meinungsbildende Wochenzeitung zu Technik, Wirtschaft und Gesellschaft, den Ingenieuren. Sofort abonnieren und lesen.

Donnerstagabends als E-Paper oder freitags als Zeitung.

**Jetzt abonnieren: Leser-Service VDI nachrichten, 65341 Eltville**

**Telefon: +49 6123 9238-201, Telefax: +49 6123 9238-244, [vdi-nachrichten@vuservice.de](mailto:vdi-nachrichten@vuservice.de)**

100  
JAHRE

VDI nachrichten

TECHNIK IN  
SZENE GESETZT.

[www.vdi-nachrichten.com/abo](http://www.vdi-nachrichten.com/abo)



## Vorwort

Sehr geehrte Damen und Herren,

moderne technische Produkte müssen hohe Anforderungen in Ihrem Festigkeits-, Schwingungs- und Geräuschverhalten erfüllen. Schwingungen und akustische Emissionen können dabei mitunter erwünscht sein – häufig sollen sie jedoch vermindert oder vermieden werden, um den Komfort, die Haltbarkeit oder die Betriebssicherheit zu steigern. 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.

Die Behandlung der Phänomene sollte dabei bereits im Konstruktions- und Entwicklungsprozess beginnen. Dabei sind komplexe strukturdynamische und akustische Aufgaben zu lösen. Mit geeigneter Modellbildung und modernen Berechnungsverfahren können hierbei die Entstehung, die Ausbreitung und die Wirkung von Schwingungen und akustischen Auswirkungen vorhergesagt und bei Bedarf beeinflusst werden. Ist das technische System realisiert, kann das dynamische Verhalten experimentell erfasst werden. Des Weiteren können Maßnahmen zur strukturellen und akustischen 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.

Auf allen genannten Gebieten findet sowohl in der Forschung als auch in der industriellen Praxis eine kontinuierliche Weiterentwicklung statt.

Die **3. VDI-Fachtagung Schwingungen** bringt deshalb Experten aus Industrie und Forschung zusammen, um sich interdisziplinär über neue Verfahren und Erkenntnisse zu informieren und Erfahrungen auszutauschen.

Der vorliegende Tagungsband enthält alle Manuskripte der Referenten/-innen. Die Tagungsleiter und die Mitglieder des Programmausschusses danken allen, die beim Gelingen der Veranstaltung mitgewirkt haben.

Wir freuen uns, Sie vom **16. bis 17. November 2021** auf der **Festung Marienberg in Würzburg** begrüßen zu dürfen und freuen uns auf interessante Vorträge und Gespräche mit allen Teilnehmern/-innen.

Im Namen des Programmausschusses

### **Ihre Tagungsleiter**

**Prof. Dr.-Ing. Michael Beitelschmidt**, Professur 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



# Verbesserter Systementwurf durch KI-Methoden

Prof. Dr.-Ing. habil. Hon. Prof. (NUST) **Dieter Bestle**,  
Brandenburgische Technische Universität Cottbus-Senftenberg, Cottbus

## Kurzfassung

Der Entwurf technischer Systeme gehört zu den anspruchsvollsten Kreativleistungen im Ingenieurbereich, weshalb er meist noch immer Experten-getrieben ist und sich die Computerunterstützung im Rahmen von umfangreichen Parameterstudien meist auf die Systemanalyse beschränkt. Mit dem Aufkommen von KI-Methoden könnte sich dies in naher Zukunft jedoch ändern. Im Rahmen des Beitrags sollen sowohl konventionelle Algorithmen der Prozessintegration, Mehrkriterienoptimierung, Funktionsapproximation, statistischen Empfindlichkeitsanalyse und Entwurfsparametrisierung als auch verschiedene KI-Strategien wie neuronale Netze und support vector machine hinsichtlich ihres Beitrags zu dieser Entwicklung diskutiert werden.

## Improved System Design by Using AI-Strategies

System design belongs to the most challenging creative tasks in engineering, which is why it is mostly human-driven where computer support is restricted to design analysis and evaluation during extensive parameter studies. In near future, the emergence of AI-methods may become a game changer in this field. Therefore, conventional algorithms for process integration, multicriterion optimization, function approximation, sensitivity analysis and design parameterization as well as various AI-strategies such as artificial neural networks and support vector machine and their potential contribution to this change will be discussed.

## 1. Einleitung

Im industriellen Maßstab erfolgt Systementwurf derzeit noch immer auf der Grundlage menschlicher Intelligenz. Auf der Basis simulationsgestützter Systemanalysen werden Systemveränderungen und -entscheidungen von Ingenieurinnen und Ingenieuren im Rahmen von Parameterstudien aufgrund von vermuteten Korrelationen und langjähriger Expertise vorgenommen bzw. getroffen. Dies ist nicht nur zeitraubend, sondern auch ungeeignet, um das vorhandene Optimierungspotenzial vollständig zu nutzen. Zum einen kann sich der Mensch Zusammenhänge nur in niederdimensionalen Parameterräumen ausreichend vorstellen, was aber im Sinne der Optimierung einer achsenparallelen Suche entspricht und

nachgewiesenermaßen sequentielle Optimierungen entlang der verschiedenen Achsen, bzw. hier in den verschiedenen Dimensionen, i.Allg. nicht zum wahren Optimum führen. Zum anderen kann der Mensch wahrer Experte nur in einer oder wenigen Disziplinen sein, Systementwurf aber ist multidisziplinär und die sequentielle Optimierung in verschiedenen Abteilungen eines Unternehmens hat die gleichen Schwierigkeiten wie oben erwähnt.

Systementwurf der Zukunft muss sich verändern, um gestiegenen Kundenanforderungen gerecht zu werden, schnell auf sich verändernde Regularien reagieren zu können und die technischen Möglichkeiten neuartiger Systeme mit integrierten KI-Komponenten optimal zu nutzen. Dies können nur automatisierte Entwurfsprozesse leisten. Der Beitrag basiert auf Erfahrungen des Autors im Rahmen von umfangreichen industriellen Kooperationen zur Entwicklung von automatisierten Entwurfsprozessen in der Triebwerks- (z.B. [1], [2]) und Automobiltechnik (z.B. [3], [4]). Nach einer kurzen Analyse der dort beobachteten Anforderungen in Abschnitt 2 werden in Kapitel 3 »herkömmliche« Strategien aufgezeigt, die zwar nach landläufiger Meinung nicht direkt zu den KI-Methoden gezählt werden, aber aufgrund ihres Automatisierungspotenzials sehr wohl die schwache KI-Definition erfüllen. Kapitel 4 gibt dann einen Ausblick auf das Potenzial von KI-Methoden im engeren Sinne, wobei jedoch auch hier der methodische Begriff weiter gefasst ist als nur wie üblich sich auf Deep Learning [5] beschränkt. Integriert man KI-Komponenten als Teil des zu entwerfenden Systems, ergeben sich neue Herausforderungen auch an den Entwurfsprozess, die in Kapitel 5 kurz andiskutiert werden.

## 2. Eigenschaften industrieller Entwurfsprozesse

Die Geschichte der Automatisierung des Systementwurfs ist z.T. auch eine Geschichte der enttäuschten Erwartungen. So glaubte man in der 1960ern mit der Entwicklung leistungsfähiger Optimierungsalgorithmen die mathematische Lösung aller Entwurfsaufgaben gefunden zu haben. Tatsächlich aber enttäuschten die gefundenen Optima den Anwender oft dadurch, dass die Lösung nicht den vielfältigen Ansprüchen aus der Praxis genügte, die man nicht in einer einzelnen Gütefunktion und wenigen Nebenbedingungen erfassen kann. Zudem verlangen diese effizienten Algorithmen die Bereitstellung von Gradienten, welche bei un stetigen Problemen nicht existieren und bei der Verwendung von commercial-off-the-shelf (COTS) Analysesoftware nicht berechenbar sind. Zwar gibt es mit der Computeralgebra und dem Automatischen Differenzieren zeitsparende Helfer, aber eigentlich nur für akademische Probleme oder wenige kommerzielle Analyseprogramme.

In Kurzform können industrielle Entwurfsprozesse durch folgende Eigenschaften charakterisiert werden:

- multi-kriteriell, multi-disziplinär und multi-modal;
- vielfältig in den Kriterien von analytisch exakt, über probabilistisch bis hin zu graphisch basierter Entwurfsevaluation;
- vielfältig in Art und Umfang der veränderlichen Entwurfsgrößen von wenigen diskreten Entwurfsparametern über hochdimensionale Entwurfsräume und stetige Entwurfslösungen bis hin zu probabilistischen Größen;
- heterogen bzgl. Modellgenauigkeit und Rechenzeit;
- basierend auf i.Allg. äußerst zeitintensiven, tw. numerisch verrauschten oder gar unzuverlässigen black-box Analysen;
- kooperativ bzgl. Disziplinen und Systemkomponenten.

Diese Begrifflichkeiten und die daraus resultierenden Herausforderungen sollen im Folgenden mit Beispielen unterlegt und mit verschiedenen Lösungsmöglichkeiten genauer spezifiziert werden.

### 3. Begegnung der verschiedenen Herausforderungen mit herkömmlichen Methoden

Entwurfsentscheidungen sind stets Kompromisse, es gibt nicht die eine optimale Lösung. Dies dürfte einer der Gründe sein, warum sich die klassische skalare Optimierung bis heute nicht richtig durchsetzen konnte. Ein weiterer ist, dass Gradienten-basierte Optimierungsalgorithmen abstiegsorientiert sind und das gefundene Minimum deshalb vom Startwert abhängt. Tatsächlich sind die meisten Gütefunktionen aber multi-modal, d.h. es existieren mehrere lokale Minima, so dass das berechnete Minimum nicht notwendig das Beste sein muss und die Enttäuschung über numerische Optimierung groß ist, wenn man mit wenigen Plausibilitätsüberlegungen eine bessere Lösung findet.

Dieser letzte Aspekt lässt sich sehr gut mit Populations-basierten Optimierungsalgorithmen wie den Genetischen Algorithmen (GA) beheben. Dadurch, dass man versucht, mit der Anfangspopulation zunächst einen guten Überblick über den gesamten Entwurfsraum zu erhalten und anschließend mehrere Entwürfe parallel bis zum Optimum weiterentwickelt, findet man mit hoher Wahrscheinlichkeit das globale Optimum. Alternativen für die globale Optimierung sind Particle Swarm Optimierung (PSO) und Differential Evolution (DE). Diese globalen Optimierungsalgorithmen benötigen i.Allg. lediglich Funktionswerte, keine Gradienten oder gar Hesse-Matrizen, wodurch der Anwendungsbereich auf jegliche Problemstellung erweitert wird, bei der numerisch oder experimentell Ein-/Ausgangszusammenhänge hergestellt werden können. Da Gradienten auch nicht als numerische Differenzen bestimmt werden müssen, dürfen Funktionsauswertungen sogar verrauscht sein, d.h. beliebig kleine Störungen der Entwurfsparameter dürfen relativ große

Veränderungen der Analyseergebnisse bewirken. Dies tritt bspw. bei Analysen mit integrierten iterativen Lösern auf, wie Finite Elemente (FE) oder Computational Fluid Dynamics (CFD), wenn Abbruchschranken zur Zeitersparnis grob eingestellt sind. Selbst Programmabbrüche, bpsw. aufgrund von Vernetzungsproblemen, sind erlaubt, wenn man diese abfängt und als Analyseergebnis hohe Strafwerte zurückliefert, denn diese werden im Wettbewerb der Entwurfsindividuen anschließend ohnehin eliminiert.

Insbesondere wenn mehrere Disziplinen und Komponentenfestlegungen am Systementwurf beteiligt sind, die sonst in mehreren Abteilungen einer Firma kooperativ entschieden werden müssen, dürfte es schwerfallen, alle Anforderungen in einer einzigen zu minimierenden Gütefunktion zusammenzufassen. In diesem Fall liefert die Mehrkriterien-Optimierung [6] ein mathematisches Konzept, das die gleichzeitige Minimierung mehrerer Kriterien gestattet und dann im Ergebnis zu mehreren sogenannten Pareto-optimalen Kompromisslösungen führt, aus denen der Anwender nach weiteren, nicht formalisierbaren Gesichtspunkten auswählen kann. Mit den mehr-kriteriellen Erweiterungen MOGA<sup>1</sup>, MOPSO und MODE der oben genannten Algorithmen können diese optimalen Kompromisse in einem einzigen Optimierungslauf ohne Anwendereingriff oder Vorwissen gefunden werden.

Im Allgemeinen geht man davon aus, dass sich das gefundene Ergebnis wie berechnet realisieren lässt. Tatsächlich entstehen aber bspw. durch Fertigungsungenauigkeiten oder variierende Betriebsbedingungen Varianten, die sich in variierenden Gütefunktionswerten niederschlagen [3]. In diesem Fall kann es günstiger sein, statt des deterministisch optimierten Nominalentwurfs mit minimalem Gütefunktionswert einen Nominalentwurf mit schlechterer eigener Güte zu wählen, wenn Entwurfsvariationen nur geringe Streuungen ihrer Güte aufweisen und das Gesamtensemble die Erwartungen insgesamt besser erfüllt. Im Rahmen des Robust Design [7] sollten solche Robustheitsuntersuchungen sowohl in die Analyse wie auch als zusätzliches Kriterium in die Optimierung einfließen.

Die meisten Optimierungsalgorithmen setzen voraus, dass die Entwurfparameter diskrete Variablen sind, die reelle Werte annehmen können. In vielen Anwendungen ist dies tatsächlich der Fall, wobei im Prinzip jeder Modellparameter als Entwurfparameter gewählt werden kann. Allerdings muss nicht jede Analyse-orientierte Parametrisierung für die Optimierung geeignet sein, insbesondere wenn innere Parameterabhängigkeiten vorliegen und in Gestalt von Nebenbedingungen berücksichtigt werden müssten, welche die Lösung des Optimierungsproblems unnötig erschweren. Dies ist insbesondere bei parametrisierten CAD-Modellen der Fall, wo sehr schnell sehr viele Nebenbedingungen entstehen. Auch bei der

---

<sup>1</sup> MO steht für multi-objective

Optimierung von Freiformflächen, wie etwa einer Triebwerksschaufel mit unendlich vielen Gestaltungsmöglichkeiten, muss man zunächst eine Parametrisierung finden, welche alle Glattheitsanforderungen und Randbedingungen automatisch und ohne zusätzliche Nebenbedingungen erfüllt. Dies gelingt bspw. durch Verwendung von B-Spline Kurven und Flächen [8] als Superposition von glatten Basisfunktionen mit frei variierbaren Knotenpunktkoordinaten als Entwurfsvariablen [9], wobei mit der Festlegung der Ordnung der Basisfunktionen ein Kompromiss zwischen möglichst großer Entwurfsvfreiheit einerseits und Beschränkung der Beschreibung auf möglichst wenige Entwurfsvariablen andererseits gefunden werden muss. Fertigungsungenauigkeiten können dann dadurch berücksichtigt werden, dass man den Entwurfsvariablen Wahrscheinlichkeitsverteilungen zuweist und die Gütekriterien entsprechend der oben erwähnten Robustheitsuntersuchungen statistisch auswertet [3], [7].

Bei technischen Entwurfsaufgaben liegt häufig der Fall vor, dass sehr viele Modell- und Systemparameter variiert werden könnten, wodurch hochdimensionale Entwurfsräume entstehen. Populations-basierte Optimierungsalgorithmen sind diesbezüglich jedoch sehr einschränkt, weshalb man sich bei der Auswahl der Entwurfsparameter zunächst auf wenige Variablen beschränken sollte, die den größten Einfluss auf die Gütekriterien haben. Später kann man dann ausgehend von einer gefundenen Kompromisslösung einzelne Variablen austauschen oder weitere Entwurfsparameter hinzunehmen und dabei den Suchraum stärker einschränken. Falls die Einschätzung des Parametereinflusses aus physikalischen Gründen nicht gelingt, wie etwa bei den Knotenpunktkoordinaten einer B-Spline Parametrisierung, kann man die Sensitivitäten numerisch bestimmen. Dies sollte allerdings nicht lokal an einem einzelnen Entwurfspunkt mit herkömmlichen Methoden der Empfindlichkeitsanalyse geschehen, sondern statistisch über den gesamten Entwurfsraum hinweg [9].

Optimierungsalgorithmen werden oft bezüglich ihrer Rechenzeit beurteilt. Für industrielle Anwendungen ist dies jedoch völlig ungeeignet, da jede einzelne Systemanalyse i.Allg. ein Vielfaches an Rechenzeit beansprucht, insbesondere für Strukturanalysen mit FE oder Strömungsanalysen mit CFD im Minuten- bzw. Stundenbereich. Maßgebend ist daher die Zahl der benötigten Systemevaluationen, und da schneiden Populations-basierte Optimierungsalgorithmen mit zig Tausenden von Funktionsaufrufen eher schlecht ab. Man kann dieses Problem allerdings dadurch beheben, dass man Antwortflächenverfahren dazwischenschaltet. Die Mehrkriterienoptimierung findet dann auf den Antwortflächen statt, die mit wenigen direkten Systemanalysen aufgebaut werden. Mit dem in Bild 1 dargestellten master-slave Konzept für Parallelrechner kann die Erstellung der Antwortflächen vollständig von der Optimierung entkoppelt werden, sodass sehr schnelle Systemanalysen auf Basis

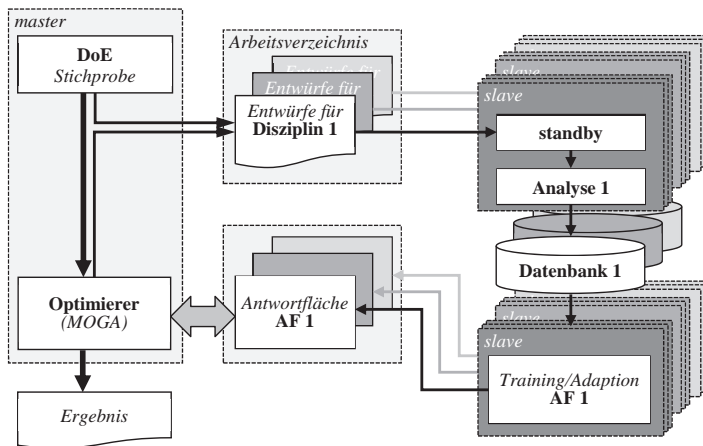


Bild 1 Antwortflächen-basierter Optimierungsprozess nach [10]

einfacher Modelle mit vielen Stützstellen hochgenaue Antwortflächen ermöglichen und die Optimierung treiben, während aufwendige Systemanalysen mit komplexen Modellen in der gleichen Zeit nur wenige Stützstellen für ihre Kriterien-Approximation beitragen können. Antwortflächen lösen auch das Problem der Berechnung statistischer Kriterien mit sehr hohem Stichprobenumfang im Rahmen von Robust Design, da Antwortflächenmodelle als analytische Funktionen sehr schnell auswertbar sind. Typische Antwortflächenverfahren sind Kriging [11] und Interpolation mit Radialen Basisfunktionen [12]. Generell zeigt die Erfahrung jedoch, dass eine einmalige Erstellung der Antwortflächen nicht ausreicht, sondern diese entsprechend Bild 1 laufend an den aktuellen Stand der Optimierung adaptiert werden müssen, um nur dort genau zu sein, wo es gebraucht wird, und in weniger interessanten Bereichen des Entwurfsraums nicht unnötig Rechenzeit vergeudet wird.

Im Unterschied zu akademischen Optimierungsproblemen basieren industrielle Entwurfsprozesse nicht nur auf dem Zusammenspiel eines Optimierungsalgorithmus mit einem einzelnen Analyseprogramm, sondern die Systemevaluation kann selbst bereits ein inhomogener, komplexer Prozess basierend auf mehreren unterschiedlichen, meist kommerziellen Analyseprogrammen für verschiedene disziplinäre Aspekte sein. In diesem Fall sind Prozessintegrationswerkzeuge wie Isight, modeFrontier oder optiSLang sehr hilfreich, da sie sowohl den Ablauf der Berechnungen (workflow), als auch die Datenübergabe (data flow) zwischen den verschiedenen Analyseprogrammen und Berechnungsstationen organisieren.

#### 4. KI-Potenzial zur Verbesserung des Systementwurfs

Aufgrund der jüngsten Erfolge wird der KI-Begriff meist mit Deep Learning (DL) assoziiert, obwohl dies nur ein Teil des Maschinellen Lernens (ML) und dies wiederum nur ein Teil der Künstlichen Intelligenz (KI) ist. Passender ist vielleicht die Vorstellung einer KI-Apotheke [13] von vielfältigen Werkzeugen, aus der man sich bedienen kann, um Probleme zu lösen, die regelbasiert nicht zu beherrschen sind.

Ein Beispiel dafür ist die Klassifikation von Schwingungseigenformen von Verdichterschaufeln einer stationären Gasturbine im Rahmen einer Formoptimierung. Neben einer effizienten Strömungsumlenkung als Gütekriterium müssen solche Schaufeln eine Reihe von Nebenbedingungen zur Vermeidung von Schaufelbruch aufgrund starker Schwingungen im Betriebsbereich erfüllen. Da die verschiedenen Schwingungseigenformen unterschiedlich auf äußere Strömungserregung reagieren, müssen sie eindeutig identifiziert werden. Regelbasiert würde man bspw. Knotenlinien in radiale und axiale Richtung zählen, wie dies bei Scheibeneigenformen sehr gut funktioniert. Hier jedoch überlagern sich Biegings-, Torsions- und Wölbschwingungen in verschiedene Richtungen, weshalb man lediglich auf eine graphisch orientierte Beurteilung der FE-Lösung zurückgreifen kann, Bild 2.

Da sich die Schaufelform im Laufe der Optimierung verändert und das FE-Netz jeweils neu gebildet wird, ist ein direkter Vergleich von Schwingungsmoden bspw. mit dem Modal Assurance Criterion (MAC) bei veränderlicher Knotenanzahl und -lage nicht möglich. Daher wird zunächst mithilfe einer Kohonen map ein einheitliches, strukturiertes Netz über die Schaufel gelegt [14], um eine Zuordnung zu den FE-Oberflächenknoten herzustellen. Anschließend können die FE-Knotenverschiebungen auf das strukturierte Netz interpoliert werden, wobei durch Projektion der Vektorinformation auf skalare Größen und Reduktion der

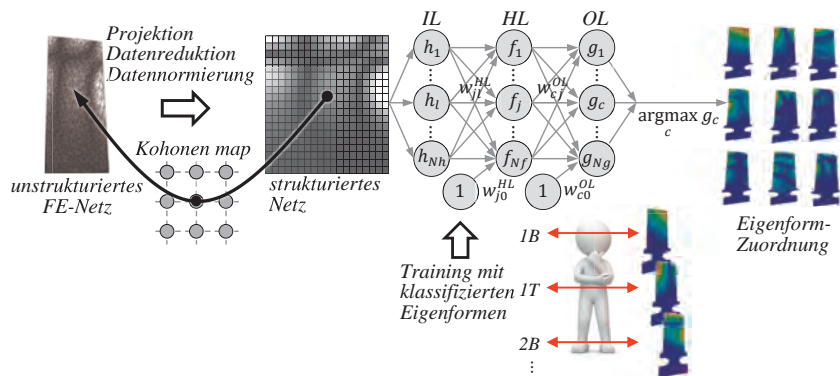


Bild 2 Identifikation von Schwingungseigenformen mithilfe von KI

Knotenanzahl des hochauflösenden FE-Netzes auf weniger strukturierte Netzknoten eine Datenreduktion erfolgt. Diese Daten werden an ein künstliches neuronales Netz, speziell ein dreilagiges feedforward ANN (artificial neural network), übergeben, um die Schwingungseigenformen zu klassifizieren [15]. Die Eingangsschicht *IL* (input layer) nimmt die Daten auf, macht sie mittelwertfrei und gibt sie gewichtet an die Zwischenschicht *HL* (hidden layer) weiter. Nach einer nichtlinearen Transformation mit der Sigmoid-Funktion geben diese Neuronen ihre Größen gewichtet an die Ausgangsschicht *OL* (output layer) weiter, wo mit der Softmax-Funktion eine nichtlineare Normierung auf [0,1] durchgeführt wird. Die identifizierte Eigenform ergibt sich dann durch den größten Wert in der Ausgangsschicht.

Die »Intelligenz« eines solchen Netzes mit relativ universellen Neuronen-Funktionen entsteht durch die Anpassung der Gewichtungsfaktoren an eine spezifische Aufgabenstellung. Diese erfolgt durch back-propagation anhand von Trainingsdaten. Dazu wurden mehrere hundert Eigenschwingungsformen von Schaufeln unterschiedlicher Größe und Form von Experten in zwölf Klassen eingeteilt. Füttert man diese Daten in das Netz, kann man die vorhergesagte Klasse mit der bekannten Klasse vergleichen und daraus eine Fehlerfunktion bilden, deren Gradient bzgl. der Gewichtungsfaktoren festlegt, ob einzelne Faktoren erhöht, erniedrigt oder unverändert bleiben sollten. Dieses Training erfolgt mehrfach iterativ, bis die einzelnen Faktoren auf stationäre Werte einschwngen. Ein so trainiertes Netz kann dann auf beliebige unbekannte Schaufeln angewandt werden, um die berechneten Schwingungseigenformen jeweils einer dieser zwölf Klassen mit hoher Vorhersagequalität zuzuordnen.

Das beschriebene Training des Netzes gehört zu den überwachten Lernverfahren des maschinellen Lernens, weil man mit vorklassifizierten Daten agiert. Je mehr Schichten und je mehr Neuronen je Schicht ein solches Netz hat, desto mehr klassifizierte Daten benötigt man zum Einlernen und desto höher wird der Aufwand. Zudem treten bei tiefen Netzen des Deep-Learning zusätzliche Probleme beim back-propagation auf, die in den letzten Jahrzehnten durch verschiedene Maßnahmen behoben wurden und neben der Verbesserung der Rechentechnik und der Verwendung von GPUs (graphical processor units) erst die Erfolge von DL in den letzten Jahren ermöglichten. So lassen sich Neuronen mit der abschnittsweisen linearen Aktivierungsfunktion ReLU (rectified linear unit) leichter trainieren als mit Sigmoid-Aktivierungsfunktion. Anstatt in jedem Iterationsschritt das gesamte Netz auf Basis aller Trainingsdaten zu variieren, kann man beim stochastischen Gradientenverfahren jeweils nur zufällig ausgewählte Gewichtungsfaktoren (dropout) mit einer zufällig ausgewählten Untermenge von Trainingsdaten (minibatch) anpassen. Für Bild- und Spracherkennungsaufgaben verwendet man mit großem Erfolg faltende Netzwerke (CNN: convolutional neural network), bei denen einzelne Schichten Faltungsfilter und -operatoren



sowie Bündelungsoperatoren enthalten, um die Zahl der Gewichtungsfaktoren zu reduzieren und Informationen von Nachbarpixeln gezielt zu verknüpfen. Solche Netzwerktopologien könnten in Entwurfsprozessen gezielt dort eingesetzt werden, wo Systemevaluation noch auf Basis graphischer Simulationsergebnisse erfolgt, indem man mit Expertenbeurteilungen CNNs trainiert. Um die benötigten großen Datenmengen für das überwachtes Lernen zu gewinnen, ist man nicht nur auf vorhandene Daten früherer Entwicklungen angewiesen, sondern man kann durch Simulation für jede Klasse gezielt beliebig viele, variierende Trainingsdaten generieren. Die Klassifikation mit neuronalen Netzen ist nur eine von mehreren Möglichkeiten. Aus Enttäuschung über Trainingsprobleme von tiefen neuronalen Netzen mit dem klassischen back-propagation entstand bspw. im zweiten neuronalen Winter in den 1990er Jahren die support vector machine (SVM), zunächst für linear trennbare Räume. Hierbei versucht man in den Datenraum eine Hyperebene so einzuziehen, dass zwischen Daten mit unterschiedlichen Klassenzugehörigkeiten ein möglichst breiter, datenfreier Streifen entsteht [16]. Mit dem Kernel-Trick lassen sich auch nichtlineare Klassifizierungsprobleme so in höherdimensionale Räume einbetten, dass sie wieder mit SVM beherrschbar sind [17]. Neben diesen überwachten Lernmethoden gibt es zudem Algorithmen des unüberwachten Lernens wie k-means, bei denen die Cluster selbstständig aus Rohdaten gefunden werden.

Neuronale Netze sind nicht nur für Klassifikationsaufgaben geeignet, sondern können auch als Antwortflächen für die Regression eingesetzt werden. In diesem Fall werden mit einer DoE (design of experiments) zufällige Punkte im Entwurfsraum generiert und durch direkte Simulation des originalen Analysemodells Datenpaare aus Entwurfsparametern und zugehörigen Funktionswerten erzeugt. Diese dienen dann als Trainingsdaten für das überwachtes Einlernen von neuronalen Netzen, indem durch Vergleich der vorgesagten Werte mit den wahren Simulationsergebnissen eine Fehlerfunktion gebildet wird [18]. Man kann zeigen, dass ANNs universelle Funktionsgeneratoren sind, d.h. mit ausreichend vielen Neuronen in jeder Schicht kann man beliebige Zusammenhänge zwischen Ein- und Ausgangsdaten nachbilden.

Die Regression ist ein gutes Beispiel, um einen wichtigen Unterschied zwischen klassischen Antwortflächenverfahren und KI-Methoden aufzuzeigen. Bei herkömmlichen numerischen Verfahren versucht man, die gegebenen Trainingspaare entweder zu interpolieren, und damit exakt zu erfüllen, oder als Regression den Fehler möglichst klein zu machen. Im Sinne von KI würde man dies jedoch als Überanpassung (overfitting) bezeichnen, weil das Regressionsmodell dann zwar in der Lage ist, die gegebenen Daten zu beschreiben, jedoch möglicherweise bei anderen Entwurfsunkten nicht gut abschneidet, weil es den Charakter der zugrundeliegenden Funktion nicht erkennt. Daher verwendet man in KI neben den

Trainingsdaten einen zweiten, unabhängigen Validierungsdatensatz, mit dem man das Vorhersageverhalten beurteilt. Mit diesem ist der Vorhersagefehler i.Allg. größer und man stoppt dann das Training, wenn der Validierungsfehler minimal wird. Bei diesem Vorgehen nimmt man an, dass das neuronale Netz die wesentlichen Funktionsmerkmale aus den Daten extrahiert hat und als Regressionsmodell die unbekannte Funktion am besten repräsentiert. Dieses Repräsentationslernen kann man im Autoencoder auch gezielt zur Dimensionsreduktion einsetzen. Hierbei gibt man dem neuronalen Netz eine Sanduhr-förmige Gestalt, indem man die Zahl der Neuronen gegenüber der hochdimensionalen Eingangsschicht zunächst mit jeder Zwischenschicht reduziert und anschließend wieder bis zur Ausgangsschicht auf die ursprüngliche Anzahl erhöht. Der erste Teil (encoder) reduziert die Eingangsparameter auf wenige repräsentative Parameter, während der zweite Teil (decoder) daraus wieder die ursprüngliche Information dekodiert, die beim Training möglichst den eingegebenen Datenwerten entsprechen sollte.

## 5. Neue Herausforderungen durch Integration von KI in technische Systeme

KI ist nicht nur in der Lage, Entwurfsprozesse für herkömmliche Produkte zu beschleunigen bzw. effektiver zu gestalten, sondern durch Integration von KI-Komponenten in die zu entwerfenden Produkte diese selbst durch Nutzung der erweiterten technischen Möglichkeiten zu verbessern. Daraus ergeben sich allerdings neue Herausforderungen an die Entwurfsprozesse, um die Verlässlichkeit solcher Produkte sicher zu stellen.

Prinzipiell unterscheidet man (i) regelbasierte Systeme, (ii) klassisches Maschinenlernen, (iii) Wissensrepräsentation von Daten und (iv) Deep Learning [5]. Im ersten Fall ist die Interpretationsmöglichkeit aufgrund der selbst definierten Regeln sehr hoch und damit auch die Funktionssicherheit des Systems sehr gut abschätzbar. Allerdings ist die funktionelle Erklärbarkeit von komplexen Beziehungen zwischen Ein- und Ausgangsdaten eher gering. Klassische Verfahren des Maschinenlernens wie SVM [16] oder neuronale Netze mit selbstprogrammierten Regeln [5] lassen sich besser an vorgegebene Datenkorrelationen anpassen und erweitern damit den Anwendungsbereich, sie verlieren aber etwas an Nachvollziehbarkeit der Vorhersage, worunter auch die Sicherheit der korrekten Vorhersage leiden kann. Werden allgemein gestaltete Netze oder zufällige Entscheidungsbäume durch pures Daten-basiertes Training erzeugt, setzt sich diese Tendenz bis zum Deep Learning mit immer mehr Schichten und Zufalls-Trainingsmethoden fort. Dadurch wächst aber letztlich die Gefahr, dass durch KI ungewollte oder gar gefährliche Systemzustände erzeugt werden. Bestes Beispiel dafür sind Fahrassistenzsysteme im Automobilbereich, deren Entscheidungsbäume derzeit zwar meist noch regelbasiert entworfen sind, die aber auf KI-

basierter Sensorik zum Erkennen der Fahrumgebung aufsetzen. Wird bspw. statt eines Stop-Schildes aufgrund von Verschmutzungen eine Geschwindigkeitsbegrenzung erkannt, kann dies fatale Folgen haben [19]. Um die Sicherheit autonomer Fahrfunktionen ohne Abfahren von Millionen von Kilometern nachzuweisen, verfolgt man einen Szenarien-basierten Simulationsansatz [20], bei dem man wohldefinierte Verkehrssituationen parametrisiert und in diesen Parameterräumen jeweils gezielt Kombinationen sucht, die zu Unfallsituationen führen. Aus den Auftretenswahrscheinlichkeiten solcher Parameterkombinationen und den bedingten Unfallwahrscheinlichkeiten kann man dann auf die Fahrsicherheit schließen. Derzeit bedarf dieses Vorgehen allerdings noch eines erheblichen Simulationsaufwands für Nachbildung von Fahrumgebung, Fahrdynamik, integrierten Sensormodellen und Datafusion, der nur mit großen Parallelrechnern zu bewältigen ist. Daher sollten die Verfahren der Zuverlässigkeitsanalyse [7] stärker mit den oben erwähnten Antwortflächenmethoden verzahnt werden, um den Evaluationsaufwand zu reduzieren.

## 6. Zusammenfassung

Aufgrund der Kürze des Beitrags lassen sich mögliche Bestandteile zukünftiger automatisierter Entwurfssysteme lediglich andeuten. Es sollte trotzdem klargeworden sein, dass dafür bereits ein breites Spektrum von Methoden, nicht nur aber auch, aus dem KI-Bereich zur Verfügung steht. Diese erlauben eine hohe Dimensionalität und Komplexität von Entwurfsaufgaben, die industriellen Ansprüchen gerecht werden dürfte, bessere Ergebnisse als pure Parameterstudien liefern kann und dabei gleichzeitig Entwicklungszeiten verkürzt. Dazu beitragen sollen auch geplante Entwicklungen von Entwurfsassistenten in Mechanik und Dynamik im Rahmen des von der DFG geförderten Schwerpunktprogramms 2353 [21].

- [1] Bestle, D.; Kühhorn, A.; Hentschel, C.; Meinberg, U.: Abschlussbericht VIT III zum Forschungsprojekt Virtuelles Triebwerk – Phase III. BTU, Cottbus 2015.
- [2] Bestle, D.; Kühhorn, A.; Hentschel, C.; Höschler, K.; Meinberg, U.: VITIV - Virtuelle Interdisziplinäre Triebwerksauslegung mit Integrativen Verfahren, Abschlussbericht zu einem ProFIT Forschungsprojekt. BTU, Cottbus 2018.
- [3] Wurm, A.; Bestle, D.: Robust Design Optimization for Improving Automotive Shift Quality. J. of Optimization and Engineering 17 (2016) S. 421-436.
- [4] Ubben, P.T.; Haug, J.; Bestle, D.: Concept for Automated Automotive Chassis Architecture Design. Proc. of chassis.tech, 7. Int. Münchner Fahrwerk-Symposium, München 2016.
- [5] Goodfellow, I.; Bengio, Y.; Courville, A.: Deep Learning. Cambridge: MIT Press 2016.

- [6] K. Deb: Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms. Chichester: Wiley&Sons 2003.
- [7] Bucher, C.: Computational Analysis of Randomness in Structural Mechanics. London: Taylor&Francis 2009.
- [8] Piegel, L.; Tiller, W.: The Nurbs Book. Berlin: Springer 1997.
- [9] Amtsfeld, P.; Lockan, M.; Bestle, D.; Meyer, M.: Accelerated 3D Aerodynamic Optimization of Gas Turbine Blades. Proc. of ASME Turbo EXPO 2014, Düsseldorf, GT2014-25618.
- [10] Hartwig, L.; Bestle, D.: Compressor Blade Design for Stationary Gas Turbines Using Dimension Reduced Surrogate Modeling. Proc. of IEEE Congress on Evolutionary Computation, Donostia: IEEE 2017, S. 1595-1602, DOI: 10.1109/CEC.2017.7969493.
- [11] Lophaven, S.N.; Nielsen, H.B.; Søndergaard, J.: DACE – A MATLAB Kriging Toolbox, Techn. Report IMM-TR-2002-12. Technical University of Denmark, Lyngby 2002.
- [12] Buhmann, M.D.: Radial Basis Functions: Theory and Implementations. Cambridge: University Press 2004.
- [13] Ertel, W.: Grundkurs künstliche Intelligenz. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016.
- [14] Martin, I.; Bestle, D.: Automated Mode Identification of Airfoil Geometries to be Used in an Optimization Process. Proc. of ASME Turbo Expo 2016, Seoul, GT2016-56987.
- [15] Martin, I.; Bestle, D.: Automated Eigenmode Classification for Airfoils in the Presence of Fixation Uncertainties. Eng. Applications of Artificial Intelligence 67 (2018) S. 187-196.
- [16] Cortes, C.; Vapnik, V.: Support Vector Machines. Machine Learning 20 (1995) S. 273-297.
- [17] Ivanov, D.; Bestle, D.; Janke, C.: Unstrukturierte Berechnung von Verdichterkennfeldern mithilfe von SVM und Antwortflächen. Tagungsband Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress 2018, Darmstadt, DLRK2018-480078.
- [18] Kuslits, M.; Bestle, D.: Multiobjective Performance Optimisation of a New Differential Steering Concept. Vehicle System Dynamics (2020) <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1804598>.
- [19] Heaven, D.: Why Deep-learning AIs Are so Easy to Fool. Nature 2019, Zugriff 30.8.2021. URL: <https://www.nature.com/articles/d41586-019-03013-5>.
- [20] PEGASUS Method: An Overview. PEGASUS Project Office, DLR, Braunschweig 2019.
- [21] Priority Programme SPP 2353 "Daring More Intelligence – Design Assistants in Mechanics and Dynamics", DFG 2022-2028, Zugriff 30.8.2021, [https://www.dfg.de/foerderung/info\\_wissenschaft/info\\_wissenschaft\\_21\\_59/index.html](https://www.dfg.de/foerderung/info_wissenschaft/info_wissenschaft_21_59/index.html).

## Stand und Tendenzen der Normung zum Thema Schwingungsüberwachung

Prof. Dr. **Josef Kolerus**, Technische Universität Wien, Österreich;  
Dr. rer. nat. **Edwin Becker**, Fluke Deutschland GmbH, Ismaning

### Kurzfassung

Die immer weiter zunehmende Digitalisierung der industriellen Produktion spiegelt sich in einer entsprechenden Entwicklung auf dem Gebiet der nationalen und internationalen Normung wider. Das daraus resultierende Normenwerk geht in seinem Stellenwert deutlich über den eines bloßen Wissenskatalogs hinaus. Ausgehend von den allgemein bekannten Beurteilungsverfahren für Schwingungen findet man dort detaillierte Anweisungen zur Zustandsüberwachung und Fehlerdiagnose, sowohl allgemein wie auch gezielt auf bestimmte Maschinenarten. International tendiert die Entwicklung heute in Richtung eines ganzheitlichen Instandhaltungs- & Reliability-Managements.

Ziel dieses Beitrages ist eine übersichtliche Darstellung des gesamten Komplexes, die den Einstieg eröffnen und die gezielte Auswahl der passenden Dokumente erleichtern soll. Damit werden auch verstärkt Anregungen gegeben, dieses doch mit beträchtlichem Aufwand geschaffene Werk im industriellen Umfeld gezielt und nutzbringend einzusetzen.

### Abstract

The continuously increasing digitization of industrial production is mirrored in a corresponding development in the field of national and international standardization. The resulting body of standards clearly exceeds the significance of a mere catalog of knowledge. Starting from the well-known assessment criteria for vibrations, it contains detailed guidelines for condition monitoring and fault diagnosis, both in general terms and focused on certain categories of machinery. Internationally, the development today tends towards a holistic maintenance & reliability management.

The objective of this paper is a structured presentation of the entire issue, which is intended to provide an entry point and facilitate the targeted selection of the appropriate documents. In this way, suggestions are also given for the useful and beneficial application of this work in the industrial environment.

## 1. Überblick

Condition Monitoring und Instandhaltungsmanagement von Maschinen und Anlagen stützt sich auf ein umfangreiches und systematisch strukturiertes Normensystem, welches in Bild 1 skizziert ist. Im Zuge dieses Beitrags werden die einzelnen Punkte abschnittsweise vorgestellt und erläutert.



Bild 1: Das Normensystem zum Themenkomplex Condition Monitoring

## 2. Betriebs- und Abnahme Richtlinien

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 zunächst 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 derzeit noch nicht vollständig abgeschlossen, wie die Tabelle zeigt.

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 $1500 \text{ min}^{-1}$ , $1800 \text{ min}^{-1}$ , $3000 \text{ min}^{-1}$ und $3600 \text{ min}^{-1}$
DIN ISO 10816-3 (Entwurf)	Industriemaschinen mit einer Leistung über 15 kW und Betriebsdrehzahlen zwischen $120 \text{ min}^{-1}$ und $30000 \text{ min}^{-1}$
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
DIN 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.

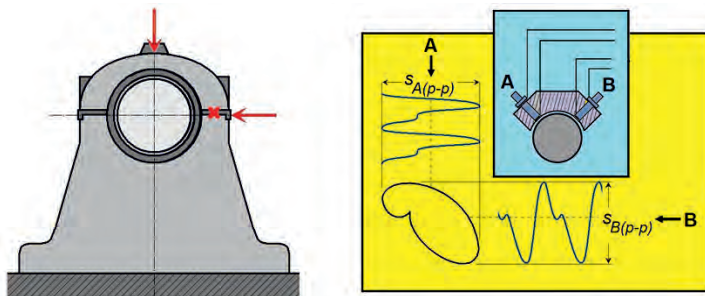


Bild 2: Messverfahren zur Schwingungsüberwachung nach DIN ISO 20816

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 III abgeleitet werden. Ebenso wird über die Beurteilung des dynamischen Verhaltens typischer Schwingungskenngrößen beraten.

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	Bewertung der Schwingungen aus elektrischer Anregung bei Dampf- und Gasturbinen-Generatorsätzen
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*) aus Tabelle 5 geben allgemeine Anleitungen sowie 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
DIN 31051	Grundlagen der Instandhaltung

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 bestimmten Maschinen- gruppen 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
Teil 4 (Entwurf)	Verfahren zur Diagnostik an Gas- und Dampfturbinen mit Gleitlagern
Teil 5	Verfahren zur Diagnostik an Lüftern und Gebläsen
Part 7* (ISO-Dokument)	Verfahren zur Diagnostik an Maschinensätzen in Wasserkraft- und Pumpspeichieranlagen
Teil 9	Verfahren zur Diagnostik an Elektromotoren

3.2.2 Multivariate 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 anomales Verhalten angezeigt und können Alarmmeldungen generiert werden (Zustandsüberwachung). Ferner werden Verfahren für die Feststellung der Grundursache(n) für anomales Verhalten beschrieben, die helfen, geeignete Abhilfemaßnahmen festzulegen (Diagnose, Root Cause Analysis). Da dies allgemeine Anleitungen sind, ist keine Liste der betroffenen Maschinentypen enthalten. Die von dieser Norm betroffenen

Maschinen sind 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 für eine Beurteilung 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 13381-1	Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Prognose - Teil 1: Allgemeine Anleitungen

### 3.2.3 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. Die Basis zu diesem Konzept wird in der Reihen 13379 nach Tabelle 7 behandelt, ausführliche Anleitungen bringt die Richtlinie VDI 4550 Blatt 3 [1]. Dort werden alle Einzelkonzepte, wie sie in diesem Bericht vorgestellt und skizziert wurden, zu einem Gesamtkonzept integriert.

### 3.2.4 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

### 3.2.5 Maschinenbezogene Dokumente

Tabelle 9: Normen zur Überwachung und Diagnose für bestimmte Maschinengruppen

Maschinenspezifische Dokumente	
DIN ISO 13079	Kreiselpumpen für den Einsatz in der Erdöl- und Erdgasindustrie
ISO 14694	Industrial fans – Specifications for balance quality and vibration levels
ISO 14839-2	Mechanische Schwingungen: Mechanische Schwingungen - Schwingungen drehender Maschinen mit aktiven Magnetlagern - Teil 2: Bewertung der Schwingungen
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

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.

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	Schwingungszustandsüberwachung 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.

Anmerkung: Als DIN ISO Dokumente sind nur die Teile 1 bis 3 erschienen.

## **5. Instandhaltungs-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 das Asset-Management zu sehen, welches über ein bloßes Maschinenmanagement deutlich hinausgeht, bis hin zur Vermögensverwaltung.

## 6. VDI Richtlinien

Eine Zusammenstellung der wichtigsten VDI-Richtlinien zum Thema Überwachung und Beurteilung von Schwingungen ist in Tabelle 12 zu finden.

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 (Entwurf)
VDI 3836	Messung und Beurteilung mechanischer Schwingungen von Schraubenver dichtern 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 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

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, sind VDI-Richtlinien oft eine Basis für spätere nationale oder internationale Normen.



## 7. 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 werden daher in rechtlichen Angelegenheiten oft 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.

## 8. 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 Anforderungen angepasst werden.

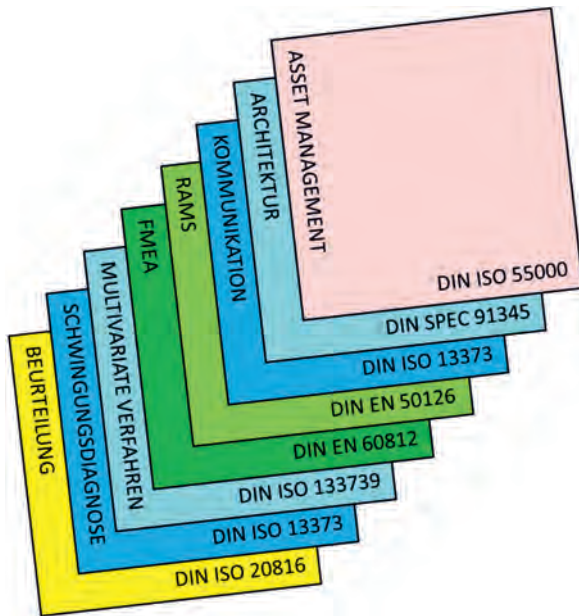


Bild 3: Der hierarchische Aufbau des Normensystems

### Schrifttum

- [1] Kolerus J., Becker E.: Fahrplan zum Big Data CM – die neue Richtlinie VDI 4550-3. VDI Fachtagung Schwingungen 2017.
- [2] Kolerus J., Becker E.: Condition Monitoring und Instandhaltungsmanagement. Expert Verlag 2021, ISBN 978-38169-3489-9.

# Praxiserfahrungen mit der Schwingungsbewertung von Industriegetriebenen nach DIN ISO 10816-3 und DIN ISO 20816-9

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

## Kurzfassung

DIN ISO 10816-3 [1] und 20816-9 [2] befassen sich mit der Bewertung von Schwingungen von Maschinen und werden in diesem Beitrag auf Industriegetriebe angewendet. Im einleitenden Teil werden die Grundlagen der beiden Normen kurz dargestellt. Hierbei werden die Gemeinsamkeiten und Unterschiede herausgearbeitet. Der Hauptteil befasst sich anhand von Fallbeispielen an Zementmühlen- und Rührwerksantrieben mit der Interpretation von Messergebnissen aus Sicht von Kunden und Herstellern. Hierzu werden Ergebnisse dargestellt und Erfahrungen der Anwendung der Normen geschildert. Den Abschluss bildet eine kritische Auseinandersetzung mit dem Nutzen der Normen und Verbesserungspotentialen.

## 1. Einleitung

Nahezu jede Maschine erzeugt Schwingungen, was in den meisten Fällen nicht verhindert werden kann, in der Regel aber weder schädlich noch unerwünscht ist. Es ist im Allgemeinen auch bekannt, dass zu hohe Schwingungen Schäden an Maschinen oder Bauwerken hervorrufen können. Des Weiteren geben Schwingungen vielfach Aufschluss darüber, dass sich in einer Maschine eine Schädigung entwickelt. Bei vielen Betreibern fehlt aber die Erfahrung, zu beurteilen, welche Größe der Schwingung tolerabel ist und bei welcher Größe, bei längerem Betrieb, Schadensentwicklungen zu befürchten sind. Kenntnisse über schwingungsbasierte Maschinendiagnostik, die z.B. auf Basis von frequenzselektiven Messungen eine technische Zustandsdiagnostik einer Maschine erlaubt, liegen ebenfalls oft nicht vor.

Während in den Maschinen- und Anlagendokumentationen der Maschinenhersteller häufig konkrete Warn- und Abschaltwerte für z.B. Temperaturen oder Drücke angegeben werden, die in Steuerungssystemen der Anlagen herangezogen werden können, sind solche Angaben für Schwingungswerte hier bislang nicht üblich. Grund dafür ist, dass Schwingungen stark vom Gesamtsystem, der Aufstellung und der Betriebsweise durch den Kunden abhängig sind und toleranzbedingt Variationen unterliegen, die eine Festlegung enger Grenzen unmöglich macht. In Ermangelung dieser Grunderfahrungen werden die Betreiber bei der Suche nach einfachen

Richtlinien bei der DIN ISO 10816 Reihe fündig. Diese ist eine der wenigen Normenreihen, die sich mit Schwingungen befasst und konkrete Zahlenwerte als Richtwerte zur Schwingungsbeurteilung nennt. Obwohl die Normenreihe sich nicht eindeutig auf Getriebe als Maschinenkomponente bezieht, werden die Werte oft zum vermeintlichen Nachweis der Fehlerhaftigkeit einer Maschine zitiert, oder man verwendet die Werte fälschlicherweise als Warn- oder Alarmeinstellung im Sinne der Schadensfrüherkennung, was in der Regel auch nicht sinnvoll ist, da die wenigsten Getriebedefekte anhand der breitbandig ermittelten effektiven Schwinggeschwindigkeit frühzeitig zu messen sind.

Eine DIN-Norm zur Bewertung mechanischer Schwingungen *speziell für Getriebe*, gab es bis zum Erscheinen der DIN ISO 20816-9 nicht. Die bis dato immer herangezogene DIN ISO 10816-3 schließt die Anwendungen für Getriebe zwar im Anwendungsbereich nicht explizit aus, sie schließt sie an dieser Stelle aber auch nicht explizit ein. Es gibt lediglich einen Hinweis, dass die nach dieser Norm bewerteten Maschinen Getriebe oder Wälzlager besitzen *können*. Durch die neue DIN ISO 20816-9, die im März 2021 in deutscher Sprache im Weißdruck erschien, wurde nun eine Lücke geschlossen, indem eine Norm geschaffen wurde, welche sich gezielt mit der Bewertung der Schwingungen an Getrieben befasst. Die DIN ISO 20819-9 bezieht sich zwar maßgeblich auf die Bewertung von Abnahmeprüfungen beim Hersteller, kann aber nach Absprache zwischen Hersteller und Kunde und/oder Betreiber auch zur Messung am Aufstellungsort und zur Überwachung während des Betriebs herangezogen werden. Die DIN ISO 10816-3 ist hingegen für die Beurteilung der Schwingungen, die am Aufstellungsort im Normalbetrieb herrschen, anzuwenden.

Vorliegender Beitrag ist aus der Sicht der Service-Abteilung eines Getriebeherstellers verfasst. Hier kommt es bei Werksabnahmen, Inbetriebnahmen und im Betrieb von Maschinen häufig zu der Aufgabe, die Höhe des Schwingungsniveaus von Maschinen oder deren Komponenten zu bewerten. Der Beitrag beschäftigt sich anhand von Beispielen aus dem mobilen wie auch online Condition-Monitoring-Service von Flender mit den typischerweise auftretenden Fragen und Herausforderungen bei der Anwendung und Interpretation der genannten Normen. Da die weitaus meisten Industriegetriebe heutzutage mit Wälzlagern und nicht mit Gleitlagern gelagert werden, befasst sich dieser Aufsatz ausschließlich mit den Messgrößen Schwinggeschwindigkeit und Schwingbeschleunigung. Der in den Normen ebenfalls bewertete Schwingweg, der oft als Kriterium für die Wellenschwingung gleitgelagerter Maschinen herangezogen wird, wird hier nicht weiter betrachtet, da hierzu beim Autor unzureichende Felderfahrungen vorliegen.

## 2. Grundlegende Infos zu den Normen

### 2.1. Voraussetzungen, die für beide Normen gleich sind

Die grundlegende Erfassung der Sensorsignale, sowie die Ermittlung der Messwerte wird im Rahmen dieses Beitrags nicht detailliert beschrieben. Nur wo sich Besonderheiten in den Normen herausstellen, wird später weiter darauf eingegangen.

Die messtechnische Erfassung der Schwingbeschleunigungssignale geschieht heutzutage mit industriellen Schwingbeschleunigungssensoren, die einen normativ festgelegten, hinreichenden Frequenzbereich und ausreichende Genauigkeit besitzen müssen und regelmäßig kalibriert werden sollen. Die Integration nach der Zeit, vom Schwingbeschleunigungs- in den Schwinggeschwindigkeitsbereich, sowie die Effektivwertberechnung geschieht auf analogem oder digitalem Weg und wird hier ebenfalls nicht detailliert erläutert.

Als Messorte für die Schwingbeschleunigungs- und Schwinggeschwindigkeitssignale geben beide Normen steife Gehäusestrukturen an Lagerstellen an. Es soll möglichst in drei orthogonalen Richtungen, horizontal, vertikal und axial zur Welle an allen zugänglichen Lagerstellen gemessen werden. Für die Beurteilung ist das höchste der Messergebnisse heranzuziehen.

Für beide hier betrachtete Normen gilt gleichermaßen eine Einteilung der Bewertungsgrößen in Zonen, die eine qualitative Beurteilung der Schwingung erlauben und nach internationalen Erfahrungswerten festgelegt wurden. Es gibt vier Zonen, die wie folgt untergliedert werden.

Tabelle 1: Bewertungszonen für DIN ISO 10816 und 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.

## 2.2. DIN ISO 10816-3

Die Normenreihe DIN ISO 10816 besteht aus vielen Teilen, die sich mit unterschiedlichsten Maschinen und Anwendungen befassen. Die einzelnen Teile werden seit einigen Jahren von Richtliniengremien überarbeitet und sukzessive durch aktualisierte Teile der DIN ISO 20816 Reihe ergänzt oder ersetzt. Der ursprüngliche Basisteil 1 der Normenreihe wurde bereits vor einigen Jahren zurückgezogen und durch DIN ISO 20816-1 ersetzt [3]. Der in diesem Beitrag behandelte Teil 3 ist ursprünglich aus VDI Richtlinie 2056 von 1964 hervorgegangen, die ebenfalls seit Jahrzehnten zurückgezogen ist, wobei sich die Beurteilungsmaßstäbe und Grenzwerte bis heute nicht nennenswert verändert haben. Die letzte Fassung der DIN ISO 10816-3 ist von Januar 2018. Inwieweit die Überführung in eine DIN ISO 20816-3 geplant ist, ist dem Autor nicht bekannt.

Die in der Norm behandelten Maschinen werden nach drei Kriterien klassifiziert: Maschinenleistung, Achshöhe und Elastizität des Aufbaus. Als starres Fundament gilt dabei, wenn die tiefste Eigenfrequenz des Gesamtsystems aus Maschine und Unterbau in Richtung der Messung um mindestens 25% über der wesentlichen Anregungsfrequenz liegt. Die wesentlichen Beurteilungsgrößen für die vier Zonen A bis D für die DIN ISO 10816-3 können anschaulich tabellarisch zusammengefasst werden und sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Bewertungszonen für DIN ISO 10816 und DIN ISO 20816

<b>DIN ISO 10816-3</b> Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min <sup>-1</sup> und 15 000 min <sup>-1</sup> bei Messungen am Aufstellungsort						
	Unterbau	Einheit	A	B	C	D
<b>Gruppe 1</b> Große Maschinen mit einer Nennleistung über 300 kW und bis 50 MW; elektrische Maschinen mit einer Achshöhe $H \geq 315$ mm	starr	µm eff	<29	29 – 57	57 – 90	>90
		mm/s eff	<2,3	2,3 – 4,5	4,5 – 7,1	>7,1
	elastisch	µm eff	<45	45 – 90	90 – 140	>140
		mm/s eff	<3,5	3,5 – 7,1	7,1 – 11,0	>11,0
<b>Gruppe 2</b> Mitttelgroße Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und bis 300 kW; elektrische Maschinen mit einer Achshöhe $160 \text{ mm} \leq H < 315$ mm	starr	µm eff	<22	22 – 45	45 – 71	>71
		mm/s eff	<1,4	1,4 – 2,8	2,8 – 4,5	>4,5
	elastisch	µm eff	<37	37 – 71	71 – 113	>113
		mm/s eff	<2,3	2,3 – 4,5	4,5 – 7,1	>7,1

### 2.3. DIN ISO 20816-9

Bei der DIN ISO 20816-9 handelt es sich um eine Weiterentwicklung der ISO 8579-2 (Abnahmebedingungen für Zahnradgetriebe), die bereits zurückgezogen ist. Grundlegende allgemeine Bedingungen und Verfahren zur Messung und Bewertung von Schwingungen werden, wie auch für DIN ISO 10816-3, in Teil 1 der DIN ISO 20816 genannt. Es wird in der Norm an verschiedensten Stellen deutlich, dass sie als eine Grundlage für die Vertragsgestaltung für Abnahmebedingungen zwischen Hersteller und Betreiber konzipiert wurde und **nicht** in erster Linie zur Bewertung von Getriebeschwingungen **im Betrieb** dient. Sie stellt in ihrer Form keine Abnahmespezifikation dar. Es wird an vielen Stellen darauf hingewiesen, dass bei möglichen Abweichungen oder Unklarheiten, im Vorfeld eine vertragliche Vereinbarung geschlossen werden soll, die durchaus zur Norm abweichende Kriterien beinhalten darf.

Während in DIN ISO 10816-3 nichts Konkretes zur Befestigung der Sensorik genannt wird, nennt die DIN ISO 20819 -3 als typische Sensoren Beschleunigungsaufnehmer, die per Schraub- oder Klebefestigung am Lagergehäuse angebracht werden sollen. Die Befestigung über einen Magneten ist laut Norm nur dann akzeptabel, wenn die maximale Grundfrequenz des Zahneingriffes unter 2000 Hz liegt. Messungen dürfen nicht an Teilen des Gehäuses durchgeführt werden, die nicht als Lagerstützstruktur dienen oder nicht stabil sind, da diese keine echte Aussagekraft zu Getriebeschwingungen geben. Messungen sollen an bis zu drei orthogonalen Richtungen, an allen zugänglichen Lagerstellen erfolgen. Zur Kalibrierung der Messgeräte und den erlaubten Fehlertoleranzen werden ebenfalls Angaben gemacht. Es wird darauf hingewiesen, dass die Anwendbarkeit der Bewertungskriterien für die Bewertung des **Zustandes** der Getriebe eingeschränkt sein kann.

Bei der Klassifizierung der Maschinentypen wird in der DIN ISO 20816-9 der Tatsache Rechnung getragen, dass unterschiedliche Getriebetypen unterschiedliche, typische Schwingungsamplituden erzeugen. Schnelllaufende Getriebe, Planetengetriebe und geradverzahnte Getriebe können erfahrungsgemäß höhere Schwingungen erzeugen als zum Beispiel langsam laufende Stirnradgetriebe mit Schrägverzahnung. Einem bestimmten Getriebe ist der höchste Bemessungswert aller Messpositionen zuzuweisen, Tabelle 2 zeigt die Klassifizierung aus DIN ISO 20816-9. In Rot, gestrichelt, umrahmt ist die Klasse III a, aus der in einem späteren Kapitel noch ein typisches Beispielgetriebe bewertet wird. Die Klassifizierung der Getriebe darf basierend auf Erfahrungswerten oder Ergebnissen aus dem Betrieb zwischen Hersteller und Kunde vereinbart werden.

Tabelle 2: Klassifizierung gängiger Getriebetypen (Quelle: DIN ISO 20816-9, Tabelle 5)

Klasse	Unter- klasse	Beispiele für Getriebe	Schwingungsbemessungswerte			
			Leistung	DR	VR	AR
I	a)	Spezial-Präzisionsstirnradgetriebe mit Übersetzung ins Schnelle oder Langsame, eingehaust, ein- oder zweistufig, mit Einfach- oder Doppelschrägverzahnung.	alle	31,5	3,15	50,0
	b)	Industrieanlagen, Schiffe usw. <sup>a</sup>	niedrig <sup>a</sup>	31,5	3,15	b
			hoch <sup>a</sup>	50,0	5,0	h
II	a)	Universalgetriebe, eingehaust, ein- oder mehrstufig, mit Stirnrad-, Kegelrad- und rechtwinkligen Spiralkegelrad-Verzahnungen.	alle	50,0	5,0	80,0
	b)	Hohe Drehzahl (über 3 600 min <sup>-1</sup> ); Industrieanlagen, Schiffe usw. <sup>a</sup>	niedrig <sup>a</sup>	50,0	5,0	b
			hoch <sup>a</sup>	80,0	8,0	h
III	a)	Universalgetriebe mit Übersetzung ins Langsame, eingehaust, ein- oder zweistufig, mit Planetenrädern.	alle	80,0	8,0	125,0
	b)	Industrieanlagen, Schiffe usw. <sup>a</sup>	niedrig <sup>a</sup>	80,0	8,0	b
			hoch <sup>a</sup>	125,0	12,5	h
IV	a)	Universalgetriebe mit Übersetzung ins Langsame, eingehaust, ein- oder mehrstufig, mit gerader Verzahnung, z.B. Kalandr, Extruder usw.	alle	125,0	20,0	125,0
	b)	Mühlen usw. Industrieanlagen, Schiffe usw. <sup>a</sup>	niedrig <sup>a</sup>	125,0	12,5	b
			hoch <sup>a</sup>	200,0	20,0	h
DR = Bemessungswert des Schwingwegs, VR = Bemessungswert der Schwinggeschwindigkeit, AR = Bemessungswert der Schwingbeschleunigung. (Siehe Anhang A).						
a	Siehe Bild A.3.					
b	Derzeit keine Informationen verfügbar					

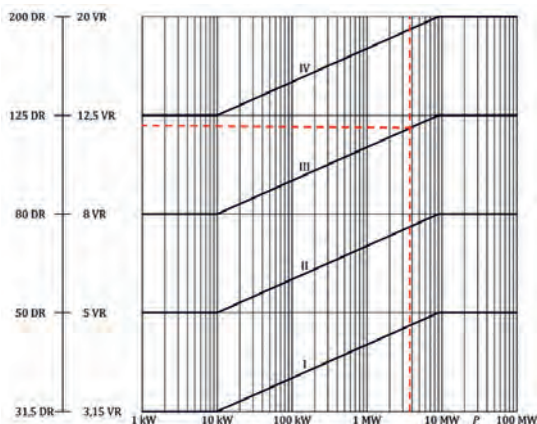


Bild 1: Subjektive Beurteilung der Schwingungsbemessungswerte (Quelle: DIN ISO 20816-9, Bild A.3)

Da auch bei Getrieben eine starke Abhängigkeit der Schwingungen von der Leistung gegeben ist, sieht die Norm ansteigende Bemessungswerte in Abhängigkeit von der Leistung vor. Bild 1 zeigt die Abhängigkeit für die Bemessungszahl des Schwingweges DR und der Schwinggeschwindigkeit VR. Hierin ist wiederum eine gestrichelte Linie für die Nennleistung des später dargestellten Beispielgetriebes gezeigt.



## 2. Vergleich der Normen

Da die Normen augenscheinlich in vielen Punkten Schnittmengen haben, wird in der nachfolgenden Tabelle 2 ein Vergleich der Kernpunkte durchgeführt.

Tabelle 2: Vergleich der Kernpunkte, DIN ISO 10816-3 zu DIN ISO 20816-9

	DIN ISO 10816-3		DIN ISO 20819-9		
Anwendungsbereich	Maschinensätze (Turbine, Generatoren, Motoren, Kompressoren, Gebläse und Lüfter...)		Getriebe zur Übersetzung ins Schnelle oder ins Langsame		
Anwendungsort	Am Aufstellungsort		Abnahmeprüfungen beim Hersteller; nach Vereinbarung am Aufstellungsort sowie für Routinemessungen im Betrieb		
Leistungsbereich	15 kW - 40 MW		10 kW – 100 MW		
Drehzahlbereich	120 1/min – 15000 1/min		30 1/min – 12000 1/min (0,5Hz - - 200 Hz)		
Messgrößen	Breitbandiger Effektivwert des Schwingwegs	Breitbandiger Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit	Breitbandiger Effektivwert d. Schwingwegs	Breitbandiger Effektivwert d. Schwinggeschwindigkeit	Spitzenwert (wahrer Peak) der Schwingbeschleunigung
Einheit	µm	mm/sec	µm	mm/s	m/s <sup>2</sup>
Frequenzbereich	(2) 10 – 1000 Hz		2 – 500 Hz	10–2000 Hz	10 – 5000 Hz
Frequenzbereich, Mindestanforderung	Für die 10816-3 sind die zuvor genannten Frequenzbereiche Mindestforderungen		kleiner als die Hälfte der minimalen Wellendrehfrequenz; größer als 3,5 x höchste Zahneingriffsfrequenz		
Messorte	Lagerstellen mit steifen Strukturen		Lagerstellen mit steifen Strukturen		
Messrichtung	In Richtung der höchsten Schwingung, üblicher Weise horizontal, vertikal und axial		In Richtung der höchsten Schwingung, üblicher Weise horizontal, vertikal und axial		
Betriebsbedingung	Stationärer Betriebszustand, thermische Beharrung, Betrieb im vorgesehenen Arbeitsbereich		Stationärer Betriebszustand, thermische Beharrung, Betrieb im vorgesehenen Arbeitsbereich mit den später verwendeten Kupplungen. Bei Prüfstands-Abnahmemessungen können andere Bedingungen vereinbart werden.		
Emission/Immission	Nur zur Bewertung von Schwingungen, die von der Maschine erzeugt werden		Nur zur Bewertung von Schwingungen, die vom Getriebe erzeugt werden		
Klassifizierung	Nach Maschinentyp, Nennleistung und Achshöhe Nach Elastizität des Unterbaus		Nach Getriebetyp (kinematische Konfiguration und Anwendungsbereich), Nennleistung und Schwingungsbemessungswert		
Zonen	4, Zone A bis Zone D		4, Zone A bis Zone D		
Alarm-, Abschaltwerte	Empfehlungen werden genannt		Keine Angaben, da nicht vorgesehen		

### 3. Felderfahrungen

#### 3.1. Vertikalmühlen Getriebe, gemessen im Betrieb

Um ein Gefühl für die Messergebnisse nach DIN ISO 20816-9 zu gewinnen, wurden im Flen-der-Service erste Messdaten im Betrieb von Industriegetrieben gewonnen. Im ersten Beispiel wurde ein typischer Vertreter eines applikationsspezifischen Industriegetriebes untersucht. Es handelt sich um ein KMPS-Vertikalmühlengetriebe zur Vermahlung von Hochofenschlacke in der Zementerstellung. Das Getriebe besteht aus einer Kegelradstufe, einer Stirnradstufe und einer Planetenstufe. Der Antrieb besitzt eine Nenn-Eingangsdrehzahl von 990 1/min (16,4 Hz), eine Ausgangsdrehzahl von 24,27 1/min (0,4045 Hz) und eine Nennleistung von 2850 kW. Die höchste Zahneingriffsfrequenz (Kegelradstufe) liegt bei 315 Hz ( $3,5 \times 315 \text{ Hz} = 1103 \text{ Hz}$ ). Versucht man, eine passende Getriebeklasse gemäß Tabelle 1 für das Getriebe zuzuordnen, fällt dies schwer. Getriebeklasse III a) könnte passen, jedoch ist dieses Getriebe eine applikations-spezifische Sonderbauform und kein Universalgetriebe. Alle darüber liegenden Klassen, bis hin zu „Mühlen hoher Leistung“ könnten ebenfalls zutreffend sein. Ermittelt man gemäß Bild 1 eine subjektive Bemessungszahl der Schwinggeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Getriebeleistung, gelangt man zu einer Bemessungs-Schwinggeschwindigkeit von etwa 11 mm/s.

Bild 2 zeigt die Ergebnisse für eine Messung der Schwinggeschwindigkeit nach DIN ISO 10816-3 (im Frequenzbereich 10 – 1000 Hz) (rote Kurve im oberen Plot) und nach DIN ISO 20816-9 (im Frequenzbereich 10 – 2000 Hz) (schwarze Kurve im oberen Plot). Ebenso ist die Peak-Beschleunigung nach DIN ISO 20816-9 (im Frequenzbereich 10 – 5000 Hz) dargestellt (schwarze Kurve im zweiten Plot von oben). Des Weiteren sind zum Vergleich mit Betriebsbedingungen die Min-/Max-/Mittelwerte des Drehmomentes und die Drehzahl darunter abgebildet. Man erkennt, dass die Schwinggeschwindigkeiten beider Normen nur unwesentlich voneinander abweichen, was erwartbar ist, da die maßgebliche höchste Zahneingriffsfrequenz deutlich unter 1000 Hz bleibt. Man erkennt weiter, dass es eine deutliche Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen gibt. Insbesondere bei instationärem Betrieb, wie dem Hochlauf der Anlage, zeigen sich deutlich erhöhte Peaks in den effektiven Schwinggeschwindigkeiten. Auch die Drehmomentänderungen zeigen Einfluss. Die gemessene effektive Schwinggeschwindigkeit ist an diesem Messpunkt 2 - 2,5 mm/s und überschreitet an keinem anderen Messpunkt 4,5 mm/s. Der gemessene Peak-Beschleunigungswert beträgt  $20 \text{ m/s}^2$ . Er zeigt keine Besonderheiten oder starke Abhängigkeiten von Leistung oder Drehmoment.

Daher liegt das Getriebe in Zone A gemäß DIN ISO 20189-9 und in Zone B gemäß DIN ISO 10189-3.

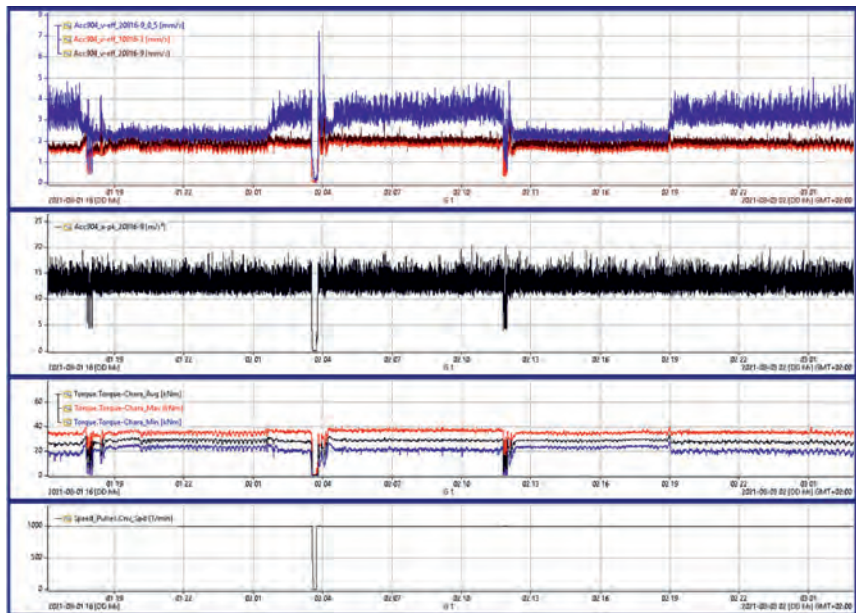


Bild 2: Vergleich DIN ISO 10816-3 (10 – 1000 Hz) zu DIN ISO 20816-9 (10 – 2000 Hz) und DIN ISO 20816-9 (0,5 – 2000 Hz)

Interessant ist die Betrachtung bei niedrigeren Frequenzen. Da die Abtriebsdrehfrequenz lediglich 0,4 Hz beträgt und die DIN ISO 20819-3 Norm eine Messung bis hinab zur halben niedrigsten Getriebedrehfrequenz vorsieht, müssten zur Erfüllung der Vorgabe Spezialmesstechniken zum Einsatz kommen, da die standardmäßig im Condition Monitoring zum Einsatz kommenden Beschleunigungssensoren einen linearen Frequenzgang oberhalb von 0,5 Hz besitzen. Um den Einfluss niedriger Frequenzen bewerten zu können, wurde in Bild 2 die effektiven Schwinggeschwindigkeit in den Frequenzbereichen 10 – 2000 Hz (schwarze Kurve im oberen Plot) und 0,5 – 2000 Hz (blaue Kurve im oberen Plot) vergleichend dargestellt. Deutlich erkennt man, dass die Werte bei niedrigeren Frequenzbereichen deutlich zunehmen, was im vorliegenden Fall jedoch klar auf Einflüsse aus dem Mahlprozess zurückzuführen ist, da Struktur- und Torsionseigenfrequenzen in diesem Bereich maßgeblich sind und eine deutliche Drehmomentabhängigkeit vorliegt. Zur Beurteilung der Schwingungsgüte des Getriebes im Betrieb ist dieser niederfrequente Bereich also ungeeignet.

### 3.2. Maschinen mit elastischer Aufstellung

Die Erfahrungen aus dem Bereich der Standardgetriebe zeigen, dass sporadisch Schäden an Getrieben oder Strukturen auftreten können, die auf starke Schwingungen zurückzuführen sind. Haben Anlagenbauer oder Komponentenhersteller dies im Vorfeld nicht bedacht und wurden keine Abnahme- oder Betriebskriterien bei den Vertragsverhandlungen vereinbart, kommt es häufig vor, dass die Beurteilungswerte DIN ISO 10816-3 im Streitfall herangezogen werden, was in vielen Fällen nicht zielführend ist. Beispielhaft sollen zwei Anwendungsbereiche genannt werden.

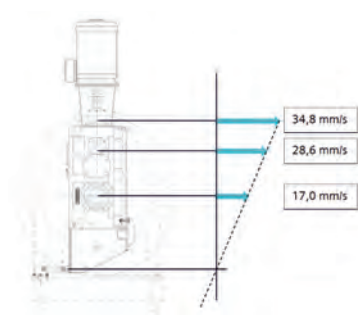


Bild 3: a) Schokoladen-Conche



b) Rührwerk für Biogasanlagen (Quelle: <http://www.rema-maschinenbau.de/>)

Bild 3 a) zeigt das Beispiel eines Antriebs einer Conchieranlage zur Schokoladen-Herstellung. Der Antriebsstrang ist als Aufsteckeinheit an die Welle der Conchietrommel angeflanscht. Die Rückstellkräfte aus dem Antriebsdrehmoment werden über eine am Standard-Kegel-Stirnrad-Getriebe befestigte Konsole in ein Fundament abgeleitet. Durch die konstruktiven Gegebenheiten mit vielen elastischen Bauteilen und Lagerspielen neigt der Aufbau zu starken Schwingungen um die Hochachse. Bild 3 b) zeigt einen Rührwerksantrieb einer Biogasanlage, der ebenfalls am Ende einer langen Propellerwelle angeflanscht ist. Auch hier erfolgen die Stützung und Einleitung der Rückstellkräfte über leichte und elastische Strukturen, was zu starken Schwingungen führen kann.

Bei beiden gezeigten Antriebssträngen traten gehäuft Schäden an Wälzlagern im Bereich der Motorlager und Getriebe-Antriebswellen auf, die eindeutig auf hohe Schwingungen zurückgeführt werden konnten. Frequenzselektive Messungen zeigten, dass die maßgeblichen

Schwingungen im niederfrequenten Bereich liegen, teils deutlich unter 10 Hz. Je nach Lage der Interessen wird die DIN ISO 10816-3 von den Parteien unterschiedlich interpretiert.

Im Fall der Conche war der Anlagenbauer sich bewusst, dass die Schwingungen im Betrieb vermutlich höher als die Werte der DIN ISO 10816-3 ausfallen werden. Es fehlten aber Erfahrungswerte, welche Amplituden als dauerhaft zulässige Betriebsschwingung zu erlauben wären. Am Ende konnten durch Aussparen kritischer Resonanzbereiche aus dem Betriebskollektiv weitere Schäden vermieden werden. Im Falle des Biogas-Rührwerkes, war der Maschinenbauer der Meinung, der Beurteilungs-Kennwert für 10 - 1000 Hz Filterung wäre heranzuziehen, da der Motor mit etwa 25 Hz dreht. Da die Anregungsfrequenz aufgrund der Getriebeumsetzung darunter lag, wäre er aus der Verantwortung gewesen. Fakt ist jedoch, dass die hohen effektiven Schwingungsgeschwindigkeiten unterhalb von 10 Hz zu den Schäden führten.

#### 4. Fazit

Zur Beurteilung des Schwingungsverhaltens von Industriegetriebenen im Betrieb sind beide Normen nur eingeschränkt geeignet. DIN ISO 10813-3 ist nicht für Getriebe konzipiert worden, was man an den nicht ganz passenden Frequenzbereichen und Bewertungskenngrößen sieht. DIN ISO 20816-9 ist zwar spezifischer für Getriebe, gilt aber eher für die Abnahmen auf dem Prüfstand und ist in vielen Bereichen zu sehr auf Individualabsprachen zwischen Hersteller und Betreiber angewiesen und somit unkonkret. Hier müssten Anwender zunächst auf Basis der Norm etliche Festlegungen treffen.

Auf die gemessenen Schwingungswerte im Betrieb hat die Fundamentierung einen entscheidenden Einfluss, wird allerdings oft nicht berücksichtigt. Ebenso lassen sich von außen eingebrachte Schwingungen oft nicht eindeutig von den am Getriebe gemessenen Schwingungen trennen. Die Erfahrungen zeigen, dass die Normen häufig zur Fehlerbeurteilung herangezogen werden, was ohne maschinendiagnostische Untersuchungen meist nicht zu belastbaren Ergebnissen führt. Es ist zudem oft festzustellen, dass zum Zeitpunkt der Vertragsgestaltung zwischen Hersteller und Kunden keine konkreten Abnahmekriterien vereinbart werden, was später zu Streitigkeiten führen kann.

Die DIN ISO 20816-9 liefert zwar viele Hinweise wie Vertragsgestaltung und Messungen aussehen könnten. Die Anwendung der Norm ist aber kompliziert und an vielen Punkten sehr unkonkret, so dass eine Menge an Interpretationsspielraum vorhanden ist. Nützliche Hinweise, für die Durchführung von Analysen, wie etwa die Beurteilungsdauer der Effektivwert-

berechnung, fehlen in der Norm. Für die Zukunft wäre es wünschenswert, wenn es eine Norm gäbe, die konkretere Richtwerte Werte für Anlagen im Betrieb liefert, so wie in der DIN ISO 10816-3, die aber speziell abgestimmt auf Industriegetriebe mit Klassifikation wie in der DIN ISO 20816-9 wäre.

## 7. Literaturverzeichnis

- [1] DIN ISO 10816-3: Mechanische Schwingungen – Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messung an nicht-rotierenden Teilen – Teil 3; Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen  $120 \text{ min}^{-1}$  und  $15\,000 \text{ min}^{-1}$  bei Messungen am Aufstellungsort (ISO 10816-3:2009 + Amd.1:2017), Januar 2018
  
- [2] DIN ISO 20816-9: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen – Teil 9: Getriebe (ISO 20816-9:2020), März 2021
  
- [3] DIN ISO 20816-1: Mechanische Schwingungen – Messung und Bewertung der Schwingungen von Maschinen – Teil 1: Allgemeine Anleitungen (ISO 20816-1:2016)

# Flächendeckendes Condition Monitoring

## Wirtschaftlich und flächendeckend – geht das?

Dipl.-Ing. (FH) **Sebastian Mergler**,  
Schaeffler Technologies AG & Co. KG, Schweinfurt;  
Dr.-Ing. **Hans-Willi Keßler**,  
Schaeffler Monitoring Services GmbH, Herzogenrath

### Kurzfassung

Trotz drohender hoher Folgekosten bei ungeplanten Stillständen werden rund 94 Prozent aller Aggregate in einer Produktionsanlage nicht oder nur sporadisch überwacht. Warum gibt es immer noch so viele ungeplante Stillstände? Was hält die Instandhaltung von einer flächendeckenden Zustandsüberwachung (Schwingungstechnik) ab? Wie können neue Technologien zum Durchbruch verhelfen? Welche Vorteile bieten batteriebetriebene Funksensoren mit MEMS-Technik, was bringt der Einsatz von Low-Energy Funknetzwerken (wie zum Beispiel Mesh) und welche Änderungen bringt Cloud Computing mit sich? Diesen Fragen wird im Folgenden nachgegangen. Anhand eines Praxisbeispiels wird aufgezeigt, welche Vorteile eine flächendeckende Überwachung mit intelligenten Lösungsansätzen und automatisierten Überwachungsalgorithmen bieten kann - ohne tiefgreifendes Expertenwissen besitzen zu müssen.

### 1. Ungeplante Stillstände in der Prozessindustrie

Ungeplante Stillstände in den unterschiedlichen Industrien können mit enorm hohen Kosten verbunden sein. In Sägewerken schlagen Produktionsausfälle zum Beispiel mit bis zu 7.500 Euro pro Stunde zu Buche, so geschehen in einem schwedischen Sägewerk [1]. In der Zellstoff- und Papierindustrie können durch ungeplante Stillstände Kosten bis zu 30.000 Euro pro Stunde [2] entstehen. In einem deutschen Stahlwerk wurde bei einem Wälzlager der Arbeitswalzen in den Walzgerüsten einer Warmbreitbandstraße durch Zustandsüberwachung ein ungeplanter Stillstand verhindert. So konnten rund 60.000 Euro pro Stunde eingespart werden [3]. Dabei lassen sich derartige ungeplante Stillstände im Wesentlichen auf organisatorische und technische Ursachen zurückführen. Zu den organisatorischen Gründen zählen zum Beispiel Ausfallzeiten aufgrund unzureichender Bevorratung, Zeitdruck, fehlendes Personal, oder fehlende Qualifikationen. Technisch bedingte Störungen sind häufig auf elektrische oder

mechanische Fehler zurückzuführen. Technische Ursachen können mit unterschiedlichen Methoden und Technologien überwacht werden. Die Schwingungsanalyse ist eine Möglichkeit. Daneben gibt es weitere Methoden wie die Schmierstoffanalyse, die Endoskopie oder Thermografie. Die Bild 1 zeigt, dass trotz der zahlreichen Möglichkeiten der schwingungsbasierten Zustandsüberwachung, durch die viele ungeplante Stillstände vermeidbar wären, gerade mal sechs Prozent der Maschinen mit Onlinelösungen schwingungsüberwacht werden. Zu beobachten ist, dass vornehmlich Nebenaggregate unzureichend, bis gar nicht überwacht werden.



Bild 1: Produktionsanlage - Beispiel einer typischen Papier-Produktion [4]

Es stellt sich daher die Frage, warum die Schwingungstechnik bis heute nur punktuell zum Einsatz kommt. Was hält das Instandhaltungsmanagement eines Werkes davon ab, diese flächendeckend einzusetzen? Warum werden ungeplante Stillstände in Kauf genommen, die mit hohen Kosten und weiteren Risiken verbunden sind?

## 2. Bisherige Hürden für eine flächendeckende Zustandsüberwachung

Vielen Unternehmen setzen bisher kaum oder keine flächendeckende Schwingungstechnik ein. Die Gründe hierfür sind vielfältig.

### 2.1 Erforderliches Fachwissen

Der Einsatz von Schwingungsdiagnose setzt bisher (Experten-) Wissen voraus. So müssen etwa die richtigen Grenzwerte für die Alarime bestimmt werden, spezifische Anpassung der Messkonfiguration vorgenommen werden, Alarime und Daten fachmännisch analysiert und interpretiert werden. Allein die Bestimmung der Grenzwerte erfordert tiefgreifendes Wissen und



Zeit. Im Gegensatz zu Einzelmessungen – zum Beispiel zur Ursachenermittlung bei Maschinenproblemen (Troubleshooting) – werden bei der Schwingungsdiagnose die Messdaten auch in ihrem zeitlichen Zusammenhang betrachtet und auf Veränderungen untersucht. Dies kann zum einen durch direktes Vergleichen von Zeitsignalen oder Spektren von unterschiedlichen Messzeitpunkten erfolgen, zum anderen können auch charakteristische Werte der gemessenen Schwingungen numerisch erfasst und über eine Zeitachse in einem Diagramm dargestellt werden. Für die Kennwerttrends werden Grenzwerte nach bestimmten Kriterien festgelegt, bei deren Über- oder Unterschreitung ein Alarm ausgelöst wird. Die Bild 2 zeigt, dass häufig 2 Grenzwerte definiert werden, um einen Voralarm und einen Hauptalarm unterscheiden zu können.

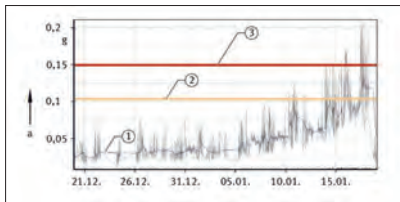


Bild 2: Alarmschwellen in einem Trenddiagramm - (1) Kennwerttrend (2) Erster Grenzwert (3) Zweiter Grenzwert [5]

Da die Schwingung einer Maschine nicht nur vom Maschinentyp und der Betriebsdrehzahl abhängt, sondern auch von vielen anderen Faktoren (wie dem Einwirken von benachbarten Maschinen oder der Art der Maschinenaufstellung) beeinflusst wird, sollten die Alarmgrenzen für jede Messstelle individuell angepasst und danach regelmäßig überprüft werden. Idealerweise basieren die Alarmgrenzwerte auf bereits gemessenen Schwingungsdaten der betrachteten Maschine oder Anlage im Gut-Zustand. Da jedoch zu Beginn einer Zustandsüberwachung meistens noch nicht genügend Messdaten zum Schwingungsverhalten der Maschine vorliegen, werden zunächst Erfahrungswerte von ähnlichen Maschinen oder in Normen (zum Beispiel DIN ISO 10816 oder DIN ISO 7919) vorgegebene Grenzwerte verwendet. Bereits die Festlegung der Grenzwerte, verdeutlicht, dass hier Fachwissen und Erfahrung gefordert ist.

## 2.2 Installationsaufwand

Ein hoher Aufwand für die Installation und Inbetriebnahme von Überwachungstechnik hält ein Instandhaltungsmanagement von dem Vorhaben, Maschinen via Schwingungs-Sensorik in hoher Anzahl zu überwachen, ab. Denn der Einsatz der Schwingungsanalyse setzt eine gut

durchdachte Planung der Überwachungsstruktur voraus. Ein weiteres Kriterium ist die Verlegung der Kabel für die Sensoren an allen Messpunkten sowie die Installation und initiale Konfiguration der Diagnoseelektronik. Alternativ zur Verkabelung kann die Überwachung der Maschinen routenbasiert mit einem Handgerät erfolgen. Dies wiederum bringt einige Nachteile und Gefahren mit sich wie zum Beispiel, nur geringe Abtastrate des Maschinenzustandes, schwer zugängliche Messpunkte (Höhe) und gefährliche Umgebungen der Messpunkte (Staubnebel, Aggressive Medien).

### **2.3 Hohe Kosten**

Hohe Kosten für Sensoren, Diagnoseelektronik und laufende Kosten, etwa durch die Nutzung externer Datenanalysen oder die Anschaffungskosten einer geeigneten Analyse Software, stellen eine weitere Hürde dar. So können für die Überwachung eines Messpunktes mit einem klassischen Zustandsüberwachungssystem Kosten allein für die Anschaffung in Höhe von ca. 500 bis 1.000 Euro entstehen. Will man seine Produktion flächendeckend überwachen und geht von 500 Messpunkten aus ist eine Investition von 250.000 bis 500.000 Euro notwendig. Solche Summen überschreiten oftmals das Instandhaltungsbudget und machen auch den Return of Invest (ROI) unattraktiv. Aus den zuvor genannten Gründen greifen Nutzer selten auf eine flächendeckende Zustandsüberwachungslösung zurück und überwachen meist nur die kritischsten Aggregate.

### **3. Neue Technologien ermöglichen den Durchbruch**

Neue Technologien wie z.B. Microelectromechanical Systems (MEMS), Low-Energy Funknetzwerke, Mesh-Technologie und Cloud Computing verhelfen der Schwingungsüberwachung zum Durchbruch.

#### **3.1 MEMS-Technologie**

Schwingungssensoren, die auf der MEMS-Technologie (Microelectromechanical Systems) basieren, sind nach heutigem Stand günstiger als herkömmliche, piezoelektronische Sensoren. Zudem wird bei dieser Technologie wenig Strom benötigt, was einen Batterie-Betrieb zulässt und somit mehrere Messpunkte überwacht werden können. Im Folgenden werden piezoelektrische Sensoren und Sensoren auf Basis von MEMS zur Beschleunigungsmessung verglichen. In der Vergangenheit begrenzte das nutzbare lineare Frequenzband und das im Vergleich zur Piezosensorik schlechte Signalrauschverhalten den Einsatz von Microelectromechanical Systems (MEMS) in der Maschinendiagnose. Mit den aktuellen Fortschritten im Bereich der MEMS-Sensorik ist es möglich, Condition Monitoringsysteme mit einer effektiv

nutzbaren Frequenzbandbreite von bis zu 10 kHz in vergleichbarer Signalqualität zu Piezosensoren aufzubauen. Arbeiten klassische Piezosensoren zur Beschleunigungsmessung üblicherweise mit drucksensitiven Kristallkörpern (Quarze), die Ladungsunterschiede proportional in Kraft- bzw. Beschleunigungswerte umwandeln, so sind MEMS Sensoren meist kapazitive Messwandler. Die prinzipiellen Vorteile dieser Technik – geringer Strombedarf, äußerst kompakte Bauform, einfache Integrierbarkeit durch teilweise direkt auf dem Chip befindliche A/D Wandlung und Filtermöglichkeiten – ermöglichen das wirtschaftliche Design batteriebetriebener Funksensorik mit ausreichender Lebensdauer zur Einbindung in cloudbasierten Datennetzen. Zudem sind MEMS in der Lage, quasistatische Messungen durchzuführen, was prinzipbedingt mit Piezosensoren (misst Ladungsänderungen) nicht möglich ist. Die nachfolgende Tabelle 1 zeigt einen qualitativ bewerteten Vergleich der für die Maschinendiagnose wesentlichen Eigenschaften beider Sensorprinzipien.

Tabelle 1: Relevante Kriterien für schwingungsbasierte CM-Messsysteme

Kriterium	Piezosensor	MEMS	Legende:  ++ sehr gut  + gut  0 neutral  - schlecht  - - sehr schlecht
Stationäre Messung	nein	ja	
Frequenzgang ( $\pm 3$ dB)	++ (> 20 kHz)	+ (10 kHz)	
Rauschverhalten	++ (2-8 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ )	+ (18-40 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$ )	
Dynamik	++ (80 g peak)	++ (80 g peak)	
Erforderlicher Bauraum	0	++	
Integrierbarkeit	0	++	
Stromverbrauch	0	++	
Kosten	+	++	

Bild 3 zeigt typische Performanceeigenschaften von MEMS Sensoren wie Frequenzgang, das Rauschverhalten (Noise Power Spectral Density) und die Sensitivität in Abhängigkeit der Temperatur. Sicherlich ist die Gesamtgüte eines Sensors ebenfalls von der zusätzlich eingesetzten Elektronik und dem mechanischen Aufbau abhängig. Gleichwohl lässt sich feststellen, dass die grundlegenden Parameter der aktuellen MEMS mittlerweile eine gute Basis für industrietaugliche CM-Systeme darstellen.

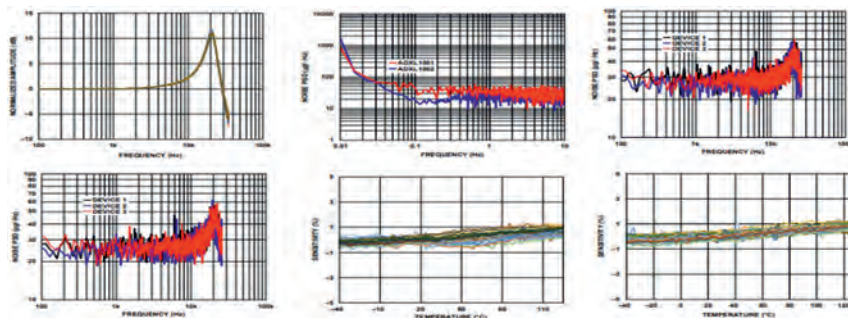


Bild 3: Beispielhafter Verlauf charakteristischer Kenngrößen von MEMS Sensoren

Fazit: MEMS sind sehr viel günstiger als die klassischen Sensoren und verringern somit die Hürde, mehrere Sensoren anzuschaffen. Zusätzlich verbrauchen sie wenig Strom, was eine Energieversorgung mit Batterien ermöglicht. Eine Kabelverlegung für Sensoren an Messpunkten entfällt, was den Aufwand der Installation und Inbetriebnahme der Überwachungstechnik erheblich verringert.

### 3.2. Low-Energy Funknetzwerke

Die heutigen Low-Energy Funknetzwerke zeichnen sich – genau wie die MEMS-Technologie – durch einen geringen Stromverbrauch aus. Dieser geringere Stromverbrauch ermöglicht auch komplexeren Anwendungen wie der Schwingungstechnik den Einsatz von Funknetzwerken, welche durch eine Batterie mit Energie versorgt werden. Zwei bekannte Beispiele sind hier Bluetooth und NFC. Die Bluetooth-Technologie wurde anfänglich als Punkt-zu-Punkt-Verbindung eingesetzt (Piconetz), wie zum Beispiel für das Video- und Audio-Streaming. Bluetooth 5 ist die neueste Version auf dem Markt. In der Tabelle 3 sind die wichtigsten Funktionen und Eigenschaften von Bluetooth 5 zusammengestellt.

Tabelle 3: Die Neuerungen von Bluetooth 5

Funktion	Eigenschaften
Datenrate	bis zu 2 Mbit/s im Low-Energy-Modus (Freibereich)
Reichweite	bis zu 240 m im Low-Energy-Modus
Beacons	Kapazitätssteigerung auf 279 Bytes
Dual Audio	gleichzeitiges Abspielen auf 2 Bluetooth-Wiedergabegeräten von einem Sendegerät

Aufgrund der hohen Datenraten und dem geringen Stromverbrauch funktioniert diese Technologie auch in Gerätenetzwerken wie Mesh für den Aufbau von Steuerungs-, Überwachungs- und Automatisierungssystemen, bei denen Hunderte von Geräten miteinander kommunizieren. Hinter der Near Field Communication-Technologie, kurz NFC, verbirgt sich eine Funktechnik mit kurzer Reichweite, die einen Datenaustausch zwischen zwei Geräten ermöglicht. Durch die kurze Distanz im Zentimeterbereich sind unbeabsichtigte Verbindungen nahezu ausgeschlossen. Die Geschwindigkeit ist dabei auf 424 Kilobits pro Sekunde beschränkt. Beide Geräte können sowohl Daten senden als auch empfangen. Technisch ist die NFC-Technologie mit RFID und Bluetooth vergleichbar. Dabei sind diese Funksysteme keine Konkurrenz zueinander. Bluetooth und RFID werden typischerweise mit einer Reichweite über einen Meter betrieben. Jedes NFC-Gerät unterstützt zwei Betriebsmodi. Neben den passiven Chips, die von aktiven Strom-versorgten Lesegeräten abgefragt werden, arbeiten NFC-Geräte sowohl im aktiven als auch im passiven Modus. Für NFC gibt es drei bekannte Szenarien:

- Card emulation mode: Das Smartphone erfüllt die Funktion einer kontaktlosen Karte, es ermöglicht anderen Geräten das Handy zu identifizieren oder dessen Daten zu lesen.
- Reader/writer mode: Das Smartphone übernimmt die Rolle des Lesegeräts, denn es kann Daten von NFC Chips abrufen.
- Peer-to-peer mode: Hierbei kommunizieren zwei Smartphones oder Tablets miteinander und tauschen Daten aus.

### 3.3 Mesh-Technologie

Im Unterschied zu herkömmlichen Netzwerktopologien, die auf der hierarchischen Verbindung zwischen einer kleinen Teilmenge von Knoten (Nodes) beruhen, ist die Mesh-Technologie ein Netzwerk von Knoten, in dem Nachrichten durch das Netz zum Empfänger gesendet werden. Ein Mesh bezieht sich auf eine Mehrfachverbindung zwischen Geräten oder Knoten: Die Knoten/Geräte verbinden sich direkt mit möglichst vielen anderen Knoten und kooperieren miteinander, um Daten effizient weiterzuleiten. Dabei gilt: Das Gerät wird immer mit dem Netzwerknoten verbunden, der das stärkste Signal bietet. In der Bild 4 sind die Topologien eines Mesh-Netzwerks und eines Stern-Netzwerks gegenübergestellt. Die Technologie basiert auf Bluetooth und ist eine Lösung, welche die verbleibenden Herausforderungen in einem Bluetooth Netzwerk löst. Hier nochmals die wichtigsten Eckpfeiler:

- Automatischer Aufbau des Netzwerkes
- Selbstheilung des Netzwerkes
- Automatische Anpassung des Netzwerkes, um Energieverbrauch zu optimieren
- Flexible Netzwerkgestaltung, welche mögliche bauliche Hürden berücksichtigt.

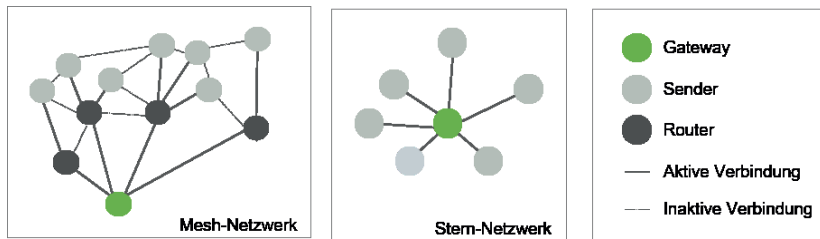


Bild 4: Netzwerk-Topologie

### 3.4 Cloud Computing

Das Cloud Computing beschreibt die Bereitstellung von Infrastruktur (z.B. Rechenleistung und Speicherplatz), Plattformen und Software im Internet. Diese können dort einfach über definierte technische Schnittstellen genutzt werden. So ist es möglich z.B. Daten, Software und Information unterschiedlichen Nutzern, ohne eine lokale Installation oder Speicherung zur Verfügung zu stellen. [6]

#### 3.4.1 Globale Speicherkapazität

Die globale Speicherkapazität wird von einem Cloud Anbieter angemietet und kann flexibel auf die Anforderungen angepasst werden. Bei der Überwachung von Maschinen mit der Schwingungstechnik fallen eine große Menge an Daten an. Neben den Metadaten der Maschinen handelt es sich hier um gemessene Zeitsignale, berechnete Kennwerte, Grenzwerte und Alarmer. Bei einer Überwachung von mehreren tausend Messpunkten pro Nutzer und einer regelmäßigen Aufnahme des Maschinenzustandes wird die Speicherung der Daten zu einer Herausforderung des Maschinenbetreibers. Das Cloud Computing lagert diese Herausforderung aus und ermöglicht einen flexiblen Speicherplatz für die Daten.

#### 3.4.2 Verfügbarkeit

Die Daten, Software oder weitere Dienste sind in der Cloud über definierte Schnittstellen einfach verfügbar. Speichert man die Daten lokal wird neben der endlichen Speicherkapazität auch die Verfügbarkeit der Daten eine Hürde. Der Zugriff auf die Daten ist örtlich beschränkt. Die Bereitstellung der Daten an eine weitere Person oder an einen Dienstleister ist mit Aufwand verbunden. Die einfache Übermittlung der Daten und anderen Elementen in der Cloud erleichtert viele Anwendungsfälle. So kann der Nutzer z.B. die Information über den Maschinenstatus und den Verlauf der Kennwerte über eine mobile Applikation auf dem Smartphone oder einem webbasierten Dashboard konsumieren. Eine örtliche Beschränkung der Nutzung

von Zustandsinformation kann so verhindert werden. Die verbleibende Beschränkung ist die erforderliche Internetverbindung der Endgeräte. Auch der Zugriff für weitere Beteiligte (z.B. Dienstleister Schwingungsanalyse) oder Systeme (Instandhaltungsplattform) ist so ohne großen Aufwand möglich.

### 3.4.3 Skalierbare Rechenleistung

Die Rechenleistung kann wie die Speicherkapazität flexibel an die Anforderungen angepasst werden. Bei der Auswertung und Analyse der Schwingungsdaten ist die Rechenleistung ein wichtiger Faktor. Das Cloud Computing ermöglicht die Anwendung von komplexen Rechenmodellen bei der Analyse von Schwingungsdaten, Kennwertrends und Alarmen. Auch automatisch ablaufende Analysen, Anomalie-Erkennung und selbstlernende Modelle werden im Zusammenhang mit der einfachen Verfügbarkeit der Daten und der großen Speicherkapazität ermöglicht. Das Cloud Computing trägt wesentlich zur Verbesserung der Datenanalyse bei. Die große Anzahl von standardisierten und verfügbaren Daten in Kombination der großen Rechenleistung ist die Grundlage für neue skalierbare Analyseansätze, welche neue Erkenntnisse über den Maschinenzustand zulassen.

## 4. Flächendeckende Zustandsüberwachung in der Praxis

Mithilfe neuer Technologien können für die unterschiedlichen Industrien IoT-Lösungen geschaffen werden, die eine günstige, kabellose und flächendeckende Zustandsüberwachung mittels Schwingungs-Technik automatisiert ermöglicht. In einem Zellstoff und Papierwerk detektieren nach mehreren Monaten im Normalbetrieb Sensoren einen Fehler beim Start. Der Maschinenstatus wechselte innerhalb von zwei Tagen von Normal (Warnstufe 1\*) auf Warnung (Warnstufe 3\*), wie man in der Bild 5 erkennen kann.



Bild 5: Es liegen 4 Warnstufen für den übergreifenden Maschinenzustand zugrunde:

\*(1) Normal (2) Verdächtig (3) Warnung (4) Schwerwiegend

Den einfach zu verstehenden Maschinenstatus konnte der Nutzer auf der mobilen App und dem webbasierten Dashboard einsehen. Die Verfügbarkeit ist immer und überall gegeben, auf jedem Endgerät mit Internetverbindung zum Beispiel auf dem Handy, in der Werkshalle neben der Maschine oder auch im Kontrollraum auf einem Bildschirm. Letztlich konnten durch den Alarm unverzüglich Maßnahmen ergriffen werden. Denn wäre es aufgrund des vorliegende Pumpenschadens zum Ausfall der Fräser gekommen, so hätte unter Umständen die gesamte Produktionslinie angehalten werden müssen. Die Folge wäre ein erheblicher Materialausschuss gewesen. Die im Kapitel 3 genannten Technologien machen diesen Erfolg erst möglich. Zunächst ist hier die Kosteneffizienz und die Einfachheit der im Beispiel eingesetzten Überwachungslösung (Schaeffler OPTIME) zu nennen. Aufgrund der niedrigen Anschaffungskosten und der einfachen Installation und Inbetriebnahme war es möglich, einen sehr großen Anteil der Maschinen im Papierwerk zu überwachen. Mithilfe einer NFC Schnittstelle werden die Sensoren aktiviert, sobald diese sich einem NFC-fähigen Smartphone mit der entsprechenden App nähern. Durch die NFC Aktivierung wird ein Sensor mit seiner ID automatisch einem Gateway und einer Maschine zugewiesen, was den Aufwand der Netzwerkeinrichtung reduziert. Dieser Vorgang dauert nur wenige Minuten und ist ohne Vorkenntnisse leicht zu meistern. Nach der Aktivierung verbinden sich die Sensoren automatisch mit anderen Sensoren und bilden ein Mesh-Netzwerk mit dem nächsten Gateway (die OPTIME Sensoren nutzen die Software und Technologie von Wirepas, siehe Bild 6).

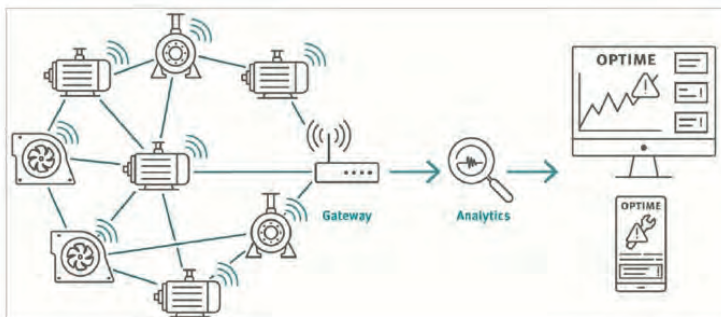


Bild 6: Mesh Kommunikationsmodell

Der Aufbau und die Wartung dieses Netzwerkes geschehen voll automatisch und erfordern keine manuelle Konfiguration. Selbst bei im Betrieb auftretenden Verbindungsproblemen heilt sich das Netzwerk selbst. Nachdem das Netzwerk aufgebaut ist, beginnt jeder MEMS Sensor



alle 4 Stunden mit der Aufnahme der Daten und der Bildung der Kennwerte RMSLow, KurtosisLow, ISOVELOCITY, RMSHigh, KurtosisHigh und DeMod. Zusätzlich wird alle 24 Stunden für weitere Analyseschritte ein Zeitsignal aufgenommen. Je nach Ausführung nehmen die Sensoren entweder die Daten mit einer Bandbreite von 2Hz – 3kHz oder mit einer Bandbreite von 2Hz – 5kHz auf. Die Messdaten werden dann vom Gateway via MQTT in die Cloud gesendet. Dort werden die Daten dann automatisch analysiert (Architektur von Schaeffler OPTIME, siehe Bild 7).

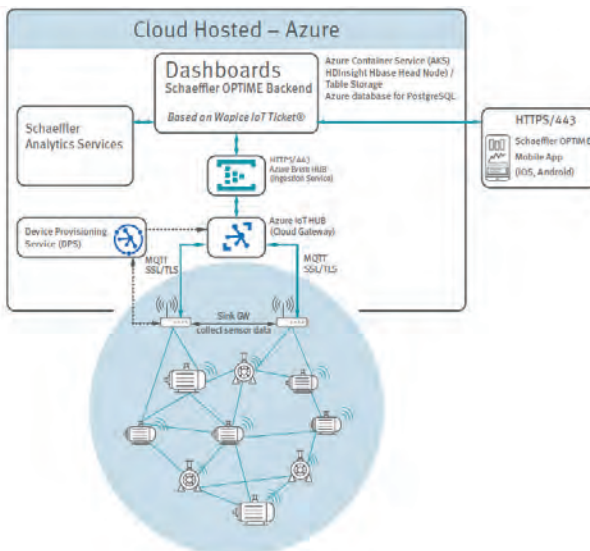


Bild 7: Architektur von Schaeffler OPTIME

Die zur Analyse eingesetzten Algorithmen basieren auf dem Schaeffler Wälzlager-Wissen und Condition-Monitoring-Knowhow sowie maschinellem Lernen. Zu Beginn erlernt das Modell selbstständig die Grenzwerte. Danach erhält der Nutzer den Verlauf der Kennwerte und die entsprechenden Alarme. Zusätzlich wird ein übergreifender Maschinenzustand gebildet. Dieser wird in den Stufen „Normal“, „Verdächtig“, „Warnung“ und „Schwerwiegend“ als einfach zu verstehende Handlungsempfehlung wiedergeben. Im Fall eines erkannten Schadens wird die Ursachenanalyse mit der Angabe der wahrscheinlichsten Ursachen erleichtert. Mit dieser Information kann man einfach und ohne weitere Vorkenntnisse ein Problem erkennen und die richtigen Maßnahmen ergreifen.

## 5. FAZIT

Neue Technologien und Modelle wie Mesh, NFC, Cloud Computing, Maschinelles Lernen und MEMS können in der richtigen Kombination eine flächendeckende und wirtschaftliche Zustandsüberwachung ermöglichen. Die Technologien helfen auf der einen Seite die Kosten für das Zustandsüberwachungssystem erheblich zu reduzieren. Auf der anderen Seite übernehmen viele Technologien Aufgaben in der Zustandsüberwachung, welche die Nutzung der Lösungen am Ende erheblich vereinfacht. Eine Entscheidung für Condition-Monitoring bedeutet somit nicht mehr gleichzeitig die Investition in Trainings oder die Rekrutierung von Experten. Vielmehr ist es möglich, den Instandhaltungsteams ein Werkzeug in die Hand zu geben, welches ihnen die Arbeit erleichtert und eine komplizierte Aufgabe abnimmt.

## Literatur

- [1] Schaeffler mediathek [www.schaeffler.de/success-stories](http://www.schaeffler.de/success-stories), GTS 0137
- [2] Schaeffler mediathek [www.schaeffler.de/success-stories](http://www.schaeffler.de/success-stories), GTS 0003 & GTS 0004
- [3] Schaeffler mediathek [www.schaeffler.de/success-stories](http://www.schaeffler.de/success-stories), GTS 0006
- [4] Schaeffler Archiv, Bildarchiv
- [5] Condition Monitoring Praxis - Handbuch zur Schwingungs-Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen, Herausgeber: Schaeffler Monitoring Services GmbH, Verlag: Vereinigte Fachverlage GmbH Mainz, Druck: Westermann Druck, Zwickau, ISBN 978-3-7830-0419-9, Seite 118 ff.
- [6] Quelle: [BSI - Grundlagen - Cloud Computing Grundlagen \(bund.de\)](https://www.bsi.de/Grundlagen-Cloud-Computing-Grundlagen)

# **Schwingungsbasierte Fehlererkennung und Schadensdetektion an Getrieben durch Einbindung von Methoden des Machine Learning**

## **Vibration-based fault identification and damage detection on gearboxes using machine learning methods**

M. Eng. **Timo König**, M. Eng. **Roman Bader**, Prof. Dr.-Ing. **Markus Kley**, Hochschule Aalen, Institut für Antriebstechnik

### **Kurzfassung**

Die in Antriebseinheiten verbauten Getriebe haben einen wesentlichen Einfluss auf die Zuverlässigkeit des gesamten Systems. Die zustandsorientierte Wartung der Getriebe gewinnt daher an Bedeutung, sodass die Wahrscheinlichkeit von ungeplanten Ausfällen reduziert wird. Aus diesem Grund wird im Umfang dieser Veröffentlichung eine schwingungsbasierte Fehlererkennung und Schadensdetektion an den verbauten Planetengetrieben unter Laborbedingungen entwickelt und experimentell betrachtet. Die Schwingungsdaten werden an Antriebseinheiten aus einer Produktionsumgebung im Neuzustand sowie an einem gebrauchten Feldrückläufer aufgezeichnet. Im Detail wird auf die Vorverarbeitung der erfassten Schwingungsdaten mit Hilfe einer Hüllkurvendemodulation zur Hervorhebung der relevanten Signalanteile eingegangen. Die Weiterverarbeitung dieser Daten mit neuronalen Netzen ermöglicht eine gute Differenzierung von unterschiedlichen Systemzuständen.

### **Abstract**

The gearboxes installed in drive units have a significant influence on the reliability of the entire system. Condition-based maintenance of the gearboxes is therefore becoming increasingly important, reducing the probability of unplanned failures. For this reason, in the scope of this publication, a vibration-based fault identification and damage detection on the installed planetary gearboxes is developed and experimentally observed under laboratory conditions. The vibration data of drive units from a production environment in new condition as well as of an used field return is recorded. In detail, the pre-processing of the recorded vibration data with the help of an envelope demodulation to highlight the relevant signal components is discussed. The further processing of this data with neural networks enables a sufficient differentiation of different system states.

## 1. Einleitung

In der industriellen Praxis wird eine hohe Zuverlässigkeit und Effizienz für elektrisch angetriebene Produktionsmaschinen und Antriebseinheiten gefordert. Die verbauten Getriebe, in diesem Anwendungsfall Planetengetriebe, haben einen essentiellen Einfluss auf die Zuverlässigkeit des gesamten Systems. Die Produktionsmaschinen werden jedoch weder zustandsorientiert noch vorausschauend gewartet. Die elektromechanischen Antriebseinheiten werden bisher nach einer bestimmten Anzahl von Zyklen im Rahmen einer präventiven oder reaktiven Wartungsstrategie gewartet oder ausgetauscht. Dies führt im Gesamten zu höheren Kosten, da unerwartete Ausfälle zu ungeplanten Unterbrechungen führen bzw. Komponenten vor dem Ende der eigentlichen Nutzungsdauer ausgetauscht werden. Aus diesem Grund gewinnt die zustandsorientierte Wartung der Antriebseinheiten und Getriebe zunehmend an Bedeutung, sodass Kosten eingespart sowie die Wahrscheinlichkeit von Ausfällen reduziert werden kann. Im Umfang dieser Veröffentlichung soll daher eine schwingungsbasierte Fehlererkennung und Schadensdetektion an den verbauten Planetengetrieben unter Laborbedingungen entwickelt, eingeführt und experimentell betrachtet werden. Hierbei wird auf die Vorverarbeitung der erfassten Schwingungsdaten in Bezug zu der Weiterverarbeitung mit Modellen des Machine Learning, welche eine effiziente Analyse und Fehlererkennung ermöglichen, eingegangen.

## 2. Stand der Technik

Die Zuverlässigkeit von Maschinen, Systemen und Komponenten kann durch eine Zustandsüberwachung gesteigert werden. Prinzipiell können unterschiedliche Zustandsgrößen, die Rückschlüsse über Maschinen- oder Anlagenzustände erlauben, eingebunden und überwacht werden. Ein wesentlicher Grund für die Nutzung der Schwingungsanalyse zur Fehlererkennung und Schadensdetektion an Getrieben liegt in der Vorwarnzeit bis zum Auftreten eines für den Prozess kritischen Schadens. Eine Partikelanalyse, die sensibler auf bevorstehende Schäden reagiert, ist nur mit deutlich höheren Kosten und größerem Aufwand umsetzbar. [1]

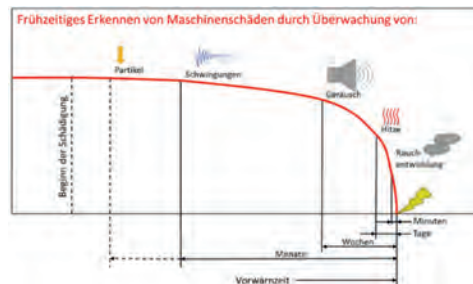


Bild 1: Schadensverlauf und Detektierbarkeit in Abhängigkeit der Zeit [1]

Bei der Analyse von periodisch auftretenden Schwingungen kann zwischen der Zeit- und der Frequenzbereichsanalyse sowie der Zeit-Frequenz-Analyse unterschieden werden. Ein relevanter Kennwert der Zeitbereichsanalyse, um Schwingungen analysieren und bewerten zu können, ist beispielsweise der Root-Mean-Square (RMS). Bei einer Analyse im Zeitbereich muss jedoch beachtet werden, dass eine Detektion der Fehlerquelle nur sehr schwer möglich ist. [2] Die Erkennung und Detektion von Verzahnungsschäden, welche bei dieser Arbeit im Vordergrund stehen, erfolgt in der Regel im Frequenzbereich, beispielsweise mit Frequenzspektren [3]. Defekte an Wälzlagern werden üblicherweise mit Hilfe von Hüllkurvenfrequenzspektren ermittelt. Aufgrund ihrer Eigenschaft, verdeckte periodisch auftretende Impulse in Signalen sichtbar zu machen, eignet sich die Hüllkurvendemodulation jedoch auch zur Erkennung von Verzahnungsschäden, die sich in Form von periodischen Anregungen äußern, die wiederum zu einer Amplitudenmodulation des Signals führen. [4] Die Vibrationsmessungen können durch die Sensorpositionierung sowie äußere Schwingungsanregungen, die bei elektromechanischen Antriebseinheiten beispielsweise durch weitere Getriebe oder Elektromotoren hervorgerufen werden, negativ beeinflusst werden [5, 6]. Äußere Schwingungsanregungen sollten nach Möglichkeit minimiert, zumindest aber erkannt und berücksichtigt werden. Eine vollständige Unterdrückung ist in den meisten Fällen nicht möglich. [6]

Die Auswertung der Spektren kann über eine konventionelle Signalanalyse, wie z.B. die Betrachtung von Extremwerten in charakteristischen Frequenzbereichen, erfolgen. Ergänzend hierzu bietet sich der Einsatz von Methoden des Machine Learning an. Sollen die aus den Messdaten abgeleiteten Hüllkurvenspektren in guten und schlechten Systemzustand klassifiziert werden, bieten sich überwachte Lernverfahren an, die mit gelabelten Datensätzen trainiert werden. Dies sind beispielsweise künstliche neuronale Netze (KNN) [7]. Vom Anwendungsfall abhängig ist hierbei die Einteilung der Klassen. Eine kleinschrittige Auflösung des Schadensausmaßes bzw. eine Einteilung in unterschiedliche Schadensarten und beschädigte Komponenten erfordert eine höhere Klassenanzahl als eine Gut-Schlecht-Klassifikation. Eine feingranulare Fehlerbeschreibung erfordert meist eine klare Charakterisierung der in den Messdaten abgebildeten Schadensarten. Hierbei besteht eine Abhängigkeit von der Art und Weise, wie die den Daten zugrunde liegenden Schäden zustande gekommen sind. Folgende Möglichkeiten zur Generierung von Schadzuständen bieten sich an [8]:

- Manuelles Einbringen von Defekten und Messung des Fehlerfrei-/Fehler-Zustandes
- Simulation von Fehlerdaten bzw. Injektion von Fehlersignalen in reale Daten
- Nutzung von schadhaften Rückläufern aus dem Feldbetrieb
- Erzeugung realer Schäden durch gezielte Überlastung
- Daten realer Schadverläufe aus dem Feld

Methoden wie das manuelle Einbringen von Defekten oder die Schadenssimulation bieten den Vorteil, dass genau definierte Schäden, sowohl einzeln als auch in Kombinationen, nachgebildet werden können. Bei Feldrückläufern mit degradiertem Gesamtzustand, wie sie im vorliegenden Fall Anwendung finden, können einzelne Fehlerarten nicht isoliert voneinander betrachtet werden. Aus diesem Grund ist eine schadensspezifische Klassifizierung nur bedingt möglich. Im ersten Schritt ist in der Regel eine Gut-Schlecht-Differenzierung ausreichend, welche die Zuverlässigkeit eines Systems bereits erheblich steigern kann. Die Reproduzierbarkeit der erfassten Messwerte ist relevant für eine sichere Fehlererkennung. Die Reproduzierbarkeit sowie die Validierung des Messsystems lässt sich über die Vergleichs- und Wiederholpräzision, die sich mit Histogrammen visuell sowie rechnerisch über bestimmte Kennwerte wie den Mittelwert oder die Standardabweichung charakterisieren lassen, bewertet werden. [9]

### 3. Vorgehensweise und Methodik

Die Vorverarbeitung der erfassten Schwingungsdaten und die Weiterverarbeitung mit Machine Learning Algorithmen bzw. neuronalen Netzen zur Klassifikation von schlechten Systemzuständen ist methodisch in Form eines Ablaufdiagramms in Bild 2 aufgezeigt. Im Speziellen wird im Folgenden auf die Vorverarbeitung der Daten und deren Bewertung in Bezug zu der Vergleichs- und Wiederholpräzision visualisiert. Das entwickelte neuronale Netz wird mit Messdaten, die im Neuzustand und an einem Feldrückläufer erfasst werden, trainiert und bewertet. An dem zur Verfügung stehenden Feldrückläufer sind Unregelmäßigkeiten im Betriebsverhalten während dem Einsatz in der produzierenden Industrie aufgetreten.

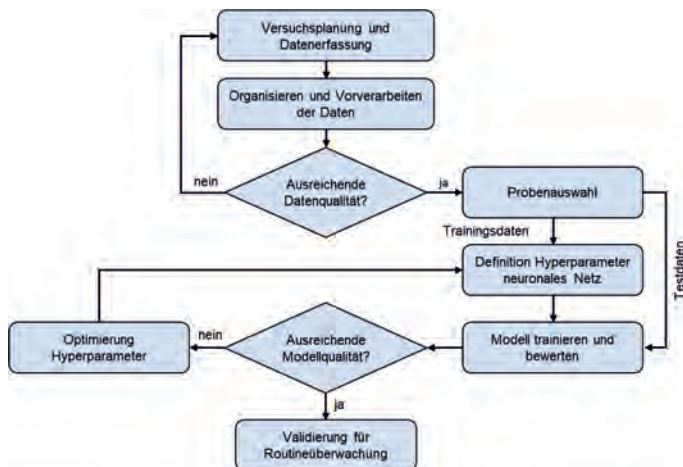


Bild 2: Schwingungsbasierte Fehlererkennung mit neuronalen Netzen

### 3.1. Versuchsaufbau, Datenerfassung und Signalvorverarbeitung

Die Datenerfassung erfolgt an einer elektromechanischen Antriebseinheit im Neuzustand so wie an einem Feldrückläufer mit bekanntem Einsatzgebiet. Die vorliegende Antriebseinheit, bestehend aus einem Elektromotor, einem Planetengetriebe sowie einem Versatzgetriebe, wird an einer konstruierten Prüfvorrichtung angebracht, sodass eine suffiziente Erprobung unter Laborbedingungen ermöglicht wird. Der Beschleunigungssensor (Typ: PCB 603C01) wird an den Planetengetrieben integriert. Diese Getriebe stehen bei der Fehlererkennung aufgrund ihrer Komplexität im Vordergrund. Die Messdatenerfassung mit dem definierten Sensor erfolgt bei einer Abtastfrequenz von  $F_S = 25,6 \text{ kHz}$  und macht somit die Verwendung einer Messkarte im gesamten Messsystem erforderlich. Relevante und zu berücksichtigende Daten für die Versuchsdurchführung sind folgende:

- Durchführung von 3 Messreihen pro Systemzustand mit je 46 Messungen
- Messzeit von jeweils 12 s bei einer Stillstandzeit von 50 s nach jeder Messung
- Gleichbleibende und konstante Betriebsbedingungen innerhalb jeder Messung
- Betriebsbedingung: Leerlauf ( $n_{ab} = 345 \text{ min}^{-1}$ ) ohne zusätzliches Lastmoment

Neben der Versuchsplanung und der Datenerfassung nimmt, wie in Bild 3 dargestellt, die Vorverarbeitung der erfassten Vibrationsdaten eine essentielle Rolle ein.

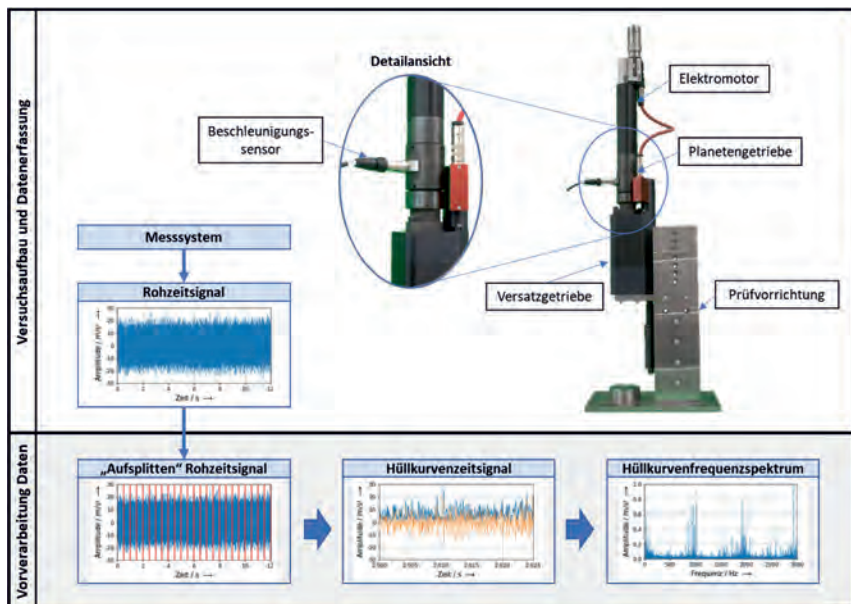


Bild 3: Versuchsaufbau, Datenerfassung und Vorverarbeitung Daten

Die erfassten Beschleunigungs-Zeit-Signale werden nach der Datenerfassung aufgesplittet, um eine breitere Datenbasis für die Weiterverarbeitung mit neuronalen Netzen zu generieren. Auch soll die Auflösung der Hüllkurvenfrequenzspektren reduziert werden. Dadurch werden weniger Datenpunkte berücksichtigt, was sich in der geringeren Rechenzeit bei annähernd gleichbleibendem Informationsgehalt widerspiegelt. Die Anwendung einer Hüllkurve zur Signalvorverarbeitung ermöglicht, dass Wiederholfrequenzen von periodischen Impulsen hervorgehoben werden. Dadurch werden Periodizitäten sichtbar, die im Frequenzspektrum nicht unmittelbar erkennbar sind. [3] Die Berechnung der Hüllkurve kann über unterschiedliche Methoden erfolgen. In den vorliegenden Untersuchungen wird die Hilbert-Transformation angewendet. Ein Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass keine variablen Parameter definiert und festgelegt werden müssen, deren Auswahl einen erheblichen Einfluss auf die Qualität der Hüllkurvendemodulation hat. Beispielsweise ist hier die „RMS“ oder „Peak“ Hüllkurve zu nennen, in deren Anwendung die Breite eines gleitenden Fensters festgelegt werden muss. Nachfolgend wird eine praxistaugliche Implementierung der diskreten Hilbert-Transformation aufgezeigt. Das analytische Signal  $x_A$  kann über Gleichung (0.1) bestimmt werden.  $x_{roh}$  stellt den Vektor des erfassten Beschleunigungssignals dar und  $F^{-1}$  beschreibt die inverse diskrete Fourier-Transformation (DFT). [10]

$$x_A = F^{-1}(F(x_{roh}) * 2 * U) \quad (0.1)$$

Die Variable  $U$  beschreibt die Heaviside-Funktion mit folgender Definition, wobei  $F_s$  der Abtastfrequenz des erfassten Signals entspricht:

$$U = \begin{cases} 0, & 0 \leq f \leq \frac{F_s}{2} \\ 1, & \frac{F_s}{2} < f \leq F_s \end{cases} \quad (0.2)$$

Die Amplitudenhüllkurve  $x_h$  ist durch den Betrag des analytischen Signals  $x_A$  gegeben.

$$x_h = |x_A| \quad (0.3)$$

Das Hüllkurvenspektrum wird durch die Anwendung einer DFT gebildet. Die Berechnung erfolgt mit Formel (0.4).  $m$  und  $k$  sind Laufvariablen von  $0 \dots N$ .

$$X_h = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x_h * e^{-j * 2 * \pi * \frac{m * k}{N}} \quad (0.4)$$

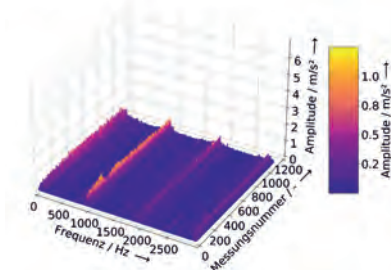
Zu beachten ist, dass ausschließlich der relevante Frequenzbereich, basierend auf den berechneten charakteristischen Bauteilfrequenzen, für eine Weiterverarbeitung mit den Machine Learning Algorithmen berücksichtigt wird. Bei diesem Anwendungsfall entspricht dies einem Frequenzbereich von  $1 \text{ Hz} - 3000 \text{ Hz}$ .



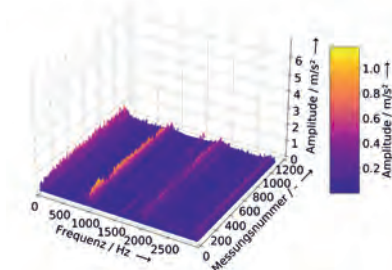
### 3.2. Gegenüberstellung unterschiedlicher Systemzustände

Eine Vorverarbeitung der erfassten Schwingungsdaten entsprechend der beschriebenen Vorgehensweise ist essentiell, um die relevanten Merkmale in den Signalen hervorzuheben und eine gute visuelle Gegenüberstellung der unterschiedlichen Systemzustände zu gewährleisten. Wasserfalldiagramme wie in Bild 4 aufgezeigt stellen eine Möglichkeit dar, mehrere Messungen einer Messreihe in einem Diagramm darzustellen. Es sind beispielhaft für jeden Systemzustand zwei Wasserfalldiagramme visualisiert. In den Diagrammen werden ausschließlich die relevanten Frequenzbereiche, basierend auf den charakteristischen Bauteilfrequenzen berücksichtigt. Beim guten Systemzustand (IO) prägen sich bei beiden Messreihen jeweils identische Frequenzen aus, welche auch vom Betrag der Amplituden nahezu gleich sind. Werden beide Messreihen von diesem Systemzustand im Vergleich zueinander betrachtet sind keine wesentlichen Unterschiede sichtbar. Der schlechte Systemzustand (NIO) unterscheidet sich deutlich, denn es prägen sich mehr Frequenzen, die auch vom Betrag der Amplituden zunehmen, aus. Werden beide Messreihen im Vergleich zueinander betrachtet ist festzustellen, dass sich die Beträge der Amplituden stärker voneinander unterscheiden, was wiederum auf ein ungleichmäßigeres und schlechteres Betriebsverhalten hindeutet.

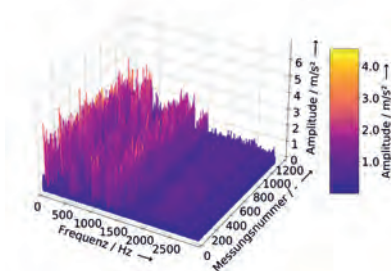
Hüllkurvenspektren Planetengetriebe IO Messreihe 1



Hüllkurvenspektren Planetengetriebe IO Messreihe 2



Hüllkurvenspektren Planetengetriebe NIO Messreihe 1



Hüllkurvenspektren Planetengetriebe NIO Messreihe 2

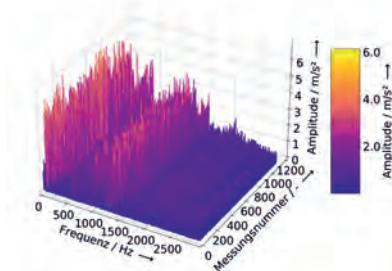
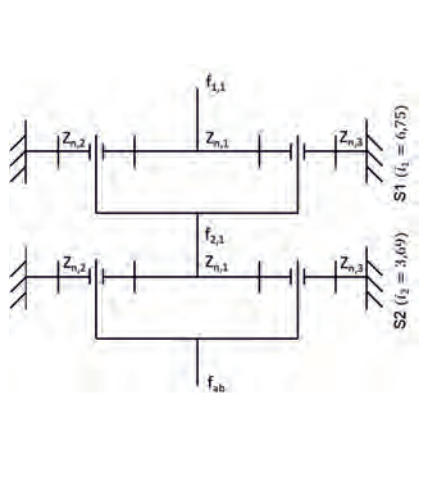


Bild 4: Gegenüberstellung der unterschiedlichen Systemzustände

Die visualisierten Wasserfalldiagramme ermöglichen keine ausführliche Schadensdetektion, denn für eine detaillierte Schadensdiagnose ist eine Berechnung der charakteristischen Bauteilfrequenzen notwendig. An den vorliegenden Planetengetrieben, welche ein Übersetzungsverhältnis von  $i_{ges} = 24,92$  haben, hat sich gezeigt, dass die Schäden in den meisten Fällen an den Verzahnungen auftreten. Die charakteristischen Frequenzen eines Planetengetriebes können unter Berücksichtigung der jeweiligen Drehzahlen und Übersetzungsverhältnisse über folgende Formeln berechnet werden. Die aufgeführten Formeln gelten sowohl für die erste ( $n = 1$ ) als auch für die zweite ( $n = 2$ ) Planetenradstufe. Es sei  $f_{n,1}$  die Antriebsfrequenz bzw. Drehfrequenz des Sonnenrades der jeweiligen Stufe,  $z_{n,1}$  die Zähnezahl des Sonnenrades,  $z_{n,2}$  die Zähnezahl der Planetenräder und  $z_{n,3}$  die Zähnezahl des Hohlrades jeweils unter Beachtung der Vorzeichen für Innen- und Außenverzahnung. Die Variable  $k_n$  beschreibt die Anzahl der Planeten pro Planetenradstufe. Die in Tabelle 1 dargestellten Formeln gelten jeweils für ein Planetengetriebe mit feststehendem Hohlrad.

Tabelle 1: Berechnung der charakteristischen Bauteilfrequenzen

	Zahneingriffsfrequenz $f_{n,z}$ [11]: $f_{n,z} = \frac{z_{n,1} *  z_{n,3} }{(z_{n,1} +  z_{n,3} )} * f_{n,1}$
	Überrollfrequenz des Sonnenrades $f_{nS}$ [11]: $f_{nS} = \frac{k_n *  z_{n,3} }{(z_{n,1} +  z_{n,3} )} * f_{n,1}$
	Überrollfrequenz $f_{nU}$ der Planetenräder [11]: $f_{nU} = \frac{2 * z_{n,1} *  z_{n,3} }{z_{n,2} * (z_{n,1} +  z_{n,3} )} * f_{n,1}$
	Überrollfrequenz des Hohlrades $f_{nH}$ [11]: $f_{nH} = \frac{k_n * z_{n,1}}{(z_{n,1} +  z_{n,3} )} * f_{n,1}$

Des Weiteren nehmen die Amplituden der berechneten Drehfrequenzen, welche auf eine Beschädigung hindeuten können, bei der Zuordnung in den gemittelten Hüllkurvenfrequenzspektren eine wichtige Rolle ein. Die Drehfrequenzen können unter Berücksichtigung der jeweiligen Drehzahlen und Übersetzungsverhältnisse im Getriebe bestimmt werden.

Aus Bild 5 wird ersichtlich, dass das Planetengetriebe bei gutem Systemzustand als wesentlich charakteristische Frequenzen die Zahneingriffsfrequenzen mit ihren Vielfachen aufweist, wobei jene von der ersten Stufe deutlich höhere Amplituden erkennen lassen als dies bei der zweiten Stufe der Fall ist. Zudem liegen jene Amplituden, die nicht Teil signifikanter Spitzen sind und als Grundrauschen aufgefasst werden nahe  $0 \text{ m/s}^2$ . Diese Beobachtungen entsprechen im Wesentlichen der Erwartungshaltung für ein weitgehend unbeschädigtes Getriebe [2]. Im Hüllkurvenspektrum des Defektzustandes sind, neben erhöhten Amplituden bei den Zahneingriffsfrequenzen, auch ausgeprägte Spitzen bei den Vielfachen der Überrollfrequenz vom Hohlrad der ersten Planetenradstufe sichtbar, was auf eine Beschädigung dieser Komponenten schließen lässt. Der Anstieg der Spitzen bei den Zahneingriffsfrequenzen weist in der Regel auf einen erhöhten allgemeinen Verschleiß der Verzahnungen hin. Darüber hinaus ist auch eine merkliche Erhöhung des Ausgangsniveaus des Grundrauschens feststellbar, was ebenfalls auf einen schlechteren Allgemeinzustand zurückgeführt wird. [2]

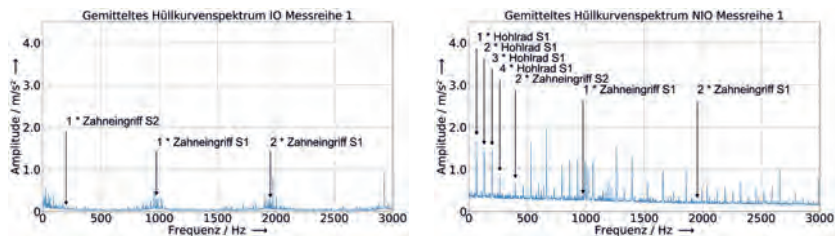


Bild 5: Zuordnung relevanter charakteristischer Bauteilfrequenzen

Die Visualisierung und Zuordnung relevanter charakteristischer Frequenzen erfolgt beim guten und schlechten Systemzustand jeweils am Beispiel von gemittelten Hüllkurvenspektren von der ersten Messreihe. Die gemittelten Spektren der weiteren Messreihen deuten auf ein identisches Schadensbild bzw. Schadensmuster hin.

Aus den visualisierten Wasserfalldiagrammen wird ersichtlich, dass bei den einzelnen Messungen als auch bei den gesamten Messreihen in Bezug zum jeweiligen Systemzustand geringe, aber nicht zu vernachlässigende, Unterschiede auftreten. Die berechneten RMS-Werte der einzelnen aufgesplitteten Messungen bieten die Möglichkeit die Standardabweichung sowie die Mittelwerte messreihenspezifisch zu bestimmen (vgl. mit Tabelle 2).

Tabelle 2: Berechnung Mittelwert und Standardabweichung

Messreihe:	Systemzustand: IO			Systemzustand: NIO		
	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3
Mittelwert [ $\text{m/s}^2$ ]:	7,00	7,18	7,90	22,82	33,85	26,50
Standardabweichung [ $\text{m/s}^2$ ]:	0,49	0,63	1,62	3,62	3,66	5,48

Die Bestimmung der statistischen Kenngrößen „Mittelwert“ und „Standardabweichung“ ermöglicht einen Vergleich zwischen den Messreihen unter Berücksichtigung der Gesichtspunkte Vergleichs- und Wiederholpräzision. Die deutlich größere Streuung der RMS-Werte im schlechten Systemzustand lässt auf ein ungleichförmiges Betriebsverhalten schließen. Auf diese Erkenntnis deuten auch die erstellten Histogramme, mit welchen die Häufigkeitsverteilung der RMS-Werte pro Messreihe visualisiert werden kann, hin. In den Histogrammen werden die berechneten RMS-Werte der Zeitsignale in 20 Beschleunigungsklassen aufgeteilt.

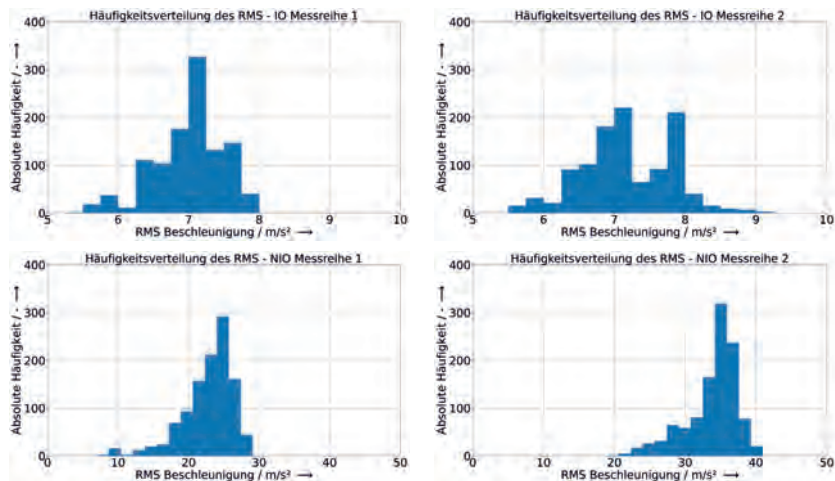


Bild 6: Histogramme zur Bewertung der Vergleichs- und Wiederholpräzision

Eine genaue Unterscheidung zwischen den unterschiedlichen Systemzuständen ist, trotz der auftretenden Differenzen bei den Messreihen im schlechten Systemzustand bei allen einzelnen Messungen deutlich möglich.

### 3.3. Machine Learning Algorithmen zur Schadensdetektion

Die vorverarbeiteten und gelabelten Daten werden in Form von Hüllkurvenfrequenzspektren (HFFT) zur Weiterverarbeitung mit einem künstlichen neuronalen Netz herangezogen. Hierbei muss beachtet werden, dass bei diesem Anwendungsfall eine Klassifikation in guten und schlechten Systemzustand (IO und NIO) erfolgt. Die Anzahl der Datenpunkte im Hüllkurvenfrequenzspektrum, die bei diesem Anwendungsfall 2999 Punkte enthalten, entspricht der Anzahl der Input-Neuronen. Es wird nur der relevante Frequenzbereich ( $1\text{ Hz} - 3000\text{ Hz}$ ) herangezogen und berücksichtigt, sodass die Anzahl der Datenpunkte reduziert wird. Das neuronale Netz ist prinzipiell, wie in Bild 7 visualisiert, aus einem Input-Layer, zwei Hidden-Layer sowie einem Output-Layer aufgebaut. Des Weiteren wird durch die Regulierungsmethode Dropout eine Gefahr von Overfitting deutlich verringert. Der Flatten-Layer ermöglicht letztendlich eine Klassifikation in guten und schlechten Systemzustand. [12]

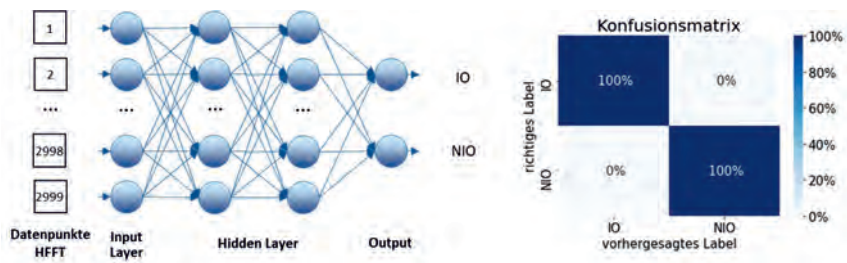


Bild 7: Prinzipdarstellung neuronales Netz und Konfusionsmatrix

Die geeigneten Hyperparameter für das vorliegende neuronale Netz werden über eine zufällige Gittersuche („Random Grid Search“) bestimmt und festgelegt, sodass ein sehr gutes Klassifizierungsergebnis (vgl. mit Konfusionsmatrix) erzielt wird. Die Vorgehensweise bei der Optimierung der Hyperparameter kann aus Tabelle 3 entnommen werden.

Tabelle 3: Zufällige Gittersuche zur Hyperparameteroptimierung

Optimierungsparameter und Optimierungsraum		Ausgewählte Parameter
Neuronen Hidden Layer 1:	8, 16, 32, 64, 128	128
Neuronen Hidden Layer 2:	8, 16, 32, 64, 128	64
Dropout:	Intervall [0,1]	0,2
Aktivierungsfunktionen:	„ReLU“, „Softmax“, „Sigmoid“	„ReLU“
Batch Size:	8, 16, 32, 64, 128	32

#### 4. Zusammenfassung und Ausblick

Im Umfang dieser Veröffentlichung werden Schwingungsdaten, die an Planetengetrieben mit unterschiedlichen Systemzuständen erfasst werden, vorverarbeitet und mit einem neuronalen Netz weiterverarbeitet, sodass eine Schadensdetektion ermöglicht wird. Die Schadensdiagnose erfolgt bei diesem Anwendungsfall mit Hilfe der berechneten charakteristischen Bauteilfrequenzen. Um eine vollumfängliche Validierung der Algorithmen für eine spätere Anwendung zu gewährleisten, müssen weitere Daten bei unterschiedlichen Systemzuständen und Schadensmustern erfasst sowie eingebunden werden. Eine Anwendung der erstellten Algorithmen in realen Anwendungsbereichen, auch in Kombination mit kostengünstiger Sensorik, kann zu einer Steigerung der Effizienz und Zuverlässigkeit in der Produktion führen [13].

#### Danksagung Finanzierung

Diese Arbeit wird von der "VDI/VDE Innovation + Technik GmbH" als Projektträger des "Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie" unterstützt [Förderkennzeichen: 16KN088821].

## Literaturangaben

- [1] Schaeffler Technologies: Wälzlagerpraxis. Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen. Mainz am Rhein: Vereinigte Fachverlage 2019
- [2] Schaeffler Technologies: Condition Monitoring Praxis. Handbuch zur Schwingungs-Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen. Mainz: Vereinigte Fachverlage 2019
- [3] Barszcz, T.: Vibration-Based Condition Monitoring of Wind Turbines, Bd. 14. Cham: Springer International Publishing 2019
- [4] Randall, R. B.: Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons 2021
- [5] Bauer, M., Wagner, F. u. Kley, M.: Optimierung der Sensorpositionierung bei schwingungsbasierter Wälzlagerzustandsüberwachung unter Einbezug von Systemeigenmoden. tm - Technisches Messen (2021)
- [6] Bauer, M., Hoffmann, M. u. Kley, M.: Methode zur Erkennung des Einflusses von äußeren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerzustandsüberwachung. 2. VDI Fachtagung Schwingungen (2019), S. 343–354
- [7] Appana, D. K., Prosvirin, A. u. Kim, J.-M.: Reliable fault diagnosis of bearings with varying rotational speeds using envelope spectrum and convolution neural networks. Soft Computing 22 (2018) 20, S. 6719–6729
- [8] Deckers, J. u. Back, B.: Getriebediagnose 4.0 – Herausforderungen bei der Nutzung künstlicher Intelligenz im schwingungsbasierten Condition Monitoring. 2. VDI Fachtagung Schwingungen (2019), S. 189–200
- [9] DIN ISO 5725-2:2002. *Genauigkeit (Richtigkeit und Präzision) von Meßverfahren und Meßergebnissen. Allgemeine Grundlagen und Begriffe*
- [10] Oppenheim, A. V. u. Schaffer, R. W.: Discrete-Time Signal Processing. Hoboken, NJ: Prentice Hall Press 2009
- [11] Schlecht, B.: Maschinenelemente 2: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen. München: Pearson Verlag 2010
- [12] Saufi, S. R., Ahmad, Z. A. B., Leong, M. S. u. Lim, M. H.: Challenges and Opportunities of Deep Learning Models for Machinery Fault Detection and Diagnosis: A Review. IEEE Access 7 (2019), S. 122644–122662
- [13] Bauer, M., Proksch, D., Kopetschek, J., Wagner, F. u. Kley, M.: Entwicklung und Validierung einer Methode zur Ermittlung der minimalen Performanceanforderungen an Sensoren für die schwingungsbasierte Zustandsüberwachung. 3. VDI Fachtagung Schwingungen (2021)





# Condition Based Maintenance (CBM) an Lokomotiven über Fahrmotor Sweeps

## Werkstatttaugliches CBM Verfahren für Lokomotiven

Dr. Ing. **Werner Breuer**, Dr. Ing. **Wolfgang Rulka**,  
Siemens Mobility GmbH SMO RS LMC EN LN SC, München

### Kurzfassung

Es wird ein CBM-Verfahren vorgestellt, das temporär angebrachte Sensorik verwendet und die die Fahrmotoren der Lokomotive als Anregungsquelle eines Sweeps bis 30Hz nutzt. Ziel ist die Zustandsdiagnose der Dämpfer- und Federungskomponenten der Drehgestelle. Dazu werden aus geeigneten Kombinationen der, über den Sweep ermittelten, Übertragungsfunktionen Alterungskennwerte pro Komponente bestimmt. Der Vergleich dieser mit vorher, in bestimmten Alterungsstufen, simulativ ermittelten Werten liefert ein Maß für den Zustand der jeweiligen Komponenten. An Lokomotiven der Vectron-Plattform konnte die Machbarkeit gezeigt werden.

### Abstract (optional)

A CBM method is presented using temporarily attached sensors and the traction motors of the locomotive as an excitation source of a sweep up to 30Hz. The aim is to diagnose the condition of the damper and suspension components of the bogies. For this purpose, aging characteristics per component are determined from suitable combinations of the transfer functions determined via the sweep. The comparison of these values with previously, in certain aging stages, simulatively determined values provides a measure of the condition of the respective components. The feasibility could be demonstrated on locomotives of the Vectron platform.

## 1. Stand der Technik

Die präventive Instandhaltung von Schienenfahrzeugen basiert aktuell auf fixen laufeleistungs-basierten, je nach Komponente unterschiedlich langen, Intervallen. Das geht los mit visuellen Nachschau, die für Lokomotiven typischerweise zwischen 20Tkm und 40Tkm liegen und ca. ein bis zwei Stunden dauern, bis zu einer Revision des gesamten Fahrzeugs zwischen 1.0Mio km und 1.5Mio km, die mehrere Tage dauert. Dabei ist, neben der reinen Arbeitszeit in den Werkstätten, die Zuführung der Fahrzeuge zu den Werkstätten ein erheblicher Kostenpunkt.

Ziel der Condition Based Maintenance, kurz CBM, ist die Kostenreduktion in der präventiven Instandhaltung, durch z.B. die Synchronisierung der Intervalle mit denen der korrekativen Instandhaltung, den Wegfall von Komponenten Prüfungen auf Basis von Zustandsinformation oder die bessere Planbarkeit der Arbeiten während einer Inspektion auf Basis der Zustandsinformation zu relevanten Komponenten.

Beispielhaft wird das aktuelle Vorgehen und die sich durch CBM bietenden Vorteile an Dämpfern aufgezeigt. Dämpfer werden derzeit in der präventiven Instandhaltung, bei den eingangs erwähnten Nachschau, optisch beurteilt: Bild 1.1 zeigt Kriterien zur optischen Beurteilung, aus einem dabei eingesetzten Schadenskatalog. Nicht mehr funktionstüchtige Dämpfer werden getauscht.

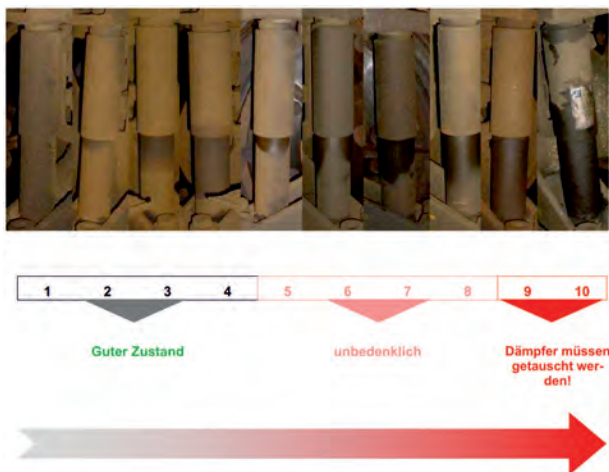


Bild 1.1: Leitfaden bei der optischen Begutachtung von Dämpfern

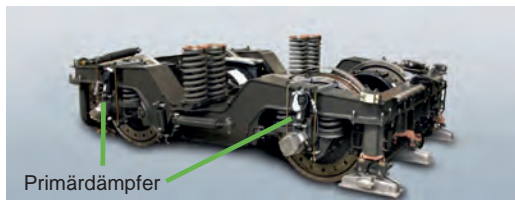


Bild 1.2: Lage der betrachteten Primärdämpfer

Es ist offensichtlich, dass der optische Eindruck nur begrenzt etwas über die Funktionstüchtigkeit der Dämpfer aussagt. Nach der optischen Klassierung wären für eine Aussage zur Funktionstüchtigkeit aufwendig Prüfstandtests notwendig. Wegen der vergleichsweise geringen Stückkosten der Dämpfer sind diese Prüfstandtests nicht rentabel. Man nimmt die Unschärfe der optischen Begutachtung in Kauf. Das führt dazu, dass schonmal ein Dämpfer zu viel getauscht wird.

Viel Geld kann es dagegen kosten, bei einer der präventiven Nachschauen von einem optisch kaputten Dämpfer überrascht zu werden und keinen Ersatzdämpfer zur Verfügung zu haben. Im schlimmsten Fall kann das zur Stilllegung des Fahrzeugs führen, bis der Dämpfer getauscht werden kann.

Bei den Dämpfern ist daher das CBM-Ziel die bessere Planbarkeit der Arbeiten während einer Inspektion auf Basis der Zustandsinformation zu deren Funktionstüchtigkeit. Am Beispiel der Primärdämpfer, siehe Bild 1.2, wird das Vorgehen erläutert.

## 2. Fahrzeugseitige Technologie

Um die für die CBM notwendigen Zusatzinformationen zu erhalten braucht es Sensorik am Fahrzeug und eine geeignete Anregungsquelle.

Bei der Sensorik gibt es zwei unterschiedliche Ansätze: die Sensoren können dauerhaft oder temporär, z.B. bei relevanten Instandhaltungsphasen, am Fahrzeug appliziert werden. Die dauerhaft angebrachte Sensorik liefert kontinuierlich Daten aus dem Betrieb, ist jedoch aufwendig in der Applikation; die Anregungsquelle sind die betrieblich auftretenden Belastungen.

Die temporär angebrachte Sensorik liefert punktuell Daten, ist einfach auf beliebigen Fahrzeugen zu applizieren; problematisch kann es sein eine geeignete Anregungsquelle zu finden. Bei unserem CBM Ansatz für Lokomotiven haben wir uns für die temporär angebrachte Sensorik entschieden, da für die betrachteten Drehgestell-Komponenten ein kontinuierlicher Datenstrom nicht notwendig ist und die Lokomotiven mit den Fahrmotoren über eine geeignete

Anregungsquellen verfügen. Die modernen Fahrmotoren sind Asynchronmaschinen mit bis zu 2MW Leistung. Sie sind in der Regel punktsymmetrisch im Drehgestell gelagert, siehe Bild 2.1, und regen das Drehgestell daher räumlich an. Durch ihre hoch dynamische Ansteuerung kann ein Frequenzbereich bis 30Hz abgedeckt werden. Ihre enorme Leistungsdichte garantiert einen ausreichenden Energieeintrag, zur Anregung der relevanten Komponenten. Gemessen werden die Übertragungsfunktionen zwischen dem Motorluftspaltmoment und 13 Beschleunigungssignalen an Drehgestell und Kasten.

Die Übertragungsfunktionen geben, durch die Auswertung der Amplituden- und Phasen-Information, einen eindeutigen und detaillierten Aufschluss über die dynamischen Eigenschaften der Komponenten des untersuchten Fahrzeugs – auch in stark gedämpften Systemen, wie sie im Schienenfahrzeugbereich in der Regel auftreten. Die Bildung der Übertragungsfunktionen muss in Bereichen erfolgen, in denen sich ein stationärer Zustand eingestellt hat. Das wird durch die geeignete Stufung der Frequenzen beim Fahrmotor-Sweep erreicht; eine Sweep-Dauer von ca. 7min hat sich als geeignet erwiesen.

Auf Basis der Übertragungsfunktionen kann eindeutig zwischen den dynamischen Eigenschaften einzelner Dämpfer- und Federungskomponenten des Drehgestells unterschieden werden.

Der Alterungszustand der Komponenten verändert den Verlauf relevanter Übertragungsfunktionen: Bild 2.2 zeigt dafür ein Beispiel, bei dem in der Simulation die Dämpfungskonstanten des linken bzw. rechten Primärdämpfers an Radsatz eins um 50% reduziert wurden. Die Veränderungen der Übertragungsfunktionen durch den Alterungszustand der Dämpfer- und Federungskomponenten des Drehgestells werden simulativ ermittelt und geeignet in Alterungskennwerten katalogisiert.

Durch den Vergleich dieser Alterungskennwerte mit den Änderungen in den gemessenen Übertragungsfunktionen gegenüber Referenz-Übertragungsfunktionen, den sogenannten Finger-Prints, wird im CBM Verfahren auf den Funktionszustand einer Komponente geschlossen.

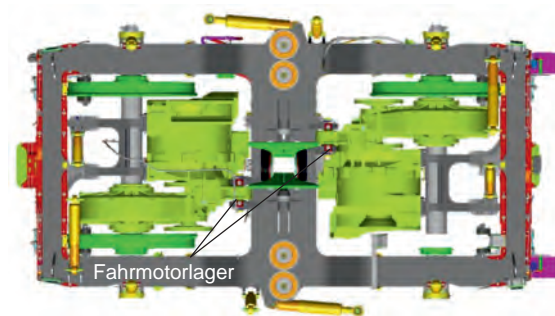


Bild 2.1: Typisches Lokomotiv-Drehgestell – die Fahrmotoren sind in der Regel punktsymmetrisch gelagert

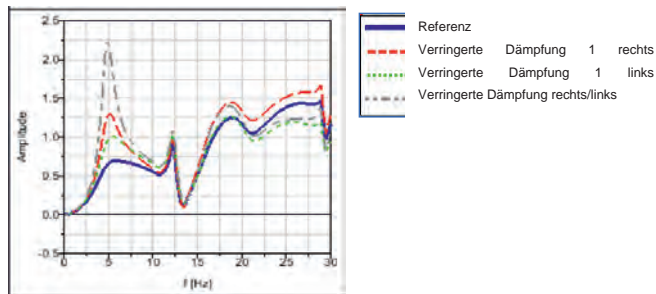


Bild 2.2: Veränderung einer Übertragungsfunktion am Drehgestellrahmen durch die Veränderung des dynamischen Verhaltens einzelner Primärdämpfer

### 3. CBM Konzept bei Siemens Lokomotiven

Die Vectron Plattform setzt sich aus den drei Lokomotiv-Baurieihen zusammen: den Mehrsystem-/MS-, den Wechselstrom-/AC- und den Gleichstrom-/DC-Lokomotiven. Die einzelnen Lokomotiven wiegen zwischen 84to und 90to und haben einheitliche Drehgestelle. Das Gewicht identisch konfigurierter Lokomotiven kann aufgrund von Bauteilstreuungen, wie z.B. Blechstärken-Toleranzen, im Prozentbereich schwanken: erlaubt ist eine maximale Streuung von 3%; bei einer 90to Lokomotive das sind 2.7to. Die dynamischen Eigenschaften von Koppellementen können im Neuzustand bis zu ca. 15% schwanken, besonders empfindlich sind die Dämpfungen von Gummimischungen: die hier betrachteten Dämpfer müssen getauscht werden, wenn Ihre Reibarbeit signifikant unter der im Neuzustand fällt. Das führt folgenden Fragen:

1. Wie viele Finger-Prints notwendig sind, um den Alterungszustand der Dämpfer- und Federungskomponenten der Drehgestelle in der Vectron Platt-Form ausreichend beurteilen zu können.
2. In den großen Revisionen zwischen 1.2Miokm und 2.4Miokm werden die Lokomotiven generalüberholt. Liegt der Finger-Print einer Lokomotive nach einer Revision innerhalb der, über die Plattform, zu erwartenden Streuung.

Aufgrund der Streuungen der Übertragungsfunktionen in einer Lokomotiv-Plattform ist für jede einzelne Lokomotive ein Finger-Print notwendig: die beispielhaften Übertragungsfunktionen in Bild 3.1 zeigen, dass je nach Auswert-Richtung die Streuungen unterschiedlich hoch sein können.

Die Untersuchung von Revisions-Lokomotiven zeigt, dass diese nach der Revision, in dynamischem Sinn, neuwertig sind: die Übertragungsfunktionen nach der Revision liegen in dem für Neu-Lokomotiven ermittelten Streubereich, siehe die grün durchgezogenen Finger-Prints in Bild 3.2.

Der Verlauf der Übertragungsfunktionen der Lokomotive vor der Revision, siehe die grün gepunkteten Übertragungsfunktionen in Bild 3.2, liegen über weite Frequenzbereiche außerhalb des Finger-Print Streubereichs. Grund hierfür sind die Veränderungen der dynamischen Eigenschaften der Dämpfer- und Federungskomponenten der Drehgestelle über die Laufleistung von 1.2Miokm.

Entsprechend der Systematik der Alterungskennwerte sind die Abweichungen der vertikalen Übertragungsfunktion im Bereich von 5Hz, in Bild 3.2, auf einen um mindestens 50% reduzierten Dämpfungskennwert mindestens eines Primärdämpfers zurückzuführen. Der relevante Alterungskennwert ist das Verhältnis der Übertragungsfunktionsamplituden zwischen den vertikalen Drehgestell-Messpunkten vorne links und hinten rechts, im Bereich von 5Hz: ein Alterungskennwert von ca. 3.3 sagt, dass es sich dabei um den Primärdämpfer am Radsatz eins links handelt, siehe Bild 3.3. Dieses Verhältnis findet sich in den, vor der Revision gemessenen, Übertragungsfunktionen wieder.

Damit ist der linke Primärdämpfer an Radsatz 1 nicht mehr bestimmungsgemäß. Optisch ist er, gemäß des Schemas in Bild 1.1, nicht auffällig.

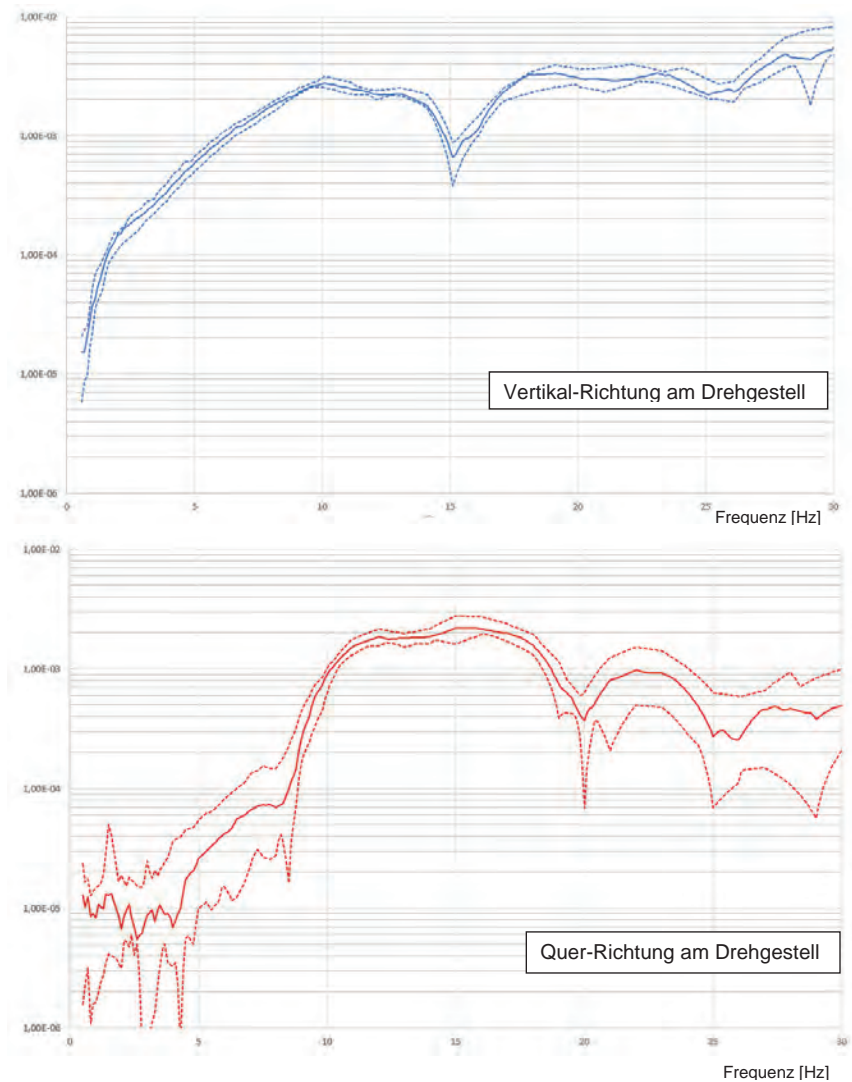


Bild 3.1: Streuung des Finger-Prints in unterschiedlich Richtungen für Neufahrzeuge in der Vectron Plattform

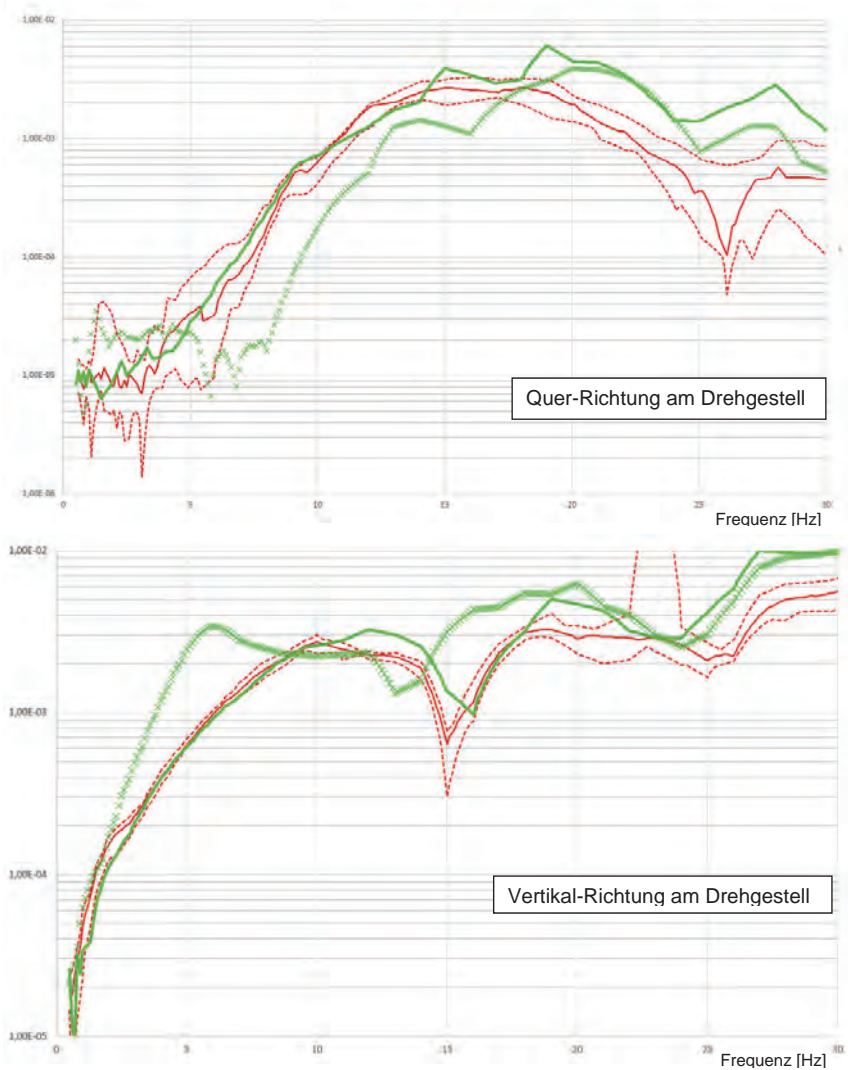


Bild 3.2: Der Finger-Print einer Lokomotive nach einer Revision bei 1.2Mio Kilometern –  
grün gepunktet die Übertragungsfunktion vor der Revision,  
grün durchgezogen der Finger-Print nach der Revision



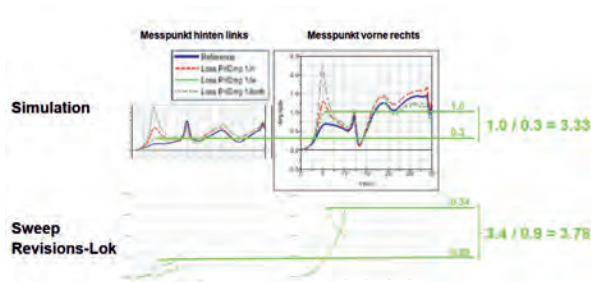


Bild 3.3: Funktionsanalyse des Primärdämpfers zwischen Radsatz und Drehgestell, siehe Bild 1.2, auf Basis zweier Übertragungsfunktion des Drehgestells in Vertikalrichtung

#### 4. Zusammenfassung

Bei Siemens Lokomotiven wurde ein CBM-Verfahren entwickelt, das temporär angebrachte Sensorik verwendet und die die Fahrmotoren der Lokomotive als Anregungsquelle eines Sweeps bis 30Hz nutzt. Ziel ist die Zustandsdiagnose der Dämpfer- und Federungskomponenten der Drehgestelle.

Dazu werden aus geeigneten Kombinationen der, über den Sweep ermittelten, Übertragungsfunktionen Alterungskennwerte pro Komponente bestimmt. Der Vergleich dieser mit vorher, in bestimmten Alterungsstufen, simulativ ermittelten Werten liefert ein Maß für den Zustand der jeweiligen Komponenten.

An Lokomotiven der Vectron-Plattform konnte die Machbarkeit gezeigt werden. Im Weiteren arbeiten wir an der werkstattdauglichen Umsetzung des Verfahrens: wichtige Punkte dabei sind die automatische Analyse der Alterungskennwerte, die Vereinfachung der Sensor-Applikation durch kabellose Sensor-Netzwerke und eine werkstattdaugliche Ablaufsteuerung.

Damit lässt sich ein Ampel-System für die Funktion der Dämpfer- und Federungskomponenten der Drehgestelle, das sicher verhindert bei einer der präventiven Nachschauen von einem kaputten Dämpfer überrascht zu werden und keinen Ersatzdämpfer zur Verfügung zu haben. Zudem ist es möglich bei den Nachschauen korrektive Maßnahmen zu optimieren, da optisch auffällige Dämpfer zuverlässig auf Funktion getestet werden können.

Das CBM-Ziel der besseren Planbarkeit der Arbeiten während einer Inspektion auf Basis der Zustandsinformation zu deren Funktionstüchtigkeit ist erreicht.



## Monitoring von geschraubten Verbindungen mit elektromechanischen Impedanzspektren

## Monitoring of bolted joints with electromechanical impedance spectra

M.Sc. **Anna-Lena Dreisbach**, Prof. Dr.-Ing. **Claus-Peter Fritzen**,  
Arbeitsgruppe Technische Mechanik (ATM), Universität Siegen

### Kurzfassung

Gängige Verfahren zur Messung von Schraubenvorspannkraften in der Industrie basieren beispielsweise auf der Basis von Dehnungsmessstreifen (entweder direkt auf die Struktur appliziert oder in Form von Kraftmessringen verwendet) oder Ultraschallmessungen (Beobachtung der Time of Flight (ToF) oder der Wellenausbreitung). Ein neues Verfahren in diesem Anwendungsgebiet stellt die Überwachung durch Beobachtung der elektromechanischen Impedanz (EMI) dar. Bei der EMI-Methode handelt es sich um ein schwingungsbasiertes, zerstörungsfreies Strukturüberwachungsverfahren, welches im hohen Frequenzbereich (z.B. 100-200 kHz) arbeitet. Es kommen piezoelektrische Wandler zum Einsatz, welche auf der zu überwachenden Struktur, in diesem Fall auf der Schraube selbst, appliziert werden und diese durch die Beaufschlagung einer elektrischen Spannung innerhalb eines gewissen Frequenzbandes anregen. Gleichzeitig wird der Stromfluss durch den Wandler, der die Strukturantwort infolge des Anregungssignals darstellt, gemessen. Aus der Anregungsspannung und der Stromstärke wird dann das Impedanzspektrum gebildet, welches durch die elektromechanische Kopplung indirekt die mechanische Impedanz der Struktur widerspiegelt. Innerhalb dieser Arbeit wird die Methode genutzt, um Vorspannkraftverluste in Schraubverbindungen frühzeitig zu detektieren und von anderen Einflüssen auf die Struktur und das Messsystem unterscheiden zu können. Bisherige Untersuchungen haben bereits gezeigt, dass sich verändernde Belastungen im untersuchten Frequenzbereich erkennbar und mit entsprechender Aufbereitung der Messdaten detektierbar sind. Die EMI-Methode eignet sich ebenfalls, um die verwendeten Sensoren vor der eigentlichen Messung einem Selbsttest zu unterziehen.

## Abstract

Common industrial procedures for the preload measurement of bolted joints are for example conducted by means of strain gauges (applied directly on the structure or employed in a force washer) or acousto ultrasonics (observing the time of flight-TOF- or wave propagation). A new method is introduced by the observation of the electro-mechanical impedance (EMI) spectra. The EMI method is a vibration-based, non-destructive *Structural Health Monitoring (SHM)* procedure. It is deployed in the high frequency domain. Therefore piezoelectric transducers are applied on the structure under observation. An alternating voltage excites the piezoelectric transducer and the structure due to the inverse piezoelectric effect. At the same time the current inside the piezoelectric transducer, which presents the structural response to the excitation signal, is recorded. Now the impedance spectrum is calculated from the voltage and the current signals. Because of the electro-mechanical coupling of the piezoelectric transducer the electro-mechanical impedance contains the mechanical impedance of the structure as well as of the transducer itself. In this work the electro-mechanical impedance is employed to detect pretensional loss of bolted joints at an early stage. Furthermore the corresponding effects due to the pretensional loss shall be distinguished from other influences on the structure and the measurement systems. Present studies have shown that changing pretensional forces in the observed frequency range are detectable after suitable signal processing. The EMI method is also qualified to detect changes of the transducer itself.

## 1. Einleitung und Stand der Technik

Die Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen hängt maßgeblich von der Erzeugung und der Erhaltung der benötigten Vorspannkraft ab [1]. Nach einer gewissen Betriebszeit kann jedoch der Vorspannkraftverlust der Schraubenverbindung (bspw. in Folge von selbsttätigem Losdrehen) auftreten und deren Funktionalität beeinflussen. Um die Integrität der Schraubenverbindung sicherzustellen und katastrophale Schadensfälle zu vermeiden, ist die Überwachung von Schraubenvorspannkraften notwendig. Verbreitete Verfahren zur Messung von Vorspannkraften sind:

-Verfahren auf Basis von Dehnungsmessstreifen (DMS) beispielsweise in Form:

- Direkter Applikation auf dem Schraubenschaft [2]
- Direkter Applikation innerhalb des Schraubenschafts [2]
- Des Einsatzes von Kraftmessringen (KMR) auf DMS-Basis [3]

-Verfahren auf Basis von Ultraschall

- Beobachtung des Laufzeitverhaltens [4]
- Mit Hilfe von Piezoelementen: Beobachtung der Wellenausbreitung und – reflexion.

Im Rahmen dieser Untersuchung wird die Überwachung von geschraubten Verbindungen mittels elektromechanischen Impedanz- bzw. deren Kehrwert, der Admittanzspektren, durchgeführt. Diese werden durch ein permanent auf der Struktur appliziertes Piezoelement ermittelt, welches die mechanische Impedanz der Struktur indirekt erfasst. Die Maxima der elektromechanischen Admittanz spiegeln lokale Resonanzen der zu überwachenden Struktur wider. Es existieren bereits Untersuchungen, in denen diese Methode zur Überwachung mechanischer Belastungen von Strukturen [5] und auch speziell von geschraubten Verbindungen verwendet wird [6 bis 8]. Klassischerweise wird bei Verwendung von EMI-Spektren im Rahmen von *Structural Health Monitoring (SHM)* Applikationen die Veränderung des Resonanzverhaltens der Struktur genutzt, um Rückschlüsse auf die Strukturintegrität zu schließen.

In der vorliegenden Arbeit hingegen wurde festgestellt, dass bei Applikation des Piezoelements am Schraubenkopf, die Materialeigenschaften der Piezokeramik von der dort herrschenden mechanischen Spannung in Folge der aufgetragenen Vorspannkraft beeinflusst werden. Dieser Effekt kann für das Monitoring von Schraubenvorspannkraften genutzt werden. Bei der praktischen Anwendung von *SHM*-Verfahren herrscht in der Regel keine konstante Umgebungstemperatur. Diese hat jedoch einen Einfluss auf die elektromechanischen Impedanz- bzw. Admittanzspektren sowie die Struktur selbst, was zu Fehldiagnosen des *SHM*-Systems führen kann [9]. Daher wird zudem der Temperatureinfluss auf das vorgestellte Verfahren untersucht.

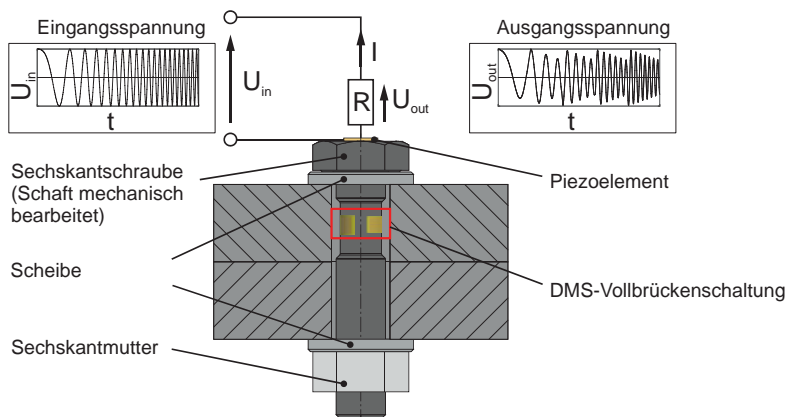


Bild 1: Schraubenverbindung mit applizierter Sensorik

In den folgenden Kapiteln dieser Arbeit wird zunächst die Ermittlung der elektromechanischen Impedanzspektren mit Hilfe der EMI-Methode und der Einfluss durch mechanische Belastung

hierauf vorgestellt. Anschließend werden die durchgeführten Experimente sowie die erzielten Ergebnisse beschrieben. Am Ende erfolgt eine Zusammenfassung mit einem abschließenden Fazit und ein Ausblick über weiterführende Untersuchungen.

## 2. Die Elektromechanische Impedanz

Das Prinzip der Ermittlung von elektromechanischen Impedanz- bzw. Admittanzspektren ist in Bild 1 dargestellt. Dazu wird das verwendete Piezoelement breitbandig mit einer Wechselspannung angeregt. Durch den inversen piezoelektrischen Effekt schwingt das Piezoelement mit der Frequenz der Wechselspannung und regt dadurch die Struktur ebenfalls lokal zum Schwingen an. Gleichzeitig wird die Stromstärke in dem Schaltkreis an einem Messwiderstand gemessen. Aus dem Quotienten der Anregungsspannung sowie der Stromstärke im Frequenzbereich - bzw. der Übertragungsfunktion dieser beiden Größen – wird die elektromechanische Impedanz oder Admittanz ermittelt. Gl. (1) repräsentiert ein Modell der elektromechanischen Admittanz für kreisscheibenförmige Piezoelemente appliziert auf einer unendlichen Scheibe [10].

$$Y(\omega) = Z^{-1} = i\omega C \left[ 1 - k_p^2 \left( 1 - \frac{(1+\nu)J_1(z)}{zJ_0(z) - (1-\nu)J_1(z) + \chi(1+\nu)J_1(z)} \right) \right] \quad (1)$$

Hierbei stellt  $Z$  die elektromechanische Impedanz,  $Y$  ihre Inverse, die Admittanz, und  $\omega$  die Kreisfrequenz dar. Der erste Term der elektromechanischen Admittanz beschreibt den kapazitiven Anteil mit der Kapazität  $C$ , welche in Gl.(5) definiert ist. Der zweite und dritte Term beschreibt die elektromechanische Kopplung durch das Piezoelement. Hier ist  $k_p$  der planare Kopplungskoeffizient und folgendermaßen definiert:

$$k_p^2 = \frac{2}{(1-\nu)} \frac{d_{31}^2}{s_{11}^E \epsilon_{33}^T} \quad (2)$$

Mit der komplexen Permittivität  $\epsilon_{33}^T$ , der Querkontraktionszahl  $\nu$ , der piezoelektrischen Konstante  $d_{31}$  und der elastischen Nachgiebigkeitskonstante  $s_{11}^E$ .

$J_0(z)$  und  $J_1(z)$  sind Besselfunktionen der ersten Gattung und nullter bzw. erster Ordnung, mit:

$$z = \frac{\omega}{c} r_a \quad (3)$$

Die Variable  $z$  wird hier durch einen Quotienten mit der Kreisfrequenz  $\omega$  und dem Radius  $r_a$  des Piezoelements im Zähler, sowie der axialen Wellengeschwindigkeit  $c$  im Nenner definiert. Der zweite Term beinhaltet die Kopplung zwischen mechanischen und elektrischen Eigenschaften von Piezoelement und Struktur.

$\chi$  beschreibt den Quotienten aus der Steifigkeit von Struktur und Piezoelement:

$$\chi = \frac{k_{Str}}{k_p} \quad (4)$$

Die Kapazität wird wie folgt beschrieben:

$$C = \frac{A}{s} \varepsilon_{33}^T = \frac{A}{s} \widehat{\varepsilon_{33}^T} (1 - i\delta) \quad (5)$$

Hier ist  $A$  die Sensorfläche senkrecht zur Polungsrichtung,  $s$  die Sensordicke und  $\delta$  der Verlustfaktor.[11].

### 3. Einfluss von mechanischen Beanspruchungen auf das Piezoelement am Schraubenkopf

In [12, 13] wird die mechanische Beanspruchung von piezoelektrischen Keramiken parallel sowie senkrecht zur Polungsrichtung untersucht. Es wurde festgestellt, dass sich die piezoelektrischen Eigenschaften  $\varepsilon_{33}^T/\varepsilon_0$ ,  $d_{31}$  und  $\tan\delta$  der Keramiken unter mechanischer Beanspruchung verändern. Diese Erkenntnis wurde in [14] genutzt, um mit Hilfe von rechteckigen Piezoelementen thermisch induzierte mechanische Spannungen in Eisenbahnschienen zu überwachen. Es wurde ein linearer Zusammenhang zwischen der mechanischen Spannung sowie der Kapazität  $C$  festgestellt. Die Kapazität ist im Realteil der Admittanz mit dem Vorfaktor "δ" vertreten, welcher in der Regel <1% beträgt. Der Imaginärteil der Admittanz beinhaltet die Kapazität mit dem Vorfaktor „1“, weshalb für die Detektion von Vorspannkraftverlusten in dieser Arbeit der Imaginärteil (die Suszeptanz) betrachtet wird.

Infolge der Vorspannkraft in einer Schraubenverbindung entsteht eine rotationssymmetrische mechanische Spannung am Schraubenkopf, welche in linearem Zusammenhang mit der im Bolzenschaft herrschenden Vorspannkraft steht. Dies wurde in [15] numerisch sowie experimentell gezeigt.

In der hier dargestellten Untersuchung wird nun die rotationssymmetrische mechanische Spannung am Schraubenkopf genutzt, um mit Hilfe des dort applizierten Piezoelements die Vorspannkraft in der Schraube überwachen zu können. Dazu wird die Suszeptanz, der Imaginärteil der Admittanz ( $Im\{Y(\omega)\}$ ), verwendet, da diese den kapazitiven Anteil der Admittanz darstellt.

### 4. Experimente

In dieser Arbeit werden schwarze Schraubengarnituren nach DIN 14399 in Form einer Durchsteck-Schraubenverbindung untersucht. Die Schraubenverbindung besteht aus HV-Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 (nach DIN EN 14399-4), zwei Scheiben (nach DIN EN 14399-6) und einer Mutter (DIN EN 14399-4). Es werden Schrauben der Größe M16x50, M16x80,

M20x65 und M20x95 untersucht. Dabei handelt es sich um insgesamt 15 Proben. In Bild 1 ist die untersuchte Schraubenverbindung mit der applizierten Sensorik dargestellt. Die Schrauben sind mit einer DMS-Vollbrückenschaltung ausgestattet, damit die Vorspannkraft biege- und temperaturkompensiert gemessen werden kann [16]. Die Verkabelung der Dehnungsmessstreifen erfolgt durch das Innere des Bolzenschaftes in Anlehnung an [17]. Piezoelemente der Marke *Physical Instruments* mit einem Durchmesser von 10 mm und einer Dicke von 5 mm werden auf dem Schraubenkopf appliziert. Es werden verschiedene Vorspannkraftniveaus durch drehendes Vorspannen eingestellt und dann die elektromechanischen Admittanzspektren mit dem am Schraubenkopf applizierten Piezoelement aufgezeichnet. In der Klimakammer der Marke ACS werden für jeden Vorspanngrad Temperaturen im Bereich von -20°C bis 20°C in 10°C-Schritten erzeugt.

## 5. Detektion von Vorspannkraftverlusten anhand elektromechanischer Admittanzspektren

In Bild 2 ist die Suszeptanz für den betrachteten Frequenzbereich für verschiedene Vorspanngrade zu sehen. Es ist erkennbar, dass sich die Steigung der Suszeptanzspektren mit steigender Vorspannkraft reduziert.

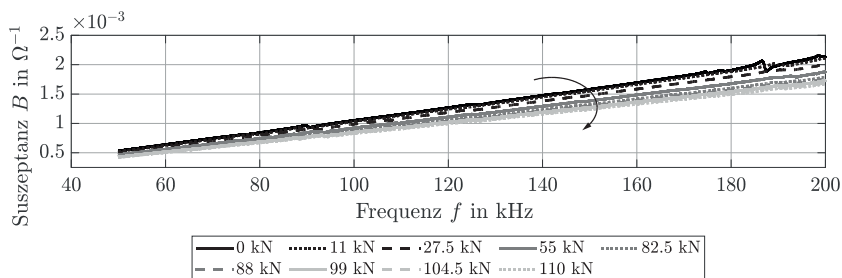


Bild 2: Suszeptanzspektren aufgezeichnet bei verschiedenen Vorspannkraften

Die Größen, welche Einfluss auf die Veränderung der Suszeptanzsteigung haben, werden ersichtlich, wenn die Terme, aus denen sich die Suszeptanz zusammensetzt, betrachtet werden. Dazu lässt sich Gl. (1)

$$Y(\omega) = \underbrace{i\omega C}_{Y_1} - \underbrace{i\omega C k_p^2}_{Y_2} + \underbrace{i\omega C k_p^2 \frac{(1+\nu)J_1(z(\omega))}{zJ_0(z(\omega)) - (1-\nu)J_1(z(\omega)) + \chi(1+\nu)J_1(z(\omega))}}_{Y_3} \quad (6)$$

mit  $\omega = 2\pi f$



In Bild 3 werden die in Gl. (6) beschriebenen Terme in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt. In dem Modell werden die in der vorliegenden Arbeit verwendeten Piezoelemente vorgesehen. Die Struktur wird in Form einer unendlich ausgedehnten Stahlscheibe angenommen (analog zu [18]). Werden diese Terme separat in Abhängigkeit von der Frequenz  $f$  dargestellt (vgl. Bild 3), ist ersichtlich, dass die imaginären Anteile von  $Y_1$  und  $Y_2$  den größten Anteil zur Suszeptanzsteigung beitragen.

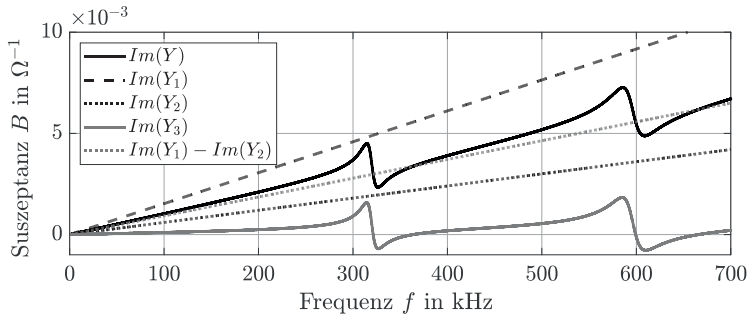


Bild 3: Einfluss der verschiedenen Terme der Admittanz auf die Suszeptanz

Es kann nun eine Funktion zur Beschreibung der Vorspannkraft in Abhängigkeit von der Suszeptanzsteigung  $m_{SUS}$  hergeleitet werden. Dafür wird eine lineare Funktion mit Hilfe eines robusten Regressionsverfahrens an die Suszeptanzdaten angefitet, um die Steigung  $m_{SUS}$  für jeden der dargestellten Vorspanngrade zu ermitteln. Die robuste Regression wurde ausgewählt, da dieses Verfahren eine geringere Empfindlichkeit gegenüber Ausreißern aufweist [19]. Die aus den Messdaten ermittelten Steigungen  $m_{SUS}$  werden nun in Abhängigkeit von der gemessenen Vorspannkraft aufgetragen (Bild 4). Für diese Daten kann nun durch die Anwendung einer Taylorapproximation an einem definierten Entwicklungspunkt  $a = (F_0 | m(F_0))$  die gesuchte Funktion entsprechend Gl. (7) für die Steigung  $m$  in Abhängigkeit von der Vorspannkraft  $F$  sowie der gemessenen Vorspannkraft  $F_0$  und Suszeptanzsteigung  $m(F_0)$  am Entwicklungspunkt hergeleitet werden.

$$m(F, F_0) = m(F_0) + \frac{\partial m(F_0)}{\partial F} (F - F_0) + \text{Terme höh. Ordnung} \quad (7)$$

Da die Untersuchung einen linearen Zusammenhang zwischen der Suszeptanzsteigung sowie der Vorspannkraft ergibt, lässt sich die Taylorreihe nach dem linearen Glied abbrechen.

Die Ableitung  $\frac{\partial m(F_0)}{\partial F}$  wird durch Anwendung einer weiteren robusten Regression ermittelt und ist für den linearen Fall global gültig.

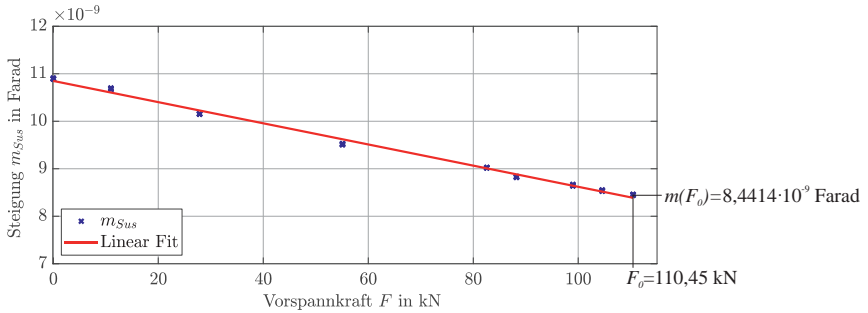


Bild 4: Suszeptanzsteigung in Abhängigkeit von der Vorspannkraft

Nachdem die robuste Regression durchgeführt wurde, kann  $m(F_0)$  durch  $m_{Lin,0}$  an der Stelle  $F_0$  ersetzt werden. Die zu ermittelnde Vorspannkraft wird als  $F_{pred}$  bezeichnet. Für die Steigung  $m(F_0, F)$  wird die aus den Messdaten ermittelte Suszeptanzsteigung  $m_{Sus}$  eingesetzt. Diese Schritte führen zu folgendem Zusammenhang:

$$m_{Sus} = \frac{\partial m(F_0)}{\partial F} (F_{pred} - F_0) + m_{Lin,0} \quad (8)$$

Dieser wird in Bild 4 in Form der linearen Gerade gezeigt. Um ein Modell zu entwickeln, anhand dessen von den aufgezeichneten Messdaten auf die Vorspannkraft geschlossen werden kann, wird Gl. (8) nun folgendermaßen umgestellt werden:

$$F_{pred} = \frac{m_{Sus} - m_{Lin,0}}{\frac{\partial m(F_0)}{\partial F}} + F_0 \quad (9)$$

Steigt somit  $m_{Sus}$  beispielsweise auf  $8,5358 \cdot 10^{-9}$  Farad an, würde dies einen Vorspannkraftverlust von  $F_0 = 110,45$  kN auf  $F_{pred} = 103,78$  kN bedeuten. Dieses Modell kann für alle Probestkörper erzeugt werden und durch einen Gütefaktor in Form des Bestimmtheitsmaßes  $R^2$  angegeben werden. Das Ergebnis ist in Bild 5 dargestellt. Der minimal erreichte Wert liegt bei 98,66 % und der maximale bei 99,92 %, was für eine sehr gute Approximation der Messdaten in Form eines linearen Modells spricht.

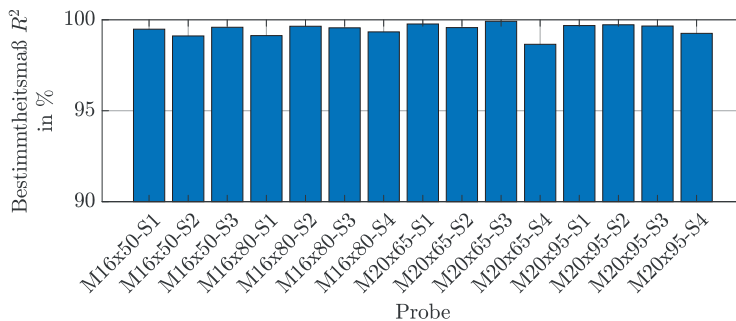


Bild 5: Güte des linearen Modells für die alle Proben

## 6. Einfluss der Umgebungstemperatur

In Bild 6 sind die Messdaten zu sehen, welche den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die betrachtete Anwendung widerspiegeln. Es ist erkennbar, dass mit steigender Temperatur die Suszeptanzsteigung ebenfalls wächst. Dies ist vor allem anhand der Temperaturabhängigkeit der Kapazität  $C$  und des planaren Kopplungskoeffizienten  $k_P$  zu erklären. [18]

In Bild 7 ist nun der Zusammenhang von Suszeptanzsteigung  $m_{Sus}$  und der Vorspannkraft unter verschiedenen Temperaturniveaus zu sehen. Dieser verdeutlicht die Notwendigkeit einer Temperaturkompensation bei der vorhandenen Anwendung, um eine Vorspannkraftänderung eindeutig von einer Änderung der Umgebungstemperatur unterscheiden zu können.

Aus den Ergebnissen der Untersuchungen ergeben sich verschiedene Möglichkeiten der Temperaturkompensation. Beispielsweise besteht die Möglichkeit die Temperatur der zu überwachenden Struktur messtechnisch zu erfassen, um diese in den Algorithmus zur Vorspannkraft einfließen zu lassen. Dazu muss die in Bild 7 gezeigte Regressions-Ebene für die zu überwachende Struktur ermittelt werden. Durch den bilinearen Zusammenhang sind dafür drei Punkte der Ebene zu bestimmen. Durch die gemessene Temperatur sowie die Ermittlung von  $m_{Sus}$  kann anhand dieses empirisch ermittelten Modells in Bild 7 auf die vorhandene Vorspannkraft geschlossen werden.

Außerdem kann ein Referenz-Piezoelement genutzt werden. Dieses kann auf einer unbelasteten Struktur mit derselben Temperatur wie die der Schraube appliziert werden. Da hier lediglich der Temperatureinfluss eine Veränderung der Suszeptanzsteigung  $m_{Sus}$  herbeiführen kann, jedoch nicht die Vorspannkraft, kann durch Vergleich diesen Messdaten auf die Vorspannkraft in der Schraube geschlossen werden.

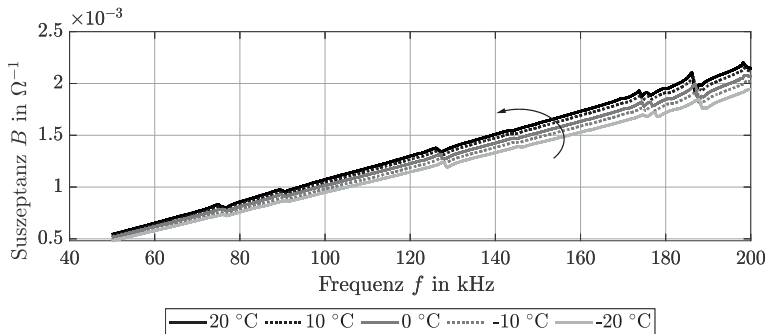


Bild 6: Abhängigkeit von der Suszeptanz von der Temperatur bei einer Vorspannkraft von 0 kN

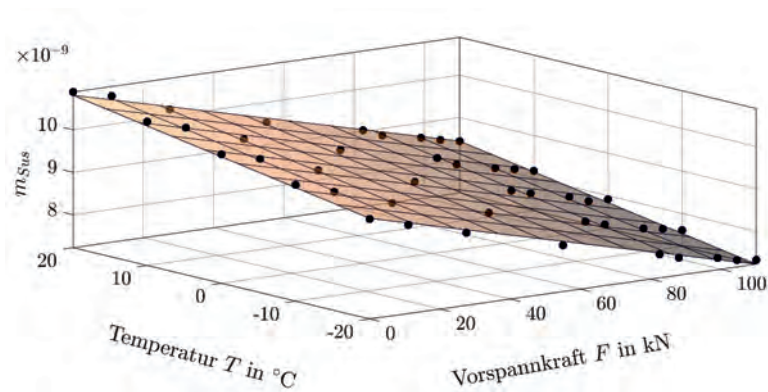


Bild 7: Suszeptanzsteigung in Abhängigkeit von der Temperatur und der Vorspannkraft

## 7. Zusammenfassung, Fazit und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde anhand von EMI-Spektren die Vorspannkraftmessung von Schraubenverbindungen unter sich verändernder Umgebungstemperatur untersucht. Es wurde der Parameter „Suszeptanzsteigung“  $m_{Sus}$  identifiziert, dessen Änderung in einem linearen Zusammenhang mit der Vorspannkraftänderung steht. Dieser Zusammenhang konnte mit Hilfe einer Taylorreihenentwicklung ermittelt werden. Zusätzlich wurde jedoch ein Temperatureinfluss auf das Verfahren sowie den identifizierten Überwachungsparameter  $m_{Sus}$  festgestellt. Mit steigender Temperatur steigt  $m_{Sus}$  ebenfalls an.

Die mit Hilfe der Taylorreihe erstellten linearen Approximationsmodelle weisen ein Bestimmtheitsmaß zwischen 98,66 % - 99,62 % auf.

Im vorangegangenen Kapitel wurden diverse Ansätze zur Kompensation dieses Temperatureinflusses für den Einsatz in der Praxis diskutiert. Für die Anwendung in der Praxis würde sich besonders der Einsatz eines Referenz-Piezoelements anbieten, welches sich im mechanisch unbelasteten Zustand befindet sowie dieselbe vorhandene Umgebungstemperatur wie das Piezoelement zur Vorspannkraftmessung aufweist.

Weitere Schritte dieser Arbeit werden sich mit der Reproduzierbarkeit der Messdaten befassen. Es sind umfangreiche Serienmessungen geplant, um den gefundenen Zustandsüberwachungsparameter  $m_{Sus}$  statistisch abzusichern und somit einen Algorithmus für ein Structural Health Monitoring-System zu implementieren.

## 8. Literaturangaben

- [1] Thomala, W. u. Kloos, K.-H.: Schraubenverbindungen Elektronische Ressource: Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2007
- [2] HBM: Dehnungsmessstreifen. Erste Wahl für Dehnungsmessstreifen. Prospekt, 2021
- [3] Brecher, C., Jasper, D. M., Schmidt, S. A. u. Fey, M.: Methodik zur Ermittlung der Schraubenzusatzkräfte von Schraubenverbindungen. Kontruktion: Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe 68 (2016) 6
- [4] Duchardt, M.: Bewertung des Vorspannkraftverlustes in Schraubenverbindungen unter kombinierter mechanischer und thermischer Beanspruchung. Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2013. Berichte aus der Werkstofftechnik, Bd. 2013,2. Aachen: Shaker 2013
- [5] Annamdas, V. G. M., Pang, J. H. L., Zhou, K. u. Song, B.: Efficiency of electromechanical impedance for load and damage assessment along the thickness of lead zirconate titanate transducers in structural monitoring. Journal of Intelligent Material Systems and Structures 24 (2013) 16, S. 2008–2022
- [6] Sahm, D., Pak, D., Fritzen, C.-P., Dreisbach, A.-L., Dietrich, G. u. Yokaribas, V.: Non-destructive damage detection on welded threaded bolts based on electromechanical impedance spectra. ce/papers 4 (2021) 2-4, S. 203–209
- [7] Pavelko, I., Pavelko, V., Kuznetsov, S. u. Ozolinsh, I.: Bolt-joint structural health monitoring by the method of electromechanical impedance. Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal 86 (2014) 3

- [8] Na, W. S.: Bolt loosening detection using impedance based non-destructive method and probabilistic neural network technique with minimal training data. *Engineering Structures* 226 (2021), S. 111228
- [9] Baptista, F. G., Filho, J. v. u. Inman, D. J.: Real-time multi-sensors measurement system with temperature effects compensation for impedance-based structural health monitoring. *Structural Health Monitoring* 11 (2011) 2, S. 173–186
- [10] Giurgiutiu, V.: *Structural health monitoring with piezoelectric wafer active sensors*. Amsterdam u.a.: Academic Press 2008
- [11] Sun, F. P., Chaudhry, Z., Liang, C. u. Rogers, C. A.: Truss Structure Integrity Identification Using PZT Sensor-Actuator. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 6 (1995) 1, S. 134–139
- [12] Krueger, H. H. A.: Stress Sensitivity of Piezoelectric Ceramics: Part 3. Sensitivity to Compressive Stress Perpendicular to the Polar Axis. *The Journal of the Acoustical Society of America* 43 (1968) 3, S. 583–591
- [13] Krueger, H. H. A.: Stress Sensitivity of Piezoelectric Ceramics: Part 1. Sensitivity to Compressive Stress Parallel to the Polar Axis. *The Journal of the Acoustical Society of America* 42 (1967) 3, S. 636
- [14] Zhu, X. u. Di Lanza Scalea, F.: Sensitivity to Axial Stress of Electro-Mechanical Impedance Measurements. *Experimental Mechanics* 56 (2016) 9, S. 1599–1610
- [15] Wang, T., Tan, B., Lu, G., Liu, B. u. Yang, D.: Bolt Pretightening Force Measurement Based on Strain Distribution of Bolt Head Surface. *Journal of Aerospace Engineering* 33 (2020) 4, S. 4020034
- [16] Keil, S.: *Dehnungsmessstreifen Elektronische Ressource*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, Imprint: Springer Vieweg 2017
- [17] Dümpelmann, C. u. Friedrich, C.: *Erfassung der Strukturintegrität durch Messung der zeitabhängigen Vorspannkraft in Schraubenverbindungen*. Diss. Siegen 2020
- [18] Mueller, I. u. Fritzen, C.-P.: *Inspection of piezoelectric transducers used for structural health monitoring systems*. Diss. Siegen 2016
- [19] Wetherill, G. B.: *Regression Analysis with Applications*. London [u.a.]: Chapman and Hall 1986

# **Entwicklung und Validierung einer Methode zur Ermittlung der minimalen Performanceanforderungen an Sensoren für die schwingungsbasierte Zustandsüberwachung**

## **Development and validation of a method to determine the minimum performance requirements of sensors for vibration-based condition monitoring**

M. Eng. **Manuel Bauer**, B. Eng. **Daniel Proksch**,  
B. Eng. **Joel Kopetschek**, M.Sc. **Fabian Wagner**,  
Prof. Dr. **Markus Kley**,  
Hochschule Aalen, Institut für Antriebstechnik, Aalen

### **Kurzfassung**

Die Kosteneffizienz von schwingungsbasierten Zustandsüberwachungssystemen korreliert mit der Performance der verwendeten Messtechnik. Daher ist die Ermittlung und Reduktion der notwendigen Messtechnikperformance für Zustandsüberwachungsaufgaben von hoher Relevanz. In dieser Arbeit wird eine Methode zur Bestimmung der Performanceanforderungen an Sensoren generiert, die die Identifikation der minimal notwendigen Abtastrate fokussiert. Der Ansatz wird unter Verwendung von low-cost MEMS Sensorik empirisch validiert. Es wird aufgezeigt, dass durch eine Sensorauswahl basierend auf der vorgestellten Methode der wirtschaftliche Aufwand von Schwingungsüberwachungssystemen reduziert werden kann.

### **Abstract**

The cost efficiency of vibration-based condition monitoring systems correlates with the performance of the measurement equipment used. Therefore, the identification and reduction of the necessary measurement equipment performance for condition monitoring tasks is of high relevance. In this work, a method for determining the performance requirements of sensors is generated which focuses on the identification of the minimum required sampling rate. The approach is empirically validated using low-cost MEMS sensors. It is shown that sensor selection based on the presented method can reduce the economic effort of vibration monitoring systems.

## 1. Einleitung

Die Zustandsüberwachung von Maschinen und Maschinenkomponenten stellt einen relevanten Aspekt im heutigen Maschinenbau dar. Sie ermöglicht die Umsetzung von zustandsabhängigen Wartungsstrategien und zustandsabhängiger Prozesskontrolle. Hierdurch kann der Wartungs- und Materialaufwand reduziert sowie die Prozessqualität gesteigert werden. Häufig ist jedoch der wirtschaftliche Aufwand bzw. die Abschätzung des Nutzens der Implementierung eines Zustandsüberwachungssystems der limitierende Faktor für die Anwendung von Condition Monitoring Methoden [1]. Insbesondere bei Prozessenanlagen, die eine hohe Sensoranzahl zur Überwachung erfordern, werden daher die Vorteile der Zustandsüberwachung nicht voll ausgeschöpft. Der wirtschaftliche Implementierungsaufwand bestimmt sich maßgeblich aus der für die Überwachungsaufgabe notwendigen Messtechnikperformance. Daher ist die Entwicklung im Bereich von low-cost Sensorik sowie die Analyse der Anforderungen an die schwingungsbasierte Zustandsüberwachung von hoher Relevanz.

In dieser Arbeit wird die notwendige Sensorperformance für Schwingungsüberwachungsaufgaben untersucht. Als Haupteinflussfaktor wird die Abtastrate identifiziert. Es wird eine Methode zur Ermittlung der minimal notwendigen Abtastrate entwickelt und anhand ausgewählter low-cost MEMS Sensorik validiert. Die Ergebnisse werden abschließend anhand eines industriellen Anwendungsbeispiels überprüft.

## 2. Grundlagen und Stand der Technik

Mithilfe der schwingungsbasierten Zustandsüberwachung kann der Zustand von Maschinenelementen oder ganzen Systemen erfasst werden. Wenn sich der Zustand eines Maschinenelements durch eine beginnende Schädigung verschlechtert, verstärkt sich die Schwingung im System. Die Schwingungen resultieren meist aus Unwuchten oder Stoßimpulsen durch die Überrollung von Schäden bei Wälzlagern. Mit Schwingungskennwerten die direkt aus dem Zeitsignal abgeleitet werden können lassen sich Schäden identifizieren. Für die Kennwertanalyse ist die Betrachtung des quadratischen Mittelwerts (Root Mean Square RMS) etabliert (siehe Formel (1)).

$$RMS_y = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^{i=N} (y_i)^2} \quad (1) [2]$$

Wird das Frequenzspektrum der Schwingung betrachtet und die Schadfrequenzen der Maschinenelemente sind bekannt, lässt sich eine Fehlerdiagnose durchführen. Die Schadfrequenzen lassen sich mit Formel (2) beispielhaft für den Außenring berechnen:



$$f_a = \frac{1}{2} \cdot f_n \cdot Z \cdot \left( 1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \right) \quad (2) [3]$$

Es kann dadurch die Schadensart und der Schadensort festgestellt werden. Fehler in Bauteilen, die eine Impulsreihe auslösen durch welche das System in den Eigenfrequenzen nachschwingt, lassen sich mithilfe einer Hüllkurve detektieren. Das Signal wird durch die Hüllkurve demoduliert und es bleibt nur die Impulsfolgefrequenz übrig. In der Realität ist das Signal meist nicht nur vom System selbst, sondern auch von Umwelteinflüssen geprägt. Diese störenden Schwingungen und Frequenzen müssen bei der Analyse berücksichtigt werden [4]. Die Wahl einer geeigneten Sensorposition zur Detektion der Schwingungen hat ebenfalls relevanten Einfluss auf das Messergebnis [5]. Anders als im analogen Bereich können in der digitalen Datenverarbeitung nur diskrete Werte betrachtet werden. Um Schwingungen weiterhin abbilden zu können, muss bei der Abtastung das Nyquist-Shannon-Theorem beachtet werden. Werden in einer Periode der realen Schwingung zu wenige Werte erfasst, wird das Messergebnis verfälscht. Es wird hierbei von Aliasing gesprochen. Um das zu verhindern, muss die Frequenz der Digitalisierungsabtastung mehr als doppelt so hoch gewählt werden wie die Bandbreite des zu messenden Signals. Kann diese Bedingung nicht eingehalten werden, kann das Signal durch analoge Filterung von nicht zu erfassenden Frequenzen bereinigt werden.

Vibrationen können über den Schwingweg, die Schwinggeschwindigkeit oder die Schwingbeschleunigung gemessen werden. Zur Erfassung der Schwingbeschleunigung stehen verschiedene Sensorkonzepte zur Verfügung. Piezosensoren reagieren auf die Kraft, die eine beschleunigte Masse auf ein Piezoelement ausübt. Die hierbei freiwerdende Ladung ist proportional zur erfahrenen Beschleunigung. Im industriellen und wissenschaftlichen Umfeld ist der Piezosensor die dominierende Technologie. In intelligenter Verbraucherelektronik haben sich vor allem kostengünstige, kapazitive MEMS (Micro Electric Mechanical System) Sensoren durchgesetzt, die neben der Messung auch einen digitalen Datenbus und teilweise einfache Auswertungsfunktionen bereitstellen, um die Integration in unterschiedliche Geräte wie Smartphones oder Navigationssysteme zu erleichtern [6]. Das kapazitive Messprinzip basiert auf einer seismischen Masse, die bei Beschleunigung eine Auslenkung erfährt. Die Verschiebung der Lage ändert die Kapazität des Systems. Die Preise liegen hier im unteren ein- bis zweistelligen Eurobereich, industrielle Piezosensoren liegen meist signifikant darüber.

In den letzten Jahren haben die low-cost MEMS Sensoren Anwendung in der Wissenschaft und im industriellen Condition Monitoring gefunden. Dos Santos Pedotti et al. entwickelt ein low-cost Messsystem, basierend auf einem kapazitiven MEMS Sensor mit einer Abtastrate

von 800 Hz und zeigt die Anwendbarkeit in der Detektion von Unwuchten an einem Versuchsstand [7]. Peters et al. nutzt den geringen Bauraumbedarf der MEMS Sensoren, um Sensoren direkt an zu überwachenden Zahnrädern anbringen zu können [8]. Auch außerhalb des Maschinenbaus gewinnen MEMS Sensoren an Relevanz, wie z.B. bei der Überwachung von Bauwerken [9], [10].

Im industriellen Umfeld bietet AWS mit Monitron eine kontinuierliche Zustandsüberwachung mit einem cloudbasierten, dezentralen Messsystem an. Ähnliches bietet Schaeffler mit Optime. Beide verwenden MEMS Beschleunigungssensoren sowie Temperatursensoren, um das Verhalten von Maschinen kontinuierlich und kabellos zu überwachen. Schaeffler bietet Sensoren verschiedener Abtastraten an und gibt Empfehlungen zu deren Verwendung abhängig der Drehzahl der zu überwachenden Anwendung.

Neben den Beschaffungskosten des Messsystems ist auch die Reduzierung der technischen Aufwände ein relevantes Feld der Forschung. Insbesondere bei akkubetriebenen Systemen ist sowohl die Energie-, als auch die Datensparsamkeit ein wichtiges Anliegen [11], [12], was durch die Verwendung von leistungssparnen low-cost Sensoren unterstützt werden kann.

Diese Ansätze zur Aufwandsreduktion werden von Caroff et al. aufgegriffen und in einem low-power Condition Monitoring System umgesetzt, welches anhand von drei Anwendungen unterschiedlicher Branchen und Betriebsbedingungen konzipiert und erprobt wird [13]. Der Fokus wird vor allem auf den Energiebedarf des Systems gelegt, eine zielgerichtete Auswahl des Sensors anhand der Parameter der Anwendung wird nicht beschrieben.

Insbesondere die Auswahl von Sensorik anhand der tatsächlich notwendigen Abtastrate bietet das Potential, die Aufwände der Zustandsüberwachung zu senken. So lässt sich das Condition Monitoring für weitere Anwendungszwecke wirtschaftlich nutzbar machen. Die hier erarbeitete Methode zur Sensorauswahl anhand der Abtastrate soll dazu beitragen.

### 3. Sensorauswahlmethode

Bevor die Auswahl der Sensoren anhand der Parameter des Zielsystems hergeleitet wird, werden die relevanten Parameter der Beschleunigungssensoren in Hinblick auf die Zustandsüberwachung betrachtet.

Der **Messbereich** des verwendeten Sensors muss in jedem Fall ausreichend hoch gewählt werden, um die Amplituden aller Messwerte fehlerfrei zu erfassen. Der **Temperaturbereich** muss passend zum Anwendungsfall ausgewählt werden, um Schäden am Sensor zu vermeiden. Die durch Temperaturschwankungen hervorgerufene Veränderung der Messwerte ist für Condition Monitoring Anwendungen in der Regel zu vernachlässigen. Bei sensiblen Schwingensystemen und leichten Bauteilen kann es nötig werden, das **Gewicht** des Sensors zu

beachten, um eine unerwünschte Wechselwirkung zu vermeiden. Die **Auflösung** bzw. **Sensitivität** eines Messsystems bestimmt die Amplitudenauflösung der Messwerte und bedingt sich durch die Analog-/Digitalwandlung. Für das Condition Monitoring ist in der Regel auch eine relativ niedrige Sensitivität ausreichend, da geringe Amplitudenänderungen durch unvermeidbare Störeinflüsse überlagert werden können. Ebenso ist das **Sensorrauschen** in der Regel vernachlässigbar, da es durch die betriebsbedingten Störeinflüsse überlagert werden kann. Obwohl die **Nichtlinearität** für die Bewertung der Güte von Sensoren eine zentrale Rolle spielt, kann sie in den üblichen Grenzen für das Condition Monitoring vernachlässigt werden. Durch die in der Zustandsüberwachung übliche Trendbeobachtung und den relativen Vergleich von Komponentenzuständen wird der Einfluss der Nichtlinearität auf das Messergebnis minimiert. Der **Frequenzbereich** bedingt sich durch die Trägheit des Schwingensystems und dem Messprinzip des Sensors. Er beschreibt, welche Frequenzen vom Sensor ungedämpft aufgenommen werden können. Der Frequenzbereich ist dem Anwendungsfall respektive den zu erfassenden Frequenzen entsprechend auszuwählen.

Die **Abtastrate** beschreibt die Häufigkeit der Messwerterfassung je Zeiteinheit. Hierbei ist das Nyquist-Shannon-Theorem zu beachten, ggf. sind Filter anzuwenden, um Aliasing zu verhindern. Die Bildgüte der Schwingung steigt mit der Abtastrate, ebenso steigen die Aufwände des Messsystems. Hohe Abtastraten machen hohe Geschwindigkeiten in der Datenerfassung, -übertragung und -speicherung notwendig. Teils muss auf parallele Übertragung und Zwischenspeicherung zurückgegriffen werden, was die Kosten des Messsystems erhöht. Zusätzlich steigt auch der Bedarf an Speicherkapazität und Übertragungsbandbreite. Das wiederum erhöht den Energieaufwand, der besonders für akkubetriebene, vernetzte Sensorsysteme von Bedeutung ist [7], [11], [12], [13]. Ebenfalls gesteigert wird der Aufwand der Datenspeicherung [12]. Die Anpassung der Abtastrate auf die minimal notwendigen Erfordernisse der jeweiligen Zustandsüberwachungsaufgabe stellt somit einen relevanten Faktor zur Reduktion des Aufwandes dar.

Um das Nyquist-Shannon-Theorem bei der Abtastung von Beschleunigungssignalen einzuhalten, ist in der Regel eine hohe Abtastrate erforderlich. Dies steht dem Wunsch nach einem kosteneffizienten Messsystem entgegen. Die methodisch bestimmte notwendige Abtastrate ist damit ein entscheidender Faktor zur Erreichung eines guten Kosten-Nutzen-Verhältnisses im Condition Monitoring.

Zur Identifikation des Systemzustands ist es nicht erforderlich, alle Eigenfrequenzen des Systems zu betrachten. Da Schäden, respektive die durch Schäden verursachten Schwingungsanregungen des Systems, das Signal über mehrere Eigenfrequenzen

modulieren, ist die Zustandsinformation auch aus einem Teilspektrum extrapolierbar, sofern dieses über mindestens eine relevante Eigenfrequenz verfügt.

Zur Auswahl der minimal notwendigen Abtastrate ist dementsprechend die minimale relevante Eigenfrequenz des Systems zu identifizieren. Diese entspricht der niedrigsten Eigenfrequenz respektive dem niedrigsten Eigenfrequenzbereich, der sich erkennbar vom Grundrauschen des Frequenzspektrums abhebt.

Die Identifikation kann über verschiedene Methoden erfolgen. Prinzipiell können die Eigenfrequenzen eines Systems durch eine Schwingungsmessung mit hoher Abtastrate und anschließender Betrachtung des Frequenzspektrums des gemessenen Signales erfasst werden. Die Schwingungsanregung kann im Betrieb, über einen Shaker oder durch Anschlagsversuche erfolgen. Eigenfrequenzen lassen sich im Frequenzspektrum des Signales, idealerweise im Vergleich zwischen normalen und beschädigtem Systemzustand, erkennen. Dies erfordert jedoch die Verfügbarkeit von entsprechenden Prüflingen. Über eine Simulation können die Eigenfrequenzen eines Systems bereits im Entwicklungsstadium analysiert werden. Jedoch steigt der Simulationsaufwand mit der Kompliziertheit des Systems. Für die Implementierung eines Zustandsüberwachungssystems eignet sich insbesondere eine Impulshammeruntersuchung. Hierfür wird das System durch einen geeigneten Impulshammer angeregt. Die resultierenden Schwingungen werden über einen Beschleunigungssensor erfasst. Die Anregungsenergie durch den Hammer, sowie die Impulsantwort am Beschleunigungssensor werden erfasst und die Übertragungsfunktion berechnet. Die Ergebnisse werden über mehrere Anschläge gemittelt [2].

Die minimale relevante Eigenfrequenz kann aus dem ermittelten Eigenfrequenzspektrum, respektive der Übertragungsfunktion des Systems, entnommen werden. Die minimal notwendige Abtastrate kann somit größer der doppelten minimalen Eigenfrequenz festgelegt werden. Da sich das gemessene Signal aus Frequenzen zusammensetzt, die zum Teil außerhalb der betrachteten Frequenzbreite liegen, können Alias-Effekte auftreten. Diese können durch eine geeignete analoge Signalfilterung eliminiert oder durch digitale Signalfilterung minimiert werden, sofern der resultierende Einfluss der Unterabtastung auf das Überwachungsergebnis vernachlässigt werden kann. Der Sensor kann abschließend auf Basis der minimal notwendigen Abtastrate unter Berücksichtigung der untergeordneten Sensorparameter ausgewählt werden.

In Bild 1 ist die Methode zur Auswahl der Sensorik für die schwingungsbasierte Zustandsüberwachung auf Basis der Abtastrate schematisch dargestellt.



Bild 1: Methodik zur Auswahl von Sensorik zur schwingungsbasierten Zustandsüberwachung auf Basis der Abtastrate

## 4. Versuche

Zur experimentellen Validierung der in Kapitel 3 vorgestellten Methode werden entsprechende Sensortypen ausgewählt sowie ein Versuchsaufbau umgesetzt.

### 4.1. Sensorik

Um die Eignung von low-cost MEMS Sensorik sowie die Methode zur Auswahl geeigneter Sensorik für die Schwingungsüberwachung zu untersuchen, werden verschiedene Sensortypen eingesetzt. Betrachtet werden die kapazitiven MEMS Beschleunigungssensoren des Typs BMA456 von Bosch sowie KX134 von Kionix. Der BMA456 ist für den Einsatz in Verbraucherelektronik, der KX134 für den Bereich Condition Monitoring konzipiert. Der Betrieb der MEMS-Sensoren erfolgt hier mittels eines Raspberry Pi 4 in der 8 GB RAM Version. In dieser Kombination limitiert der Raspberry Pi die Abtastfrequenz auf 6400 Hz. Als Referenzsensor wird ein piezoelektrischer Beschleunigungssensor des Typs 603C01 der Marke IMI, in Kombination mit einer Schwingungsmesskarte NI9234 der Firma National Instruments und dazugehörigem Chassis eingesetzt. Das BMA456-System verfügt über eine einstellbare Abtastrate bis maximal 1600 Hz, das KX456-System bis maximal 6400 Hz. Das System IMI-NI hat einen Abtastatenbereich von 3200 Hz bis 51200 Hz. Die Parameter der Sensorsysteme sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Parameter der betrachteten Sensoren

Parameter	BOSCH BMA456	KIONIX KX134	IMI-NI
Funktionsweise	MEMS	MEMS	Piezo-Keramik
Abtastezeit in Hz	1600	6400	51200
Frequenzbereich in Hz	1,5 – 1600	5600 – 8500	0,5 – 10000
Auflösung in bit	16	16	24
Messbereich in g	2 - 16	8 - 64	50
Überlastlimit in g	10000	10000	5000
Nichtlinearität in %	± 0,5	± 0,6	± 1
Temperaturbereich in °C	-40 bis +85	-40 bis +105	-54 bis +121
Rauschen in µgrms/√Hz	120	300	8
Gewicht in g	11,6	9,4	51

4.2. Versuchsaufbau

Zur Validierung der Methodik (siehe Kapitel 5) werden Rillenkugellager mit unterschiedlichen Zuständen auf einem Prüfstand betrieben und deren Schwingungssignale erfasst. Das Lager ist von einer Antriebswelle über den Innenring aufgenommen. Der Außenring ist von einem Lastring umschlossen. Der Lastring ist gegen Verdrehung gesichert. Über diesen wird eine radiale Last aufgebracht. Es werden Prüflinge der Lagertypen 6006-2Z und 6006 untersucht. Insbesondere kommen Feldrückläufer zur Anwendung, da reale Schädigungen in der Regel am aussagekräftigsten für Zustandsüberwachungsuntersuchungen sind [14]. Die Radiallast  $F_R$  beträgt dabei 1000 N und die Drehzahl  $1000\text{ min}^{-1}$ . Die unterschiedlichen Beschleunigungssensoren werden auf dem Lastring lagernah über der Drehachse des Wälzlagers angebracht. Bild 2 zeigt den Versuchsaufbau.

Die Abtastzeiten werden bei den unterschiedlichen Versuchsläufen von Minimum bis Maximum der jeweiligen Systeme eingestellt. Die Schrittweite hierbei ist jeweils eine Verdopplung der Abtastezeit. Die Zustände der untersuchten Lager sind Tabelle 2 zu entnehmen:

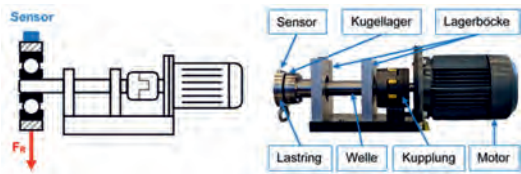


Bild 2: Versuchsaufbau

Tabelle 2: Prüflinge

Prüfling	Zustand
GZ1	Gutlager
GZ2	Gutlager
X1	Feldrückläufer
X2	Feldrückläufer
Y2	Diskreter Schaden am Außenring

## 5. Validierung

Die in Kapitel 3 aufgestellte Hypothese und die daraus resultierende Methode zur Bestimmung der minimalen Abtastrate werden empirisch überprüft. Hierfür werden die in Kapitel 4 beschriebene Sensorik sowie der Versuchsaufbau verwendet.

### 5.1. Validierung Sensorauswahlmethode

Die Eigenfrequenzen des zu untersuchenden Systems werden über eine Impulshammeruntersuchung ermittelt. Das System wird unter einer radialen Belastung von 1000 N untersucht, um den Einfluss der Last auf das Eigenfrequenzspektrum zu berücksichtigen. Der betrachtete Frequenzbereich liegt zwischen 0 Hz und 1000 Hz. Für die bei der Impulshammeruntersuchung verwendete Messtechnik liegt in diesem Bereich Linearität vor. Die aus den Versuchen resultierende Übertragungsfunktion sowie die Kohärenzfunktion sind in Bild 3 dargestellt.

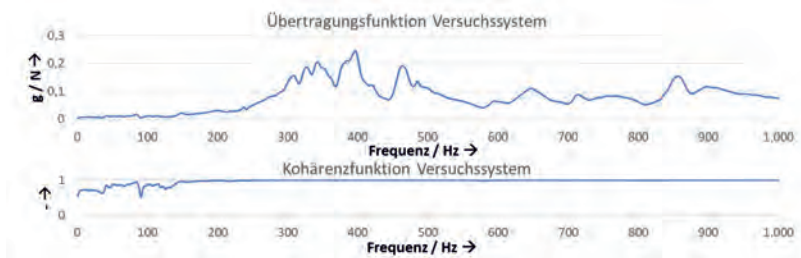


Bild 3: Ergebnis Impulshammeruntersuchung Versuchssystem

Als minimaler relevanter Eigenfrequenzbereich für das betrachtete System wird hier der Bereich von ca. 300 Hz bis ca. 400 Hz identifiziert. Die Kohärenzfunktion weist für diese Frequenzen einen Wert von ca. 1 auf, die Übertragungsfunktion ist somit für diesen Bereich aussagefähig. Es ergibt sich eine minimal notwendige Abtastrate von 800 Hz. Damit sind unter Betrachtung der aufgestellten Hypothese alle ausgewählten Sensorsysteme für die Messung geeignet. Zur Validierung werden die Frequenzspektren der gemessenen Signale des Gutlagers GZ1 in Bild 4 a) sowie des beschädigten Lagers X2 in Bild 4 b), jeweils gemessen mit dem System IMI-NI bei 51200 Hz Abtastrate, gegenübergestellt.

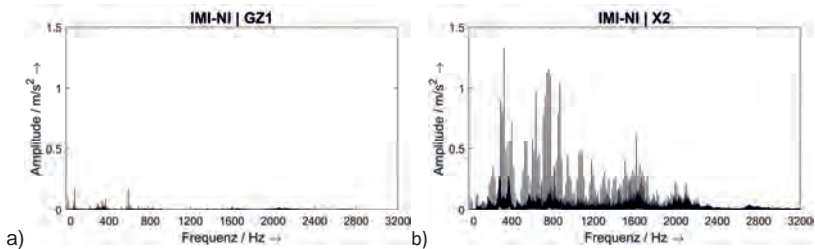


Bild 4: Frequenzspektren der Prüflinge a) GZ1 und b) X2 für IMI-NI bei 51200 Hz

Die Eigenfrequenzen sind im Frequenzspektrums des Feldrückläufers X2 ausgeprägter als im Spektrum des Gutlagers GZ1. Die Amplitudenhöhen und die Frequenzausprägung unterscheiden sich zwischen den Frequenzspektren der gemessenen Signale sowie der Impulshammermessung aufgrund der unterschiedlichen Anregungsart und Anregungsenergie. Dennoch kann der identifizierte relevante Eigenfrequenzbereich bestätigt werden.

Um die Auswirkung der Abtastratenreduktion unterhalb der Nyquist-Frequenz zu untersuchen, werden die Prüflinge mit dem Messsystem IMI-NI bei maximaler Abtaste von 51200 Hz betrachtet und die gemessenen Signale über geeignete Algorithmen resampled. Das Signalresampling dient der Elimination der Streuung der Amplitudenwerte bei wiederholten Messdurchläufen.

Die Eignung des Resampling wird im Vergleich mit realen Messdaten bei verschiedenen Abtastraten für die Prüflinge GZ1 und X2 beispielhaft betrachtet, wie in Bild 5 a) dargestellt. Zur Bewertung der Abweichungen wird der RMS herangezogen.

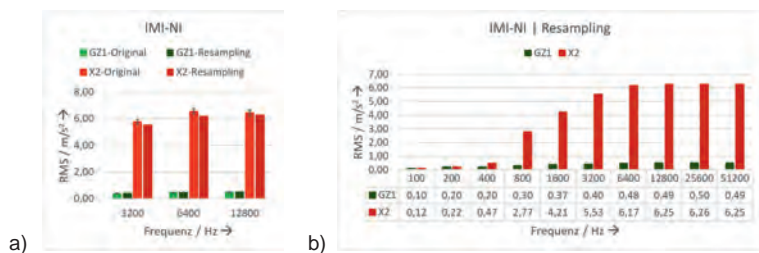


Bild 5: a) Vergleich Resampling - Messung nach RMS b) RMS-Werte nach Abtaste



Zu erkennen ist, dass die Veränderungen des RMS über die Abtastraten zwischen Resamplingssignal und real gemessenem Signal vergleichbar sind. Die Abweichungen zwischen den Resamplingwerten und den Werten des gemessenen Signals entsprechen den zu eliminierenden Messungenauigkeiten.

In Bild 5 b) sind die RMS-Werte der Resamplingssignale für Prüfling GZ1 und X2 von 100 Hz bis 51200 Hz Abtastrate dargestellt, wobei sich die Abtastrate jeweils verdoppelt.

Ab einer Abtastrate unterhalb von 6400 Hz reduziert sich der RMS-Wert. Es kann ausgesagt werden, dass ab dieser Abtastrate relevante Signalanteile nicht mehr erfasst werden und dementsprechend die im gemessenen Signal vorhandene Schwingungsenergie abfällt.

Zwischen 800 Hz und 400 Hz Abtastrate fällt der RMS-Wert signifikant. Die minimale relevante Eigenfrequenz wird nicht mehr im Signal abgebildet.

Ersichtlich ist, dass bei 400 Hz dennoch eine Differenzierung zwischen den betrachteten Prüflingen über den RMS erfolgen kann. Es ist davon auszugehen, dass dies auf Alias-Effekte zurückzuführen ist, die sich durch das Resampling ergeben. Jedoch kann der geringe Unterschied der RMS-Werte bei 400 Hz Abtastrate zwischen Gutlager und beschädigtem Lager bei weniger ausgeprägten Schädigungen zu einer ungenügenden Schadensdetektion führen.

## 5.2. Validierung Sensorik

Um die Zuverlässigkeit der Sensoren sicher zu stellen werden BMA456 und KX134 an einem Shaker erprobt. Hierbei weist der BMA456 aufgrund der unvollständigen Mittelwertfilterung Aliasing auf. Die Bildung des Mittelwerts kann die Funktion eines low-pass Filters erfüllen. Jedoch ist zu beachten, dass es keine exakte Grenzfrequenz gibt, weshalb hohe Frequenzanteile nicht vollständig eliminiert werden und teilweise mit einer Phasenverschiebung im aufgezeichneten Signal vorhanden sind. Der KX134 weist, wie nach Datenblatt erwartbar, erhöhtes Rauschen auf. Hierbei treten einige Frequenzen verstärkt hervor.

Am beschriebenen Versuchsaufbau (siehe Kapitel 4.2.) werden Messungen mit den betrachteten Sensoren durchgeführt. Die Abtastrate wird hierfür jeweils auf die maximal mögliche Systemabtastrate festgelegt. Die Differenzierbarkeit zwischen den unbeschädigten Prüflingen und den Feldrückläufern ist im Kennwertbereich über den RMS mit allen Systemen gegeben, wie in Bild 6 dargestellt wird.

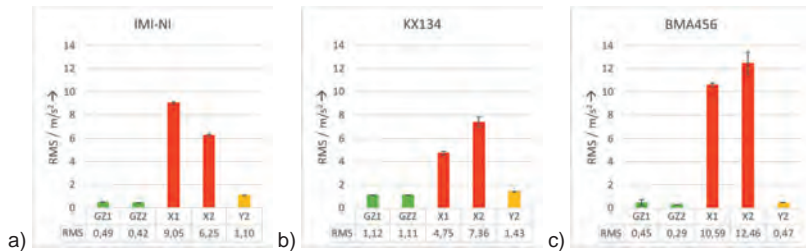


Bild 6: RMS-Werte nach Prüfling für a) IMI-NI b) KX134 und c) BMA456

Das Lager mit diskretem Außenringschaden Y2 lässt sich mit dem IMI-NI-System geringfügig vom Gutzustand abgrenzen, mit BMA456 und KX134 ist keine signifikante Unterscheidung möglich. Für eine belastbare Aussage über den RMS in Bezug auf den Anwendungsfall ist der Grad der Schädigung jedoch zu gering. Die abweichenden RMS-Werte sind in der unterschiedlichen Umsetzung der Messsysteme und teilweise umrüstbedingter Veränderungen der Einbaulage der Lager und somit der Position der Schädigungen relativ zur Lagerlastzone zu erklären. Die lagerspezifischen Frequenzen für den Prüfling Y2 sind in den Hüllkurvenspektren in Bild 7 abgebildet.

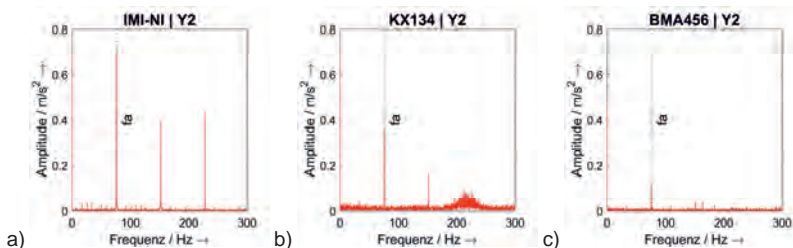


Bild 7: Hüllkurvenspektren des Prüflings Y2 für a) IMI-NI b) KX134 und c) BMA456

Es ist zu erkennen, dass trotz der mangelnden Differenzierbarkeit im Kennwertbereich eine Schädigung am Außenring über die Außenringschadfrequenz  $f_a$  mit jedem Messsystem detektiert werden kann. Die Amplituden der Schadfrequenzen unterscheiden sich je Messsystem primär aufgrund der unterschiedlichen gemessenen Frequenzbereiche und die damit variierende Signalenergie. Das erhöhte Rauschen des KX134 ist in dieser Bild ebenfalls zu erkennen.

### 5.3. Anwendungsbeispiel

Wie in 5.2. gezeigt, sind alle Messsysteme fähig, die Zustände einfacher Systeme unter Laborbedingungen zu erfassen. Um die Anwendbarkeit für die Praxis zu ermitteln, werden mit den low-cost Sensoren Messungen an einer in der Industrie eingesetzten Schraubstation durchgeführt. Es stehen eine unbeschädigte Schraubstation (im Folgenden mit IO bezeichnet) und ein als defekt befundener Feldrückläufer (NIO) zur Verfügung. König et al. untersucht diesen Anwendungsfall und zeigt die Differenzierbarkeit der unterschiedlichen Systemzustände auf, wodurch das System für die hier durchgeführte Betrachtung geeignet ist [15]. Die Schraubstation verfügt über ein Planeten- und ein Versatzgetriebe, die maximale Drehzahl am Abtrieb beträgt 345 U/min.

Zunächst wird mit einer Impulshammermessung der Frequenzbereich bis 1000 Hz nach Eigenfrequenzen untersucht. Es wird ein minimaler relevanter Frequenzbereich von 150 Hz bis 200 Hz identifiziert. Demnach reicht eine Abtastrate oberhalb 400 Hz aus, um eine Beurteilung der Schraubstation vorzunehmen. Damit sind die Sensoren BMA456 und KX134 für die Messung geeignet.

Das System wird mit verschiedenen Drehzahlen angeregt und die Vibration am Planetengetriebe der Schraubstation wird gemessen. Bild 8 zeigt, dass sowohl der KX134 als auch der BMA456 fähig sind, die Schädigung der Schraubstation über den RMS zu erfassen. Die Differenzierbarkeit ist bei KX134 durch die höheren Amplituden stärker ausgeprägt, es zeigt sich jedoch auch eine höhere Drehzahlabhängigkeit, was die Unterscheidung bei niedrigen Drehzahlen erschwert.

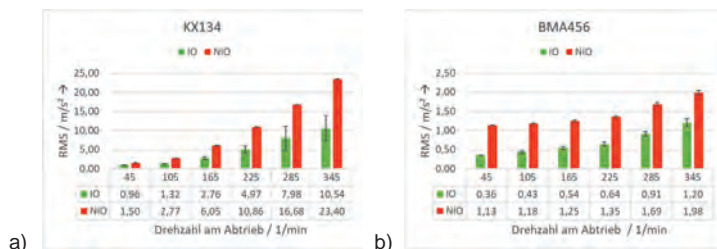


Bild 8: RMS-Werte nach Drehzahl für a) KX134 und b) BMA456

## 6. Zusammenfassung

Es wurde aufgezeigt, dass die Abtastrate ein relevanter Faktor in Bezug auf die Aufwandsreduktion der Messtechnik für Zustandsüberwachungsaufgaben ist. Die entwickelte Methode zur Abschätzung der notwendigen minimalen Abtastrate bietet eine geeignete

Möglichkeit, kosteneffiziente Sensorik für unterschiedliche Zustandsüberwachungsaufgaben mit geringem Aufwand auszuwählen. Über die ausgewählte low-cost Sensorik wurde die vorgestellte Methode validiert. Es wurde dargelegt, dass trotz Qualitätseinbußen in Bezug auf die Messergebnisse, wie beispielsweise Aliasing oder abweichende Amplitudenwerte, low-cost MEMS Sensorik für die betrachteten Zustandsüberwachungsaufgaben geeignet ist, woraus sich eine signifikante Aufwandsreduktion ergibt.

Die hier vorgestellten Ergebnisse lassen sich auf andere Anwendungen adaptieren und können so zu einer effizienteren Umsetzung von Condition Monitoring beitragen. Insbesondere für Condition Monitoring Anwendungen, die eine hohe Sensorstückzahl erfordern ist die hier untersuchte Sensorperformancereduktion geeignet.

## Literaturangaben

- [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] Schaeffler Monitoring Services GmbH: Condition Monitoring Praxis. Handbuch zur Schwingungs-Zustandsüberwachung von Maschinen und Anlagen. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH 2019
- [3] Schlecht, B.: Getriebe - Verzahnungen - Lagerungen. Ing - Maschinenbau, / Berthold Schlecht ; 2. München: Pearson Studium 2011
- [4] Bauer, M., Hofmann, M. u. Kley, M.: Methode zur Erkennung des Einflusses von äußeren Schwingungsanregungen bei der Wälzlagerzustandsüberwachung. 2. VDI-Fachtagung Schwingungen 2019. 05.-06. November 2019, Würzburg. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2019, S.343-354
- [5] Bauer, M., Wagner, F. u. Kley, M.: Optimierung der Sensorpositionierung bei schwingungsbasierter Wälzlagerzustandsüberwachung unter Einbezug von Systemeigenmoden. tm - Technisches Messen (2021)
- [6] Wild-Pfeiffer, F.: Das Potenzial von MEMS-Inertialsensoren zur Anwendung in der Geodäsie und Navigation. In: Bayerische Akademie der Wissenschaften (Hrsg.): Angewandte Geodäsie. München: Verlag der Bayerischen Akademie der Wissenschaft in Kommission beim Verlag C.H Beck 2015
- [7] dos Santos Pedotti, L. A., Zago, R. M., Giesbrecht, M. u. Fruett, F.: Low-cost MEMS accelerometer network for rotating machine vibration diagnostics. IEEE Instrumentation & Measurement Magazine 23 (2020) 7, S. 25–33
- [8] Peters, J., Ott, L., Dörr, M., Gwosch, T. u. Matthiesen, S.: Design of sensor integrating gears: methodical development, integration and verification of an in-Situ MEMS sensor system. Procedia CIRP 100 (2021), S. 672–677
- [9] Lin, Y.-B., Lee, F.-Z., Chang, K.-C., Lai, J.-S., Lo, S.-W., Wu, J.-H. u. Lin, T.-K.: The Artificial Intelligence of Things Sensing System of Real-Time Bridge Scour Monitoring for Early Warning during Floods. Sensors (Basel, Switzerland) 21 (2021) 14, S. 4942
- [10] Guérineau, L., Mathé, L. u. Le Roy, A.: Development of an integrated SHM framework based on a novel wireless sensing system for dynamic structural monitoring of bridges using ambient vibrations. Porto: 10th International Conference on Structural Health Monitoring of intelligent Infrastructure 2021

- [11] Yan, R., Sun, H. u. Qian, Y.: Energy-Aware Sensor Node Design With Its Application in Wireless Sensor Networks. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement 62 (2013) 5, S. 1183–1191
- [12] Lu, S., Zhou, P., Wang, X., Liu, Y., Liu, F. u. Zhao, J.: Condition monitoring and fault diagnosis of motor bearings using undersampled vibration signals from a wireless sensor network. Journal of Sound and Vibration 414 (2018), S. 81–96
- [13] Caroff, T., Brulais, S., Faucon, A., Boness, A., Arrizabalaga, A. S. u. Ellinger, J.: Ultra low power wireless multi-sensor platform dedicated to machine tool condition monitoring. Procedia Manufacturing 51 (2020), S. 296–301
- [14] Deckers, J. u. Back, B.: Getriebediagnose 4.0. Herausforderungen bei der Nutzung künstlicher Intelligenz im schwingungsbasierten Condition Monitoring. 2. VDI-Fachtagung Schwingungen 2019. 05.-06. November 2019, Würzburg. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2019, S. 189–200
- [15] König, T., Bader, R. u. Kley, M.: Schwingungsbasierte Fehlererkennung und Schadensdetektion an Getrieben durch Einbindung von Methoden des Machine Learning. 3. VDI Fachtagung Schwingungen. 16.-17. November 2021. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH 2021

## Scale-Up-Verfahren zur Ermittlung der Eigenfrequenzen geometrisch ähnlicher Strukturen von Baureihen

Prof. Dr.-Ing. **M. Klöcker**, Prof. Dr.-Ing. **H. Hallmann**, B. Eng. **S. Handl**,  
Institut für Produktentwicklung und Konstruktionstechnik,  
Technische Hochschule Köln;  
Dipl.-Ing. **T. Weber**, Polrich GmbH, Siegen;  
**A. Osteresch**, Vibration Analyst, Rhede/Ems

### Kurzfassung

Problemstellung: Bei einer großen Spanne der Leistungsgrößen eines Produktes ist eine Stufung in Baureihen vorteilhaft. Die Dimensionierung vereinfacht sich, wenn von einem Basisentwurf aus mit Ähnlichkeitsgesetzen skaliert werden kann. Häufig ist es erforderlich, die Eigenfrequenzen als wesentliche Strukturkenngrößen bereits im Projektstadium zu kennen. Entweder für die zielgerechte dynamische Dimensionierung oder um z. B. Schäden durch Resonanzbetrieb auszuschließen.

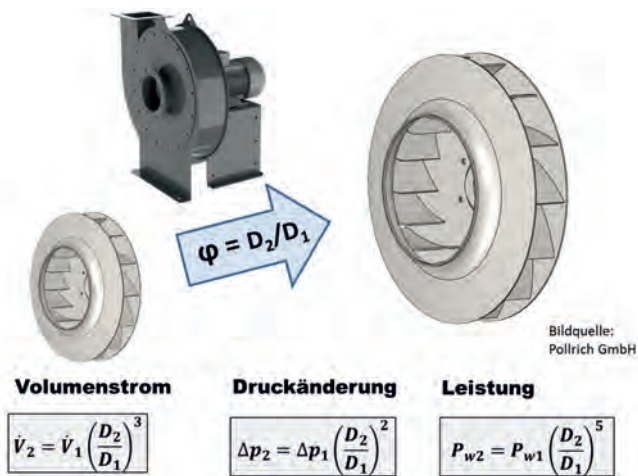
Verfahren zur Ermittlung der Eigenfrequenzen geometrisch ähnlicher Strukturen: Es liegt auf der Hand, auch für die Ermittlung der strukturdynamischen Eigenschaften Ähnlichkeitsprinzipien heranzuziehen. In der Glockentechnik wurde bereits im Mittelalter ohne Kenntnis der strukturmekanischen Grundlagen erfahrungsbasiert das Proportionalitätsgesetz angewendet. Auf der Grundlage eines gelungenen Glockenkonzepts konnten kundige Gießer Glocken mit einem anderen Schlagton konzipieren. Diese Methode erlangte im 19. Jahrhundert eine hohe Reife. Schlüssel des Verfahrens ist, dass bei geometrisch ähnlichen Strukturen die der jeweiligen Modenordnung zugeordnete Eigenschwingungsform, - also die Lage der Knotenlinien und Meridiane - gleich ist. Die Verhältnisse der Eigenfrequenzen der jeweiligen Ordnung sind dann nur über die Abmessungen miteinander verknüpft. Dieses Prinzip lässt sich auf geometrisch ähnliche technische Baureihen anwenden.

Im Vortrag werden vorgestellt: Die Grundlagen des Verfahrens, zunächst empirisch gewonnene Erfahrungen, die Anwendung des Verfahrens zur Reduzierung des Projektierungsaufwandes bei industriellen Produkten am Beispiel von RadialVentilatorlaufrädern. Die durch die Bauform von RadialVentilatorlaufrädern komplexen Schwingungsformen werden durch eine experimentelle Modalanalyse validiert. Es wird gezeigt, dass auch bei den in der Praxis üblichen Abweichungen von der strengen geometrischen Ähnlichkeit die Eigenfrequenzen mit der

Scale-Up-Methode abgeschätzt werden können. Sensitivitätsanalysen unterstützen den Anwender bei der Berücksichtigung der Einflüsse konstruktiver Parameter wie z. B. Wandstärken.

## 1 Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik bei Baureihen

Auch wenn die digitale Transformation in Richtung Industrie 4.0 den Trend zu individuellen Produktlösungen beschleunigt hat, so hat das Grundprinzip der Baureihenentwicklung und –pflege durchaus seine Berechtigung behalten. Vorteilhaft ist, dass auf der Basis einer konstruktiven Lösung ein breites Leistungsspektrum abgedeckt werden kann. Richtig angewendet ist aus einem geeigneten Baureihenprogramm schnell und kostengünstig eine Lösung für den jeweiligen Anwendungsfall verfügbar. Voraussetzung ist, dass die Gesetzmäßigkeiten der Hauptfunktionalität ein Scale-Up bzw. Scale-Down zulassen. Allerdings sollen auch alle sekundären Anforderungen abdeckbar sein, wie z. B. die Festigkeitsnachweise und bei rotierenden Maschinen insbesondere die kritischen Drehzahlbereiche. Weitere Erkenntnisse, z. B. Erfahrungen aus dem Betrieb bzw. Betriebsergebnisse, sind bei Baureihen eher zu berücksichtigen als bei Unikaten und einer unübersichtlichen Anzahl von angepassten Varianten.



**Bild 1:** Kenngrößen geometrischer ähnlicher Ventilatoren

Auswirkungen der Durchmesseränderung bei  $n_1 = n_2$  (Proportionalitätsgesetz)

Ein klassisches Beispiel aus dem Maschinenbau sind Baureihen von Ventilatorlaufrädern, deren strömungstechnische Auslegung in geometrisch gestufte Baureihen einmündet. Volumenstrom, Druckdifferenz und Leistungsbedarf der Baugrößen sind über deren Nenndurchmesser



verknüpft (Bild 1). Sekundäre Anforderungen wie die Festigkeitsnachweise sind i. d. R. durch Regelwerke definiert. Mehr mit Unsicherheiten behaftet sind im Projektstadium Untersuchungen, ob relevante Eigenfrequenzen im Bereich der Betriebsdrehzahlen angeregt werden können. Zwar können mit FEM-Berechnungen für jeden Einzelfall recht treffsichere Untersuchungen durchgeführt werden, jedoch ist der Aufwand in Relation zu den übrigen Arbeiten im Angebotsstadium nicht zu unterschätzen, so dass der Grundsatz „nicht so genau wie möglich, sondern so genau wie erforderlich“ eine wesentliche Rolle spielen sollte.

Im vorliegenden Beitrag wird aufgezeigt, wie mit den Methoden der Strukturodynamik und der Ähnlichkeitsmechanik für Auslegungsfälle bzw. vom Kunden angefragte Leistungsdaten Abschätzungen der relevanten Eigenfrequenzen durchgeführt werden können. Rotordynamische Einflüsse werden außeracht gelassen. Die hier für Radialventilatorlaufräder gezeigten methodischen Schritte sind auf andere geometrisch ähnliche Konstruktionen übertragbar.

## 2 Strukturodynamik und Ähnlichkeitsgesetze

Zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens einer Struktur lässt sich das Modell übersichtlich in Matrizenschreibweise formulieren. Hierzu sind die Massen-, Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften mit Hilfe der Diskretisierung, die für die digitale Verarbeitung erforderlich ist, in den jeweiligen Matrizen zusammenzufassen. Die Größe der Matrizen entspricht der Anzahl der Freiheitsgrade der modellierten Struktur, im allgemeinen Fall eines Kontinuums Die Bewegungsgleichung der freien ungedämpften Strukturschwingung mit der Massenmatrix  $[M]$ , der Steifigkeitsmatrix  $[C]$  und den Bewegungsvektoren  $\{\ddot{X}\}$ ,  $\{\dot{X}\}$  und  $\{X\}$  (Vektoren, die die Bewegungsgrößen an diskreten Strukturpunkten zusammenfassen) lautet

$$[M] \cdot \{\ddot{X}\} + [C] \cdot \{\dot{X}\} = 0.$$

Die Massen- und Steifigkeitsmatrizen sind stets symmetrisch, der Aufbau der Steifigkeitsmatrix wird von den Randbedingungen (an den Systemstellen frei gelenkig gelagert, eingespannt, etc.) beeinflusst. Die Bewegungsgleichung ist Ausgangspunkt der Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen. Mit dem harmonischen Bewegungsansatz führt sie in einfacher Weise zum Eigenwertproblem

$$([C] - \omega^2 \cdot [M]) \cdot \{X\} = 0.$$

Die Lösungen des linearen Gleichungssystems beschreiben die  $n$  Moden der Struktur. Die Mode  $i$ -ter Ordnung ist gekennzeichnet durch die Eigenkreisfrequenz  $\omega_i$  und den Bewegungsvektor  $\{X_i\}$ . Lösungen für den Bewegungsvektor  $\{X\}$  existieren nur dann, wenn die Determinante

$$\det | [C] - \omega^2 \cdot [M] | = 0$$

ist. Für die Eigenkreisfrequenzen  $\omega_i$  sind die Bewegungsvektoren  $\{X_i\}$  die nichttrivialen Lösungen, die nur Verhältniszahlen darstellen. Bildlich gesehen stellt der Bewegungsvektor die u der Eigenkreisfrequenz gehörende Eigenschwingungsform dar, bzw. der Schwingungszustand bei der Eigenkreisfrequenz wird durch die Schwingungsform charakterisiert.

Hinsichtlich der Schwingungseigenschaften streng geometrisch ähnlicher Strukturen A und B mit dem Längenmaßstab  $\phi_L = L_B / L_A$ , bedeutet dies:

Die Eigenkreisfrequenzen  $\omega_{Ai}$  und  $\omega_{Bi}$  sind über  $\phi_L$  mit einander verknüpft, da für die Steifigkeitsmatrizen  $[C_A] / [C_B] = \phi_L$  und für die Massenmatrizen  $[M_A] / [M_B] = \phi_L^3$  gilt.

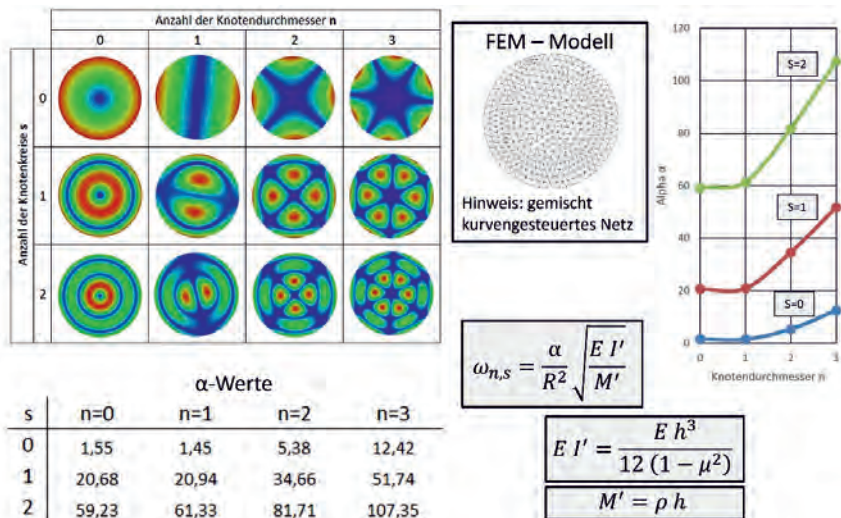
Die Verhältnisse der Eigenkreisfrequenzen i-ter Ordnung der beiden Strukturen A und B sind konstant:

$$\omega_{Ai} / \omega_{Bi} = \text{const} = \phi_L$$

Die Verhältnisse der Eigenkreisfrequenzen verschiedener Ordnungen einer Struktur sind zueinander konstant:

$$\omega_{Ai-1} / \omega_{Ai} / \omega_{Ai+1} = \omega_{Bi-1} / \omega_{Bi} / \omega_{Bi+1} = \text{const}$$

Wie in der Literatur über Strukturdynamik und Kontinuumsmechanik ausführlich dargestellt wird /z. B. 1, 2/, sind die Bewegungsvektoren bzw. Eigenschwingungsformen als nicht triviale Lösungen lediglich von der Form der Struktur und den Randbedingungen abhängig. Sind also die Strukturform und die Randbedingungen infolge der geometrischen Ähnlichkeit gleich, so sind auch die Eigenschwingungsformen bzw. die relativen Lagen der Knoten und Bäuche zueinander gleich.



**Bild 2:** Homogene Kreisplatte – mittig eingespannt: Eigenschwingungsformen und Eigenkreisfrequenzen

Experimente mit den Chladnischen Figuren auf zum Schwingen angeregten Platten zeigen das anschaulich. Die Eigenschwingungsformen, gekennzeichnet durch Schwingungsknoten und – bäuche, müssen als stehende Wellen der Randbedingungen genügen.

Für einfache homogene Strukturen wie Kragträger, seitlich aufliegende Träger, Rechteck- und Kreisplatten liegen die Eigenwerte tabelliert in Abhängigkeit der Schwingungsformen vor [z. B. 2, 3]. Kennzeichen dieser für die Praxis pragmatischen Lösungen ist, dass die Formel zur Berechnung der Eigenfrequenz in strukturdatenabhängige (Querschnittsdaten, Abmessungen, Material) und formabhängige Terme (Balkenelement, Rechteckplatte, Kreisplatte etc., Randbedingungen) Terme geteilt ist (Bild 2).

Die theoretischen Überlegungen an rotationssymmetrisch ähnlichen Strukturen zeigen, dass die Eigenvektoren, die die Schwingungsformen beschreiben, zum einen periodisch über den Umfang verteilt sein müssen und Knotendurchmesser bilden, und zum anderen in radialer Richtung Knotenkreise beschreiben. [4, 5]. Daraus folgt, dass den jeweiligen Schwingungsformen definierte Eigenkreisfrequenzen zuzuordnen sind, wobei diese, wie vorstehend dargestellt, in festen Verhältnissen, gekennzeichnet durch eine Ähnlichkeitszahl  $\alpha$ , zueinander stehen. In jedem Fall sind die Verhältniszahlen getrennt für jede Mode zu bilden.

### 3 Exkurs: Empirische Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze in der Glockentechnik

Glocken sind ein ausgezeichnetes Beispiel für den zunächst empirischen Umgang mit rotationssymmetrischen 3D-Strukturen, um das Schwingungsverhalten gezielt zu beeinflussen. Bereits im Mittelalter war bekannt, dass ein Zusammenhang bestimmter Bereiche der Glockenoberfläche mit der Abstrahlung der verschiedenen Prinzipaltöne (akustisch wahrnehmbare Eigenfrequenzen) besteht. Zunächst gelang es den Glockengießern, durch empirische Variation des rotationssymmetrischen Mantelquerschnitts (Glockenrippe genannt) die noch nicht quantitativ bekannten Schwingungsformen so zu gestalten, dass die Prinzipaltöne, in der Stufung der Tonleiter wiederzufinden sind. Im 15. Jahrhundert wurden nahezu zeitgleich mehrere Glocken mit der sog. „gotischen“ Rippe gegossen, die dem Klangideal der Stufung Prime, Terz, Quinte, Oberoktav entsprachen. Dazu zählen die noch heute in Betrieb befindlichen Glocken Pretiosa und Speciosa des Kölner Doms und die Gloriosa des Erfurter Doms. Nachweislich wurde bereits zu dieser Zeit das Proportionalitätsgesetz, das es erlaubt, eine Glocke mit einer bestimmten Tonlage zu planen, angewendet. Ab dem 19. Jahrhundert wurden zahlreiche Glocken nach dem Proportionalitätsgesetz kopiert. Es entstanden zahlreiche Glocken mit der „Erfurter“ Rippe, die als vorbildlich gewertet wurde.

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<sup>04</sup>“ und der Nebenschlagton ein „e“ sei, um das vorhandene Geläut musikalisch wirkungsvoll abzurunden. Dieser außergewöhnlichen Herausforderung stellte sich einzig der Glockengießmeister Heinrich Ulrich aus Apolda/Thüringen. Auf den Grundlagen einer im 19. Jahrhundert durchgeführten Vermessung der Erfurter Gloriosa mit der Prime „e<sup>04</sup>“ 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 [6]. Heinrich Ulrich lag dabei ohne die Verfügbarkeit heute möglicher numerischer Simulationen voll und ganz richtig; das Klangbild entsprach mit nur wenigen Hertz Abweichung der Vorgabe. Seine musikalische und technische Meisterleistung, die Petersglocke, gehört nach wie vor zu den größten freischwingenden Glocken der Welt.

### 4 Eigenfrequenzen rotationssymmetrischer Strukturen am Beispiel von Radial-Ventilatorlaufrädern

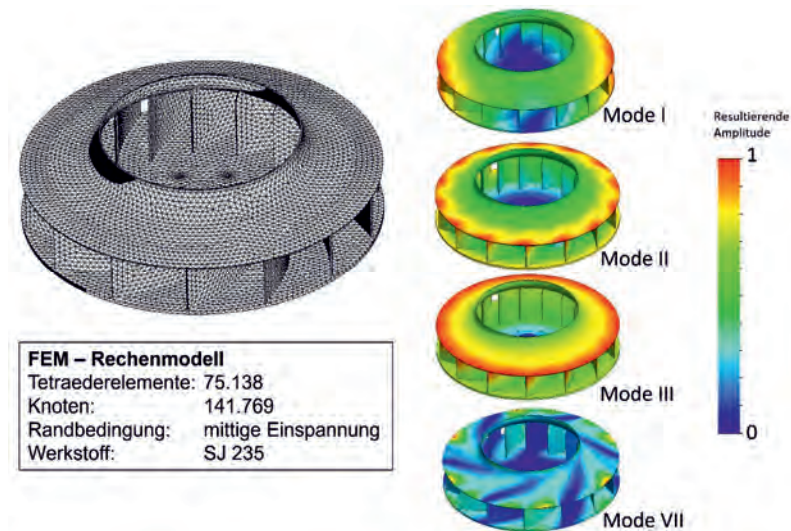
Die vier hier untersuchten Läufer stammen aus einer Radialventilatorbaureihe. Die Baugrößen 500 und 900 haben eine relative Austrittsbreite von ca. 14 % ( $b_2/D_a$ ) und ein Saugmunddurchmesser Verhältnis von ca. 56 % ( $D_s/D_a$ ), bei den Baugrößen 630 und 1400 betragen die Verhältnisse ca. 9 % und ca. 45 %.

In der Praxis ist eine strenge geometrische Ähnlichkeit über eine große Spanne von Baugrößen nie verfügbar. Damit sind in der Projektpraxis höhere Anforderungen an die methodische Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik gestellt als bei der Bearbeitung einfacher Strukturen wie einer Kreisplatte und dem zuvor beschriebenen Beispiel aus der Glockentechnik. Da jeweils zwei Paare die gleichen Verhältnisse von Saugmunddurchmesser zu Außendurchmesser und Austrittsbreite zu Außendurchmesser haben und zudem die Wandstärken der Boden- und Deckscheiben und Schaufeln konstruktiv angepasst sind, war auch die Frage anzugehen, wie bei Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik individuelle Abweichungen berücksichtigt werden können. Die Untersuchungsschritte waren:

- Ermittlung der Schwingungsformen und Eigenfrequenzen der vier Ventilatorlaufräder (FEM-gestützte Modalanalysen).
- Validierung der Schwingungswerte einer Baugröße mit den Ergebnissen einer experimentellen Modalanalyse.
- Auswertung der Simulationsergebnisse, Bildung von Verhältniszahlen.
- Spiegelung der Verhältniszahlen an den Aussagen der Ähnlichkeitsmechanik und Ableitung von korrigierten Ähnlichkeitszahlen.
- Sensitivitätsanalysen zur Bewertung von Abweichungen von der strengen geometrischen Ähnlichkeit.

#### **4.1 FEM-Untersuchungen**

Die Schwingungsberechnungen an den vier Ventilatorlaufrädern wurden mit dem FEM-Programm SolidWorks durchgeführt. Modelliert wurde mit 10-knotigen Tetaederelementen. Die Modellgrößen sind in den Größenordnung von 140.000 Knoten (Bild 3). Die Auswirkungen rotordynamischer Effekte war nicht Gegenstand der Untersuchungen.



**Bild 3:** FEM-Modellierung eines Ventilatorlaufrades und exemplarische Darstellung der Eigenschwingungsformen I, IV und VII

Die mit der FEM ermittelte Modenfolge ist bis zur 8. Mode in **Bild 4** exemplarisch für die Baugröße 900 gezeigt. Die Frequenzen der Doppelmoden sind grau hinterlegt. Sälzle [7], der die Schwingungseigenschaften von Ventilatorlaufrädern umfassend untersuchte, beobachtete gleiche Typen von Schwingungsformen. Für die Moden niedriger Ordnung stimmen die Formmuster qualitativ mit den theoretischen Überlegungen an rotationssymmetrischen Strukturen überein. Knotendurchmesser und auch Knotenkreise sind klar zu erkennen, wobei die Ausprägung infolge der sandwichartigen Konstruktion (Boden- und Deckscheibe, Schaufeln) differenzierter ist als bei der homogenen Kreisplatte ist. Die Knotendurchmesser werden durch den Verlauf der Schaufelkrümmung homogenen Kreisplatte geschränkt. Hinzu kommen Torsionsformen, - Boden- und Deckscheibe verschieben sich zueinander. Doppelte Moden, - typisch für rotationssymmetrische Strukturen -, treten nur bei Formen mit Knotendurchmessern auf. Die bei höheren Ordnungen komplexer werdenden Eigenschwingungsformen lassen schließen, dass die Schubsteifigkeit infolge des Sandwichaufbaus mit zunehmender Frequenz an Einfluss gewinnt. Gasch et al. [2] weisen darauf hin, dass die Biegesteifigkeit und die Schubsteifigkeit wie zwei hintereinander geschaltete Federn wirken, wobei mit zunehmender Ordnung der Schubsteifigkeitseinfluss zunimmt.

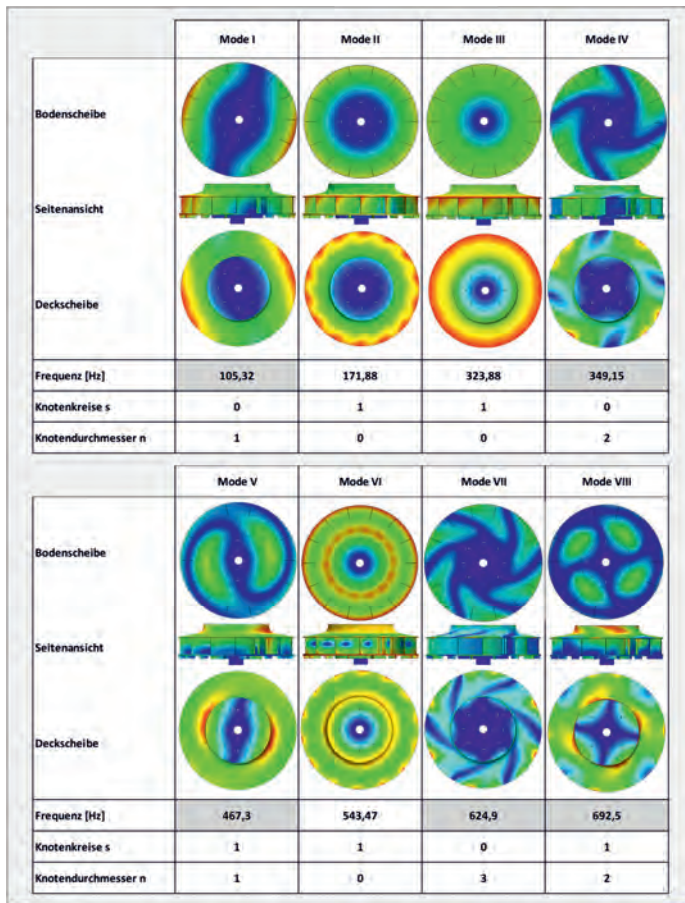


Bild 4: Ventilatorlaufrad Baugröße 900 - Folge der Moden I bis VIII  
(grau hinterlegt: doppelte Moden)



## 4.2 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse wurde an einem Läufer der Baugröße 900 durchgeführt. Die Messpunkte wurden in Anlehnung anhand der bereits bekannten FEM-Simulationen angeordnet, um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten und auch Zeit zu sparen. Wie aus dem in Bild 5 gezeigten Spektrum hervorgeht, dominieren die Moden IV und VII. Bei beiden Moden ist die Fächerform ausgeprägt. Die Mode II (siehe Bild 4), bei welcher es sich um eine Schirmschwingung mit etwas rotierender Deckscheibe handelt, ist im Spektrum nur gering ausgeprägt (kleiner Peak links). Bei der Mode III (siehe Bild 4) rotieren Deck- und Bodenscheibe gleichphasig mit verschiedenen Amplitudenniveaus. Diese Mode tritt im Spektrum nicht hervor, da in axialer Richtung gemessen worden ist. Trotz der im Spektrum geringen Amplitudenüberhöhung sind diese Schwingformen nicht zu unterschätzen. Grund hierfür ist, dass diese Schwingformen Schubspannungen erzeugen und so Schweißnähte der Schaufeln beanspruchen. Durch die experimentelle Modalanalyse am Läufer der Baugröße 900 konnte die Modalanalyse mit der FEM verifiziert werden. Es ergab sich im erfassten Spektrum eine Abweichung von weniger als 5%.

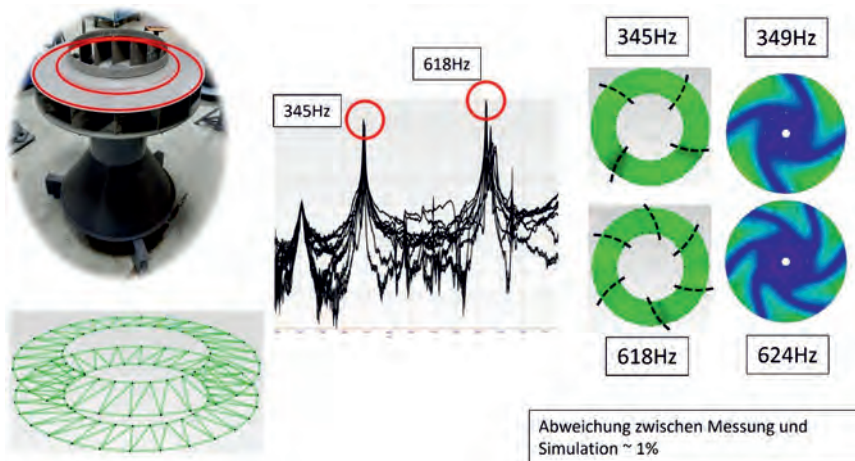


Bild 5: Experimentelle Modalanalyse des Ventilatorlaufrads Baugröße 900

Messpunktanordnung – Frequenzspektrum mit dominierenden Eigenfrequenzen – gemessene und simulierte Eigenschwingungsformen

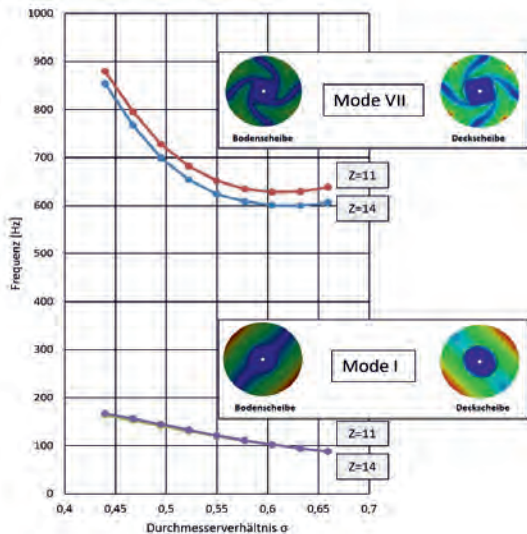




#### 4.4 Sensitivitätsuntersuchungen

Die Einflüsse der durch die konstruktiven Besonderheiten von der strengen geometrischen Ähnlichkeit abweichenden Größen lassen sich durch Sensitivitätsbetrachtungen klären. Hierzu wird jeweils nur der zu betrachtende Parameter variiert. Für die hier untersuchten Ventilatorlaufräder wurden die folgenden Parameter betrachtet:

- Außendurchmesser  $D_2$
- Auslassbreite  $b_2$
- Durchmesser-  
verhältnis  $\sigma$
- Schaufelzahl  $Z$
- Blechstärke Deck-,  
Bodenscheibe und Schaufeln  $t_i$



**Bild 7:** Eigenfrequenzen – Sensitivitätsanalyse für die Schaufelzahlen 11 und 14

Damit ist für jeden Einzelfall die Möglichkeit gegeben, Abweichungen von den Standardwerten einer Baureihe zu bewerten.

Ein Beispiel einer Sensitivitätsanalyse zum Einfluss der Schaufelanzahl zeigt das **Bild 7**. Deutlich zu erkennen ist, dass die Auswirkung der Schaufelzahlen bei den Moden I und VII verschieden ist.

#### 5 Fazit

Die Vorteile der Einsparung des Bemessungsaufwands geometrisch ähnlicher Baureihen lassen sich auf die Abschätzung der Schwingungszustände erweitern. Ausgehend von einer vollständig durchgerechneten Baugröße lassen sich die Schwingungszustände anderer geometrisch ähnlicher Baugrößen ermitteln. Die Vorgehensweise orientiert sich daran, dass die Moden zueinander ähnlich sind. Bei komplexeren Strukturen sind zur Abschätzung der Ähnlichkeitszahlen höherer Ordnungen mit Schubverformungen empirisch gewonnene und vergleichende Trendbetrachtungen erforderlich. Die Erweiterung der Berücksichtigung der

gestalterischen Unterscheidungsmerkmale (z. B. Austrittsbreite / Außendurchmesser) erhöht die Genauigkeit des Scale-Ups Trends wie z. B. bei Maßänderungen sind durch Sensitivitätsanalysen erfassbar.

### Quellennachweise

- [1] Weaver, W., Timoshenko, S. P., Young, D. H.: Vibration Problems in Engineering. John Wiley & Sons, Inc., 1990.
- [2] Gasch, R., Knothe, K., Liebich, R.: Strukturdynamik – Diskrete Systeme und Kontinua. Springer 2012.
- [3] Macduff, J.; Felgar, R.: Nomogramm zur Berechnung von Eigenschwingungszahlen. Konstruktion Jahrg. 10 (1958), Heft7, S. 261-264.
- [4] Thomas, D. L.: Dynamics of rotationally periodic Structures. Int. Journal for numerical Methods in Engineering, Vol. 14, 81-102 (1979).
- [5] Tobias, S. A.; Arnold, R. N.: The Influence of dynamical Imperfection on the Vibration of rotating Discs. Proc. of the IME, London 1957, p. 669-690.
- [6] Kramer, K.: Historische Entwicklung der europäischen Glockenform und Glockenrippe. In: Frankfurter Glockenbuch, Hrsg. K. Bund, Frankfurt 1986.
- [7] Sälzle, P. K.: Schwingungsverhalten der Laufräder von Radialventilatoren. Diss. Stuttgart, 2001.

### Anmerkung zur Rolle der Autoren

- Herr Weber von der Fa. Pollrich GmbH begleitete aus der Sicht der Praxis die Untersuchungen, stellte das Know-How der Ventilatordynamik und die für die Untersuchungen erforderlichen Ventilatordaten zur Verfügung.
- Die experimentellen Modalanalysen wurden von Herrn Osteresch, Vibration Specialist, gemeinsam mit Herrn Handl durchgeführt. Es wurde das Modalanalysesystem Microlog-Analysator CMXA 80 mit den Sensoren CMSS 2200 von SKF mit der Software ME'scopeVEST<sup>TM</sup> eingesetzt.
- Die FEM-Simulationen mit SolidWorks® sind Bestandteil der Masterthesis von Herrn Handl an der TH Köln.
- Die Professoren Hallmann und Klöcker begleiteten Herrn Handl bei seinen Arbeiten zur Strukturdynamik und der Anwendung der Ähnlichkeitsmechanik.
- Die Idee zu diesem Projekt basiert auf langjährigen Erfahrungen von Professor Klöcker mit der Baureihenentwicklung und seinem Interesse an der Glockentechnik sowie dem Anstoß durch die Vorlesung zum Thema Ähnlichkeitsmechanik, die er während seines Studiums bei Prof. Dibelius an der RWTH Aachen hörte.

# Experimentelle Erkennung von Kopplungen in verteilt-parametrischen Systemen

## Experimental detection of couplings in distributed-parameter systems

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

### Kurzfassung

Bei sorgfältiger Durchführung einer experimentellen Modalanalyse können aus einer bestimmten auto-WMAC-Matrix Rückschlüsse über angekoppelte Systeme gezogen werden. Nebendiagonalelemente dieser Matrix weisen explizit auf gekoppelte Schwingungsmoden hin. Die entsprechenden Zusammenhänge werden für vibroakustische Systeme nachgewiesen und können auch auf Kopplungen innerhalb mechanischer oder akustischer Systeme angewendet werden.

### Abstract

For careful performance of an experimental modal analysis, a certain auto-WMAC matrix allows conclusions on coupled systems. Off-diagonal elements in this matrix explicitly indicate coupled modes. The respective relationships are proved for vibroacoustical systems and can also be applied for couplings within mechanical or acoustic systems.

### 1. Einleitung

Schwingungsprobleme im Anlagenbau können unerwartet auftreten und sollen dann rasch gelöst werden. Die Anzahl der Sensoren für entsprechende Messungen ist begrenzt, was eine räumliche Abgrenzung des vermessenen Systems bedingt. Dabei ist oft nicht klar, wie die Systemgrenzen gewählt werden sollen. Ähnliche Fragen ergeben sich für Druckpulsationen in weitverzweigten Rohrleitungssystemen, wobei hier auch die Kopplung mit der Struktur eine Rolle spielen kann. Zur gezielten Behandlung von Schwingungsproblemen in Anlagen ist ein experimenteller Zugang erforderlich, der relevante Kopplungen aufzeigt.

Das Schwingungsverhalten verteilt-parametrischer Systeme kann mit der experimentellen Modalanalyse untersucht werden. Für Druckpulsationen in Rohrleitungssystemen eignet sich das entsprechende akustische Verfahren [1,2]. Zur Beurteilung der Ergebnisse ist die Berechnung von auto-MAC-Matrizen [3] üblich, die Auskunft über die Qualität der Messung geben sollen. Wird die experimentelle Modalanalyse sorgfältig durchgeführt und eine

geeignete Gewichtungsmatrix verwendet, so sollte sich eine diagonale auto-WMAC-Matrix ergeben [4]. Nichtverschwindende Nebendiagonalelemente in dieser Matrix können auf Messfehler zurückzuführen sein. Bei einer perfekten Messung können solche Nebendiagonalelemente aber auch anzeigen, dass das untersuchte System mit einem weiteren gekoppelt ist, auf dem sich keine Sensoren befinden [5]. Man benötigt dann einen Hinweis, welche Freiheitsgrade zusätzlich gemessen werden müssen.

In dieser Arbeit wird zunächst eine Umformung einer vibroakustischen Orthogonalitätsrelation ausgeführt [6]. Mit Hilfe der neuen Form wird gezeigt, dass Zeilen- und Spaltennummern von Nebendiagonalelementen der auto-MMAC-Matrix des akustischen Teilsystems direkt auf gekoppelte Schwingungsmoden hinweisen. Unter der Annahme diagonaler Massenmatrizen wird dieses Ergebnis auf Kopplungen innerhalb mechanischer oder akustischer Systeme übertragen. Der Unterschied zwischen notwendigen und hinreichenden Bedingungen für das Auftreten von Kopplungen wird erläutert, und die Formulierung einer notwendigen Bedingung wird in Aussicht gestellt [7].

Als praktisches Beispiel werden Druckpulsationen in einem Hydrauliksystem untersucht, die mit Strukturschwingungen gekoppelt sind [8,9]. Die auto-MMAC-Matrix der Druckeigenformen zeigt zwei gekoppelte Moden an. Die Gestalt dieser Moden liefert Rückschlüsse auf strukturellen Freiheitsgrade, die für das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems relevant sind.

## 2. Orthogonalitätsrelationen

Bei gekoppelten Systemen können die Orthogonalitätsrelationen unter gewissen Voraussetzungen durch zwei Terme ausgedrückt werden, die den einzelnen Teilsystemen zugeordnet sind. Für vibroakustische Systeme geht dies aus den Umformungen in [6] hervor und wird im Folgenden explizit ausgeführt.

Mit dem Zustandsvektor  $\mathbf{s} = [\mathbf{x}^T \quad \mathbf{p}^T]^T$ , der Massenmatrix

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_S & \mathbf{0} \\ \mathbf{K}_C^T & \mathbf{M}_F \end{bmatrix} \quad (1)$$

und der Steifigkeitsmatrix

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_S & -\mathbf{K}_C \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_F \end{bmatrix} \quad (2)$$

beschreibt das ungedämpfte autonome Modell

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{s}} + \mathbf{K}\mathbf{s} = \mathbf{0} \quad (3)$$

ein vibroakustisches System, dessen rechtes und linkes Eigenwertproblem durch die Gleichungen

$$(-\omega_n^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) \boldsymbol{\varphi}_{rn} = \mathbf{0} \quad (4)$$

und

$$\boldsymbol{\varphi}_{lm}^T (-\omega_m^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}) = \mathbf{0}^T \quad (5)$$

gegeben sind. Für zwei verschiedene Eigenwerte  $i\omega_m \neq i\omega_n$  erhält man die Orthogonalitätsrelationen

$$\boldsymbol{\varphi}_{lm}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\varphi}_{rn} = 0 \quad (6)$$

und

$$\boldsymbol{\varphi}_{lm}^T \mathbf{K} \boldsymbol{\varphi}_{rn} = 0. \quad (7)$$

Alle Eigenvektoren des ungedämpften vibroakustischen Systems sind reell. Aus den rechten Eigenvektoren

$$\boldsymbol{\varphi}_{rn} = [\hat{\mathbf{x}}_n^T \quad \hat{\mathbf{p}}_n^T]^T \quad (8)$$

ergeben sich die linken Eigenvektoren proportional zu

$$\boldsymbol{\varphi}_{ln} = [\omega_n^2 \hat{\mathbf{x}}_n^T \quad \hat{\mathbf{p}}_n^T]^T. \quad (9)$$

Unter Verwendung von (1), (8) und (9) kann die Orthogonalitätsrelation (6) als

$$\omega_m^2 \hat{\mathbf{x}}_m^T \mathbf{M}_S \hat{\mathbf{x}}_n + \hat{\mathbf{p}}_m^T \mathbf{K}_C^T \hat{\mathbf{x}}_n + \hat{\mathbf{p}}_m^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_n = 0 \quad (10)$$

angeschrieben werden. Für  $\omega_m \neq 0$  ermöglicht das linke Eigenwertproblem (5) eine Umformung zur Darstellung

$$\hat{\mathbf{x}}_m^T \mathbf{K}_S \hat{\mathbf{x}}_n + \hat{\mathbf{p}}_m^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_n = 0 \quad (11)$$

der Orthogonalitätsrelation.

Beschreibt das Modell (3) ein rein mechanisches oder akustisches System mit dem Zustandsvektor  $\mathbf{s} = [\mathbf{s}_1^T \quad \mathbf{s}_2^T]^T$  und einer Massenmatrix

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_2 \end{bmatrix}, \quad (12)$$

so zerfällt die Orthogonalitätsrelation (6) in

$$\hat{\mathbf{s}}_{1m}^T \mathbf{M}_1 \hat{\mathbf{s}}_{1n} + \hat{\mathbf{s}}_{2m}^T \mathbf{M}_2 \hat{\mathbf{s}}_{2n} = 0. \quad (13)$$

Systeme mit diagonalen Massenmatrizen können dabei in beliebige Teilsysteme zerlegt werden.

### 3. MAC-Matrizen und Kopplungen

Im Folgenden wird vorausgesetzt, dass alle Eigenwerte des betrachteten Systems voneinander verschieden sind. Bei einem vibroakustischen System ist die auto-MMAC-Matrix des akustischen Teilsystems aus den Elementen

$$\text{auto-MMAC}_{mn} = \frac{(\hat{\mathbf{p}}_m^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_n)(\hat{\mathbf{p}}_n^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_m)}{(\hat{\mathbf{p}}_m^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_m)(\hat{\mathbf{p}}_n^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_n)} \quad (14)$$

aufgebaut. Für jedes nichtverschwindende Nebendiagonalelement dieser Matrix gilt  $\hat{\mathbf{p}}_m^T \mathbf{M}_F \hat{\mathbf{p}}_n \neq 0$ . Mit der Orthogonalitätsrelation (11) folgt daraus  $\hat{\mathbf{x}}_m^T \mathbf{K}_S \hat{\mathbf{x}}_n \neq 0$ . Daher ist  $\hat{\mathbf{x}}_m \neq 0$  und  $\hat{\mathbf{x}}_n \neq 0$ ; in den Moden  $m$  und  $n$  schwingt also auch das mechanische Teilsystem mit. Um diese Moden korrekt zu modellieren, muss das mechanische Teilsystem einbezogen werden.

Aus der Orthogonalitätsrelation (7) können ähnliche Schlüsse für die auto-MMAC-Matrix des mechanischen Teilsystems gezogen werden. Wegen (13) gilt das Ergebnis auch für Kopplungen innerhalb mechanischer oder akustischer Systeme, die mit diagonalen Massenmatrizen beschrieben werden.

In allen genannten Fällen stellt das Erscheinen von nichtverschwindenden Nebendiagonalelementen in der auto-MMAC-Matrix des entsprechenden Teilsystems eine hinreichende Bedingung für das Auftreten von Kopplungen dar. In [7] wird eine obere Grenze für die Anzahl der gekoppelten Moden ermittelt, die aus einer geeigneten auto-WMAC-Matrix abgelesen werden kann. Daraus lässt sich eine notwendige Bedingung für das Auftreten von Kopplungen ableiten.

### 4. Anwendungsbeispiel

In [8] wurde über die experimentelle Modalanalyse eines gekoppelten hydraulisch-mechanischen Systems berichtet, das aus einem Ventilblock, einer geknickten Rohrleitung und einem Hydraulikzylinder besteht (siehe Bild 1). Dabei wurden Druckpulsationen im Ventilblock, entlang der Rohrleitung und auf der Stangenseite des Zylinders sowie Schwingungen der Rohrleitung und des Kolbens gemessen. Weil Kolbenschwungung und Druckpulsationen im Zylinder eine untergeordnete Rolle spielen, wurden die gekoppelten Moden in späteren Darstellungen auf Ventilblock und Rohrleitung beschränkt [9]. Um weitgehend reelle Eigenformen zu erhalten, wurden Schwingungsausschlag und Druck als Zustandsgrößen gewählt.



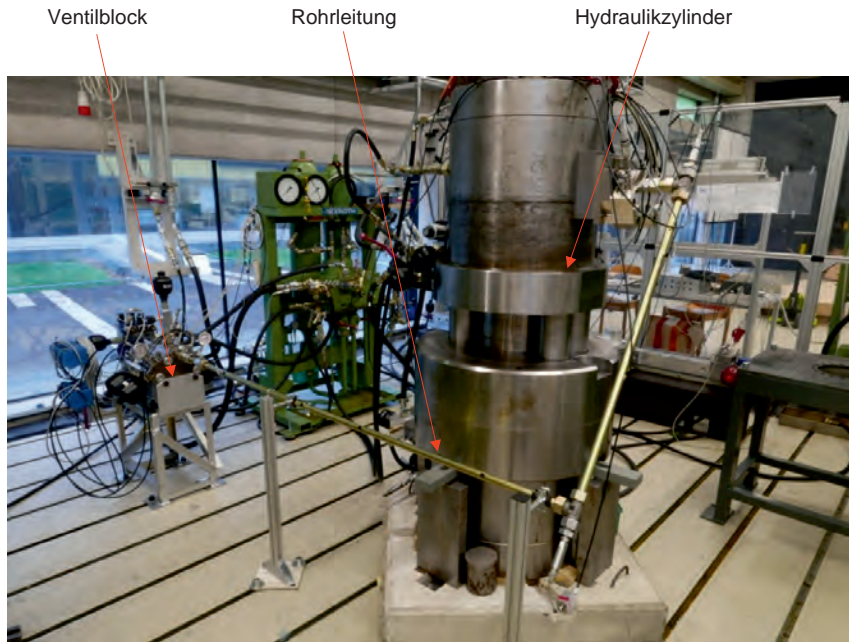


Bild 1: Gekoppeltes hydraulisch-mechanisches System

Im Sinne einer energiebezogenen Gewichtung zwischen mechanischen und hydraulischen Zustandsgrößen wurde in [10] vorgeschlagen, alle Verschiebungen mit der Wurzel aus einer mittleren Steifigkeit und alle Drücke mit der Wurzel aus einer mittleren hydraulischen Kapazität zu multiplizieren. Die mittlere hydraulische Kapazität bestimmt sich aus dem Ölvolumen in Ventilblock und Rohrleitung, das auf sechs Messpunkte aufgeteilt wird. Zur Schätzung einer mittleren Steifigkeit wird die Biegung des horizontalen Teils der Rohrleitung herangezogen, wobei beidseitige Einspannung angenommen wird. Die mittlere Steifigkeit ist dann das arithmetische Mittel der zu den Verschiebungen gehörigen Hauptdiagonalelemente einer aus Bernoulli-Euler-Balken aufgebauten Steifigkeitsmatrix. Unter diesen Voraussetzungen liefert eine experimentelle Modalanalyse zwischen 32 und 600 Hz fünf vibroakustische Moden. Die zugehörigen Eigenformen sind in Bild 2-6 dargestellt.

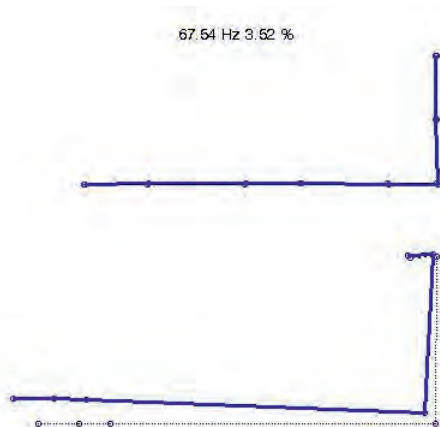


Bild 2: Vibroakustische Eigenform bei 68 Hz. Oben: Verschiebung in der Ebene der Rohrleitung, unten: Druck unter 135° zur Horizontalen

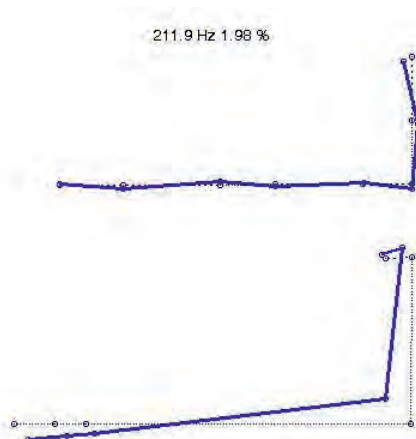


Bild 3: Vibroakustische Eigenform bei 212 Hz. Oben: Verschiebung in der Ebene der Rohrleitung, unten: Druck unter 135° zur Horizontalen

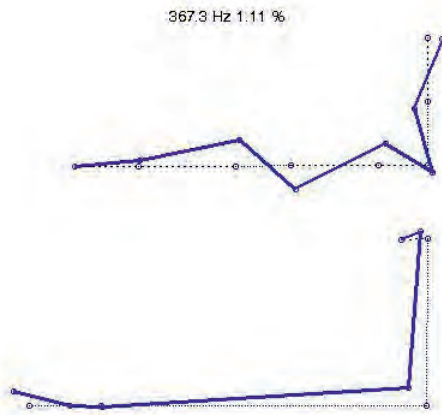


Bild 4: Vibroakustische Eigenform bei 367 Hz. Oben: Verschiebung in der Ebene der Rohrleitung, unten: Druck unter 135° zur Horizontalen

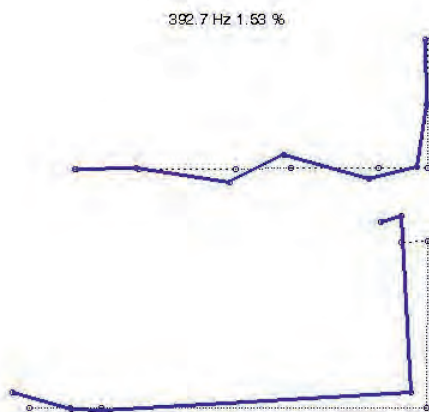


Bild 5: Vibroakustische Eigenform bei 393 Hz. Oben: Verschiebung in der Ebene der Rohrleitung, unten: Druck unter 135° zur Horizontalen

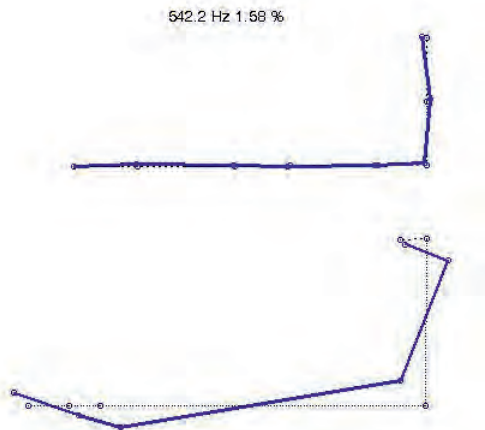


Bild 6: Vibroakustische Eigenform bei 542 Hz. Oben: Verschiebung in der Ebene der Rohrleitung, unten: Druck unter 135° zur Horizontalen

Betrachtet man nur die Druckpulsationen, so erhält man die in Bild 7 dargestellte auto-MAC-Matrix der Druckeigenformen. Bild 8 zeigt die entsprechende auto-MMAC-Matrix, wobei die Gewichtungsmatrix die anteiligen hydraulischen Kapazitäten für die jeweiligen Druckmesspunkte enthält. Die von den Eigenformen bei 367 und 393 Hz gebildeten auto-MMAC-Werte betragen 0.92, während die übrigen Nebendiagonalelemente der auto-MMAC-Matrix mit 0.41 beschränkt sind. Daraus kann man schließen, dass die Moden bei 367 und 393 Hz durch die Druckmessungen nicht vollständig erfasst wurden. Obwohl die Drucksensoren sehr ungleichmäßig verteilt sind, würde man auch zu diesem Ergebnis kommen, wenn man die auto-MMAC-Matrix mangels Gewichtungsmatrix durch die auto-MAC-Matrix ersetzen müsste. Bei den vibroakustischen Eigenformen in den Bildern 2 bis 6 sind die mechanischen Teile in der Größenordnung ihres Energieanteils einbezogen. Mit diesen Bildern kann daher die Relevanz der mechanischen Schwingungen im Vergleich zu den Druckpulsationen eingeschätzt werden. In den Bildern 2, 3 und 6 dominieren die Druckpulsationen, während in den Bildern 4 und 5 die mechanischen Schwingungen ähnlich stark erscheinen wie die Drücke. Dadurch wird bestätigt, dass die entsprechenden Moden zwischen hydraulischem und mechanischem Teilsystem gekoppelt sind.

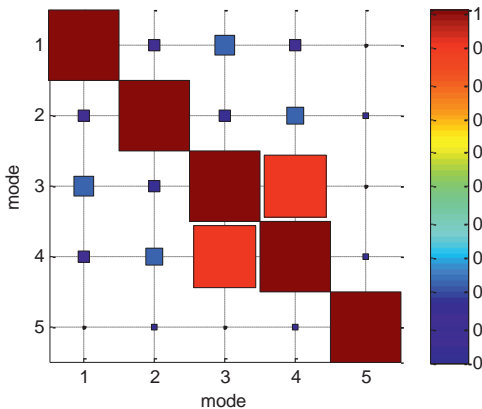


Bild 7: Auto-MAC-Matrix der Druckeigenformen

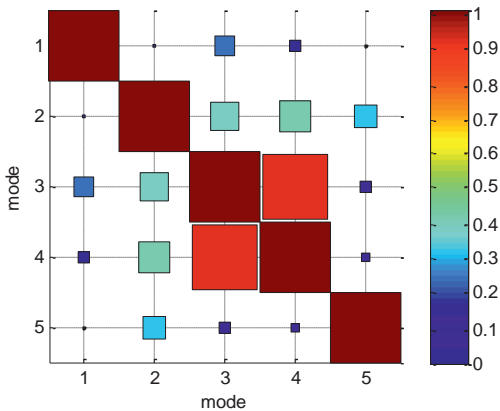


Bild 8: Auto-MMAC-Matrix der Druckeigenformen

Die hydraulischen Teile der gekoppelten Eigenformen in den Bildern 4 und 5 zeigen starke Druckausschläge an der Knickstelle der Rohrleitung. Diese Druckausschläge können Axial- und Biegeschwingungen des mechanischen Teils der Rohrleitung anregen. Daraus kann man schließen, dass die mechanischen Schwingungen der Rohrleitung einbezogen werden müssen, um die Moden bei 367 und 393 Hz vollständig zu erfassen.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

Auf Basis sorgfältig durchgeführter Druck- oder Schwingungsmessungen lässt die auto-MMAC-Matrix der Eigenformen Schlüsse über angekoppelte Systeme zu. Zeilen- und Spaltennummern der dominierenden Nebendiagonalelemente zeigen maßgeblich gekoppelte Moden an. Im vorliegenden Anwendungsbeispiel kann dazu auch die auto-MAC-Matrix verwendet werden. Die Anzahl der so erkannten Kopplungen bildet eine Untergrenze für die Gesamtzahl der gekoppelten Moden. Die zugehörige Obergrenze wird in einer kommenden Arbeit ermittelt. Fällt diese mit der Untergrenze zusammen, so können alle gekoppelten Moden angegeben werden. Koppelstellen sind dort zu vermuten, wo die vermessenen Teile der gekoppelten Moden die stärksten Ausschläge zeigen.

## 6. Literaturangaben

- [1] Mikota, G., Manhartgruber, B., Kogler, H. u. Hammerle, F.: Modal testing of hydraulic pipeline systems. *Journal of Sound and Vibration* 409 (2017) S. 256-273
- [2] Mikota, G., Manhartgruber, B., Hammerle, F. u. Brandl, A.: Hydraulic modal analysis in theory and practice. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 141 (5) (2019) S. 051007-051007-12
- [3] Allemang, R.J. u. Brown, D.L.: A correlation coefficient for modal vector analysis. *First International Modal Analysis Conference* 1982, S.110-116
- [4] Ewins, D.J.: *Modal Testing: Theory, Practice, and Application*. Second Edition, Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press Ltd. 2000
- [5] Allemang, R.J.: The modal assurance criterion – twenty years of use and abuse. *Sound and Vibration* 37 (2003) S. 14-21
- [6] Mikota, G. u. Mikota, J.: Energy related model correlation criteria for modal analysis of fluid-structure interaction systems. *Journal of Sound and Vibration* 483 (2020) 115480
- [7] Mikota, G., Manhartgruber, B., Brandl, A. u. Tremel, P.: A modal method for detection and exclusion of interactions. *Journal of Sound and Vibration*, submitted for publication
- [8] Mikota, G., Haas, R., Lukachev, E. u. Berger, W.: Experimentelle Modalanalyse eines gekoppelten hydraulisch-mechanischen Systems. *VDI-Berichte* 2259 S. 97-108
- [9] Mikota, G., Haas, R. u. Lukachev, E.: Modal analysis of fluid-structure interaction in a bent pipeline. *Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control* 2016, FPMC2016-1705, 8 Seiten
- [10] Mikota, G., Brandl, A. u. Tremel, P.: Modal testing and model correlation of a lumped parameter vibroacoustical system. *International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA)* 2020, S. 1789-1803

# Charakterisierung der Wechselwirkung der Lagerstelle und Aggregatgehäuse auf die Struktur- und Schwingungsdynamik von Kunststoffbauteilen

M.Sc. **Alexander Kriwet**, Dr.-Ing. **Kristin Raschke**,  
Mercedes-Benz AG, Stuttgart;  
Prof. Dr.-Ing. **Markus Stommel**,  
Leibniz-Institut für Polymerforschung e.V., Dresden

## Kurzfassung

In diesem Beitrag wird die Wechselwirkung zw. einem Kurbelgehäuse, Motorträger als Kunststoffbauteil, sowie Motorlager charakterisiert. Experimente zeigen, dass es abhängig von der Konditionierung zu einer Veränderung des Übertragungsverhaltens durch die Steifigkeit und Dämpfung des Motorträgers kommt und sich das Motorlager annähernd linear-elastisch verhält. Kurbelgehäuse und Motorlager werden vor diesem Hintergrund in der Simulation mit Hilfe eines Ersatzmodells effektiv beschrieben, wobei für eine realistische Simulation allerdings der faserverstärkte Kunststoff durch ein umfassendes Materialmodell beschrieben werden muss. Der Vergleich zeigt, dass das Ersatzmodell eine deutlich verbesserte Prognose der Struktur- und Schwingungsdynamik gegenüber einer konventionellen FE-Simulation aufweist. Zusätzlich erlaubt die Variation der Parameter des Motorlager-Ersatzmodells eine schnellere und genauere Prognose der Lagercharakteristik.

## 1. Einleitung

Die Anforderungen an das Geräusch-Emissionsverhalten moderner Fahrzeugantriebe machen eine systematische Beurteilung von Geräusch-Vibrations-Rauhigkeits (*engl. Noise-Vibration-Harshness, NVH*) Phänomenen unabdinglich. In diesem Zuge kommen Konstruktionswerkstoffen mit guten Geräuschisolationskennwerten in Verbindung mit hohen mechanischen Eigenschaften eine immer größere Bedeutung zu [1]. Faserverstärkte Kunststoffe (FVK) mit einer thermoplastischen Matrix bieten hierbei ein besonders günstiges Steifigkeits- und Dämpfungsprofil. Ein repräsentatives Bauteil aus solchen FVK ist der Motorträger. Dieser ist an das Kurbelgehäuse montiert und überträgt die Betriebsschwingungen in Wechselwirkung mit dem zugehörigem Motorlager in die Fahrzeugstruktur [2]. Durch den Motorträger mit thermoplastischer Matrix und das zugehörige Motorlager ergeben sich temperatur-, feuchtigkeits-, rich-

ktungs-, frequenz- und lastabhängige Eigenschaften. Aktuelle experimentelle Methoden konzentrieren sich hierbei auf Modalanalysen der einzelnen Bauteile. Darauf aufbauende Simulationen auf Basis von finiten Elementen (FE) bieten bei Variation des Konditionierungszustandes aber nur eine eingeschränkte Prognose der Strukturdynamik [3-4]. Der nachfolgende Beitrag hat demnach das Ziel, die Wechselwirkung zw. dem Kurbelgehäuse, Motorträger und Motorlager experimentell und simulativ zu charakterisieren. Der Fokus liegt auf einer Werkstoffvariation des FVK des Motorträgers, der Lagercharakteristik des Motorlagers, sowie des Konditionierungszustandes beider Bauteile in Wechselwirkung mit dem Kurbelgehäuse. Daraus soll eine gültige Gesamtmethodik zur belastbaren Prognose der Strukturdynamik unter Werkstoffvariation des FVK, unter Variation der Konditionierungszustände, sowie Randbedingungen der Lagerung und Anbindung am Aggregatgehäuse abgeleitet werden.

## **2. Stand der Technik**

### **2.1 Experimentelle Methoden**

Die gängigste Methode zur experimentellen Charakterisierung der Strukturdynamik ist die Analyse des Übertragungsverhaltens. Dabei wird eine gemessene Ausgangsgröße in Verhältnis zu einer Eingangsgröße gesetzt, was die sogenannte Übertragungsfunktion bildet. Diese Funktion lässt sich bzgl. der modalen Kenngrößen, wie Resonanzfrequenz und Schwingform bewerten. Für die Charakterisierung der Strukturdynamik metallischer Aggregate existieren nach dieser Methode eine Vielzahl an Veröffentlichungen, vgl. bspw. [5]. Der Fokus liegt hierbei im Wesentlichen auf Betriebsschwingungen, welche die Gehäuse in Resonanz versetzen. Bei Kunststoffbauteilen liegt die Herausforderung zur Charakterisierung der Strukturdynamik in der Mikrostruktur des Kunststoffes. Durch die Kunststoffmatrix liegen frequenz-, temperatur- und feuchtigkeitsabhängige Eigenschaften vor. Weiterhin sind technische Kunststoffbauteile i.d.R. mit einem Füllstoff, wie Glasfasern, verstärkt und besitzen somit richtungsabhängige Eigenschaften. Modalanalysen an Kunststoffbauteilen wie in [2,6-7] zeigen ein lineares Antwortverhalten unter Voraussetzung geringer Belastungsamplituden und -zeiten. Der Aufbau und die Wirkungsweise moderner Motorlager bewirken ein nichtlineares, lastabhängiges, sowie frequenz-, temperatur- und richtungsabhängiges Verhalten. Die Charakterisierung der Strukturdynamik erfolgt auch hier im Wesentlichen durch Modalanalysen. In [8-9] werden Methoden zur Charakterisierung der Lagereigenschaften von Fahrzeugaggregaten bis zu 10 kHz aufgezeigt. Dabei wird durch einen Schwingerreger eine Verschiebung auf den Lagerkern aufgebracht und die resultierende Kraft, sowie Verschiebung erfasst. Dies ermöglicht die Ableitung der Lagersteifigkeit.



## 2.2 Simulative Methoden

Im Falle frequenzunabhängiger, isotroper Eigenschaften der Komponenten, können durch vollständige FE-Modelle und Linearisierung von Kontinuums Gleichung eine gute Prognose der Strukturmechanik bei optimierter Rechenzeit erzielt werden. In [10] wird bspw. gezeigt, dass unter Verwendung linearer FE-Modelle eine effiziente Prognose der Strukturmechanik von Kurbelgehäusen möglich ist.

Im Falle nichtlinearer, dynamischer Eigenschaften ist eine Simulation der Strukturmechanik i.d.R. nur durch Reduktion auf Ersatzmodelle möglich. Eine etablierte Methode zur Beschreibung des frequenzabhängigen, viskoelastischen Verhaltens von Kunststoffbauteilen ist die Inter- und Extrapolation der Werkstoffeigenschaften durch Linearisierungsansätze. Erweiterte Ansätze führen eine Charakterisierung der Eigenschaften unter Variation der Konditionierung durch [2,4,6,11]. Die Richtungsabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften von FVK wird i.d.R. durch mehrstufige Homogenisierungsansätze berücksichtigt. In [12] wird gezeigt, dass mikroskopische Homogenisierungsansätze geeignet sind, um eine belastbare Prognose der Strukturmechanik von FVK treffen zu können.

Zur Modellierung moderner Motorlager basieren etablierte Methoden auf der Ableitung von mechanischen Netzwerkmodellen [9,13]. In Anlehnung an die experimentellen Methoden konzentriert sich die Mehrheit dieser Netzwerkmodelle auf die eindimensionale Hauptwirkrichtung des Lagers. Bestehende Untersuchungen zeigen jedoch, dass durch den Kunststoff-Motorträger eine mehrdimensionale, strukturdynamische Belastung des Motorlagers stattfindet [2]. Demnach ist ein adäquates Ersatzmodell für alle Raumrichtungen erforderlich.

## 3. Angesetzte Methodik

### 3.1 Experimente

Zur Charakterisierung der Strukturmechanik zw. Kurbelgehäuse (KGH), Motorträger (MT) und Motorlager (ML) unter Modalanalysen wird ein Teilmotoraufbau realisiert, Bild 1. Die Anregung erfolgt mit einem elektrodynamischen Schwingerreger, welcher mit einer Verbindungsstange und Impedanzmesskopf bestückt ist. Eine Untersuchung der Strukturmechanik findet in einem, für Verbrennungsmotoren NVH-relevanten Bereich von 1 bis 2000 Hz statt. Die Antwort des Systems wird mit Beschleunigungssensoren und durch Kraftadapter erfasst, Bild 1. Durch Applizierung des Aufbaus in einer Klimakammer, werden unterschiedliche Konditionierungszustände eingestellt. Zur Untersuchung des Einflusses der Konditionierung wird eine Referenzmessung bei 23°C und 0% relativer Luftfeuchtigkeit (rH) durchgeführt. Zur Untersuchung des Temperatur- und Feuchtigkeitseinflusses, werden Ver-

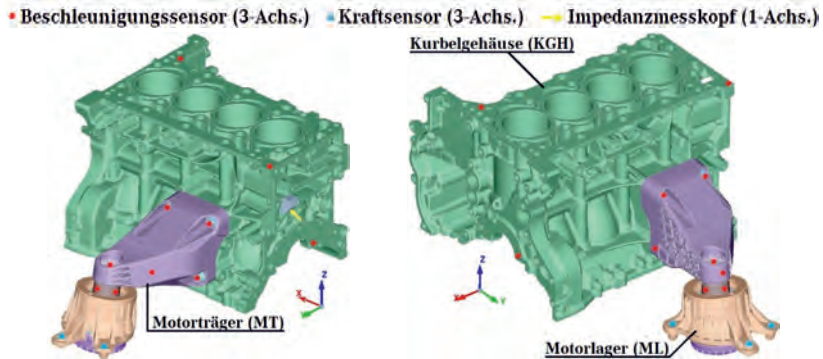


Bild 1: Schematischer Teilmotoraufbau aus KGH, MT, ML, sowie Sensorpositionen.

gleichsmessungen bei 50°C mit 0% rH und 23°C mit 50% rH durchgeführt. Temperaturen und Feuchtigkeiten wurden in Anlehnung an typische Zustände des MT und ML unter Betrieb im Gesamtfahrzeug abgeleitet. Beim KGH steht die Analyse des Übertragungsverhaltens und der Schwingform im Vordergrund. Gleiches gilt für den MT, jedoch zusätzlich unter Berücksichtigung des Werkstoffes und der Konditionierung. Zur Analyse des Werkstoffeinflusses wird Polyamid 6.6 (PA66) als technischer Kunststoff und Polyphthalamid (PPA) als Hochleistungskunststoff untersucht, bei einem Glasfasergehalt von 50 Gew.-% (GF50). Beim ML steht erweitert die Lagerkennlinien unter Berücksichtigung der Konditionierung im Fokus. Hierbei werden die gemessenen Verschiebungen des Lagerkerns, sowie Kräfte der Kraftadapter nach ML genutzt, um die räumlichen Lagerkennlinien zu erfassen, vgl. [9,13]. Zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens wird die Übertragungsfunktion (ÜF) als Verhältnis zw. der gemessenen Anregungskraft und der gemittelten, komplexen Beschleunigung aller Beschleunigungssensoren in allen Raumrichtungen definiert. Des Weiteren wird zur Auswertung des Schwingbildes (SB) und zur Erstellung von MAC-Analysen die Software MEScope von Vibrant Technology genutzt. Bei der MAC-Analyse werden die komplexen Modalvektoren der Bewegung von mehreren Systemen miteinander verglichen. Dadurch ist eine Bewertung der Übereinstimmung des Schwingbildes der Experimente untereinander oder im Vergleich zur Simulation möglich.

### 3.2 Simulation

Zur Simulation der Strukturmechanik wird zunächst ein FE-Modell (FE) des vollständigen Teilmotoraufbaus erstellt. Dabei wird für das KGH, sowie alle weiteren metallischen Komponenten

ein linear-elastisches, sowie frequenz-, temperatur- und feuchtigkeitsunabhängiges Materialverhalten angesetzt. Mit dem Fokus auf den Gesamtaufbau wird für alle Kunststoffkomponenten des FE-Modells ein isotropes, aber frequenz-, temperatur- und feuchtigkeitsabhängiges Materialverhalten angesetzt. Dies gilt für den Motorträger als reines Kunststoffbauteil, sowie Kunststoffkomponenten des ML. Weiterhin gilt, dass die Hydroflüssigkeit reduziert als Festkörper abgebildet und Eigenschaften des Fluids zugewiesen werden. Zur Modellierung des Dämpfungsverhaltens wird eine globale, modale Dämpfung angesetzt.

Das Ersatzmodell (EM) wird mit Fokus auf die Strukturmechanik des MT und ML gebildet, Bild 2. Im ersten Schritt wird das KGH als freigeschnittene Komponente simuliert und die Schnittkräfte werden ausgegeben. Diese Schnittgrößen dienen wiederum als Randbedingung der Anregung des MT. Des Weiteren wird beim Ersatzmodell der FVK des MT mit Hilfe des *Arbitrary-Reconsidered-Double-Inclusion* (ARDI) Materialmodells beschrieben. Dabei handelt es sich um einen zweistufigen Homogenisierungsansatz der Steifigkeit und Dämpfung basierend auf den Eigenschaften des modellierten FVK. Zur Berücksichtigung der Frequenz-, Temperatur- und Feuchtigkeitsabhängigkeit wird eine Inter- und Extrapolation der Werkstoffeigenschaften durchgeführt. Dieser Ansatz wird nachfolgend als vollumfänglich definiert. Für weitere Informationen sei auf [12] verwiesen. Zur Ersatzmodellierung des ML wird ein linear-elastisches Verhalten angesetzt und die Dämpfung vernachlässigt. Das ML wird somit reduziert als Verbindungselement mit anisotroper Steifigkeitsverteilung modelliert [14]. Die anisotrope Steifigkeitsmatrix wird durch die experimentellen Lagerkennlinien definiert.

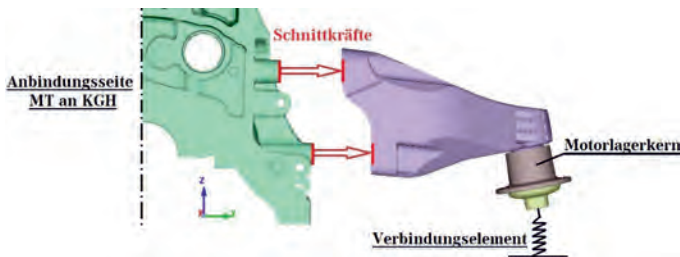


Bild 2: Schema Ersatzmodell zur Simulation der Strukturmechanik zw. KGH, MT und ML.

## 4. Ergebnisse

### 4.1 Übertragungs- und Schwingverhalten

In diesem Abschnitt liegt der Fokus der Auswertung auf der strukturdynamischen Wechselwirkung zw. KGH, MT und ML. Bild 3 zeigt die experimentelle ÜF der Messung bei 23°C und 0% rH mit MT aus PA66-GF50. Durch Betrachtung der ÜF mit zugehörigem SB zeigt sich bei 756 Hz eine Torsionsresonanz des KGH, Bild 4. Im Vergleich dazu zeigt der MT bei

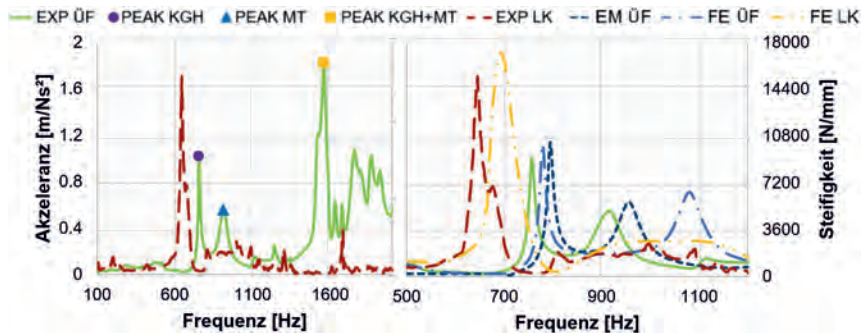


Bild 3: Übertragungsfunktionen (ÜF) und Lagerkennlinien (LK) vom Experiment (EXP) und von den Simulationen (EM, FE) mit PA66-GF50 MT bei 23°C und 0% rH.

914 Hz eine Biegeresonanz, Bild 4. Frequenzbereiche oberhalb von 1000 Hz zeigen eine zunehmende Überlagerung der Strukturdynamik. Exemplarisch ist hierbei die Resonanz bei 1559 Hz zu nennen, welches sich aus einer Biegung und Torsion sowohl des KGH als auch des MT zusammensetzt. Noch höhere Frequenzbereiche begünstigen zusätzlich lokale strukturdynamische Effekte, wie Schwingungen von freien Oberflächen und werden allgemein durch das KGH als treibende Komponente verursacht [7]. Unter Berücksichtigung der ÜF und des SB konnte keine eindeutige Resonanz des ML nachgewiesen werden. In den experimentellen Modalanalysen zeigt sich jedoch, dass der Lagerkern weitestgehend der Verschiebung des MT folgt. Dies bekräftigt die Annahme, dass von einem linear-elastischen Verhalten des ML ausgegangen werden kann. Um nun die Lagercharakteristik in Wechselwirkung mit dem KGH und MT bewerten zu können, wird die Lagerkennlinie (LK) herangezogen. Bild 3 zeigt, dass die Lagersteifigkeit im Bereich zw. 500 - 1200 Hz einen bewertbaren Verlauf annimmt. Der Vergleich zeigt, dass beim Peak der LK bei 645 Hz die ÜF ein Minimum annimmt. Dies bedeutet, dass der Lagerkern, einen hohen Widerstand gegen Verformung einstellt. Umgekehrt stellt sich bei Resonanz des KGH bei 756 Hz ein Minimum der LK ein, sodass sich die Resonanz des KGH stark über das ML auswirken kann. Bei Resonanz des MT bei 914 Hz, liegt eine geringfügige Erhöhung der LK vor. Die Vermutung liegt somit darauf, dass der MT die treibende Komponente der Resonanz darstellt, jedoch das ML in Wechselwirkung die Bewegung des MT behindert. Um den Einfluss variierender Randbedingungen eindeutiger analysieren zu können, wird im nachfolgenden repräsentativ nur der Frequenzbereich zw. 500 bis 1200 Hz dargestellt. Auf Basis der Experimente wird die Simulation mit FE- und Ersatzmodell bzgl. der Prognosegüte bewertet. Die Resonanz des



















Schwingbild Methode	Torsionsresonanz KGH			Biegeresonanz MT		
	-90°	0°	+90°	-90°	0°	+90°
Experiment						
FE-Modell						
Ersatzmodell						

Bild 4: Vergleich des Schwingbildes (SB) von KGH und MT zw. Experiment und Simulation.

KGH bei 756 Hz wird in beiden Modellen qualitativ mit einer guten Übereinstimmung getroffen, Bild 4. Durch eine MAC-Analyse kann eine Übereinstimmung von 99% zw. dem SB beider Simulationen zum Experiment nachgewiesen werden. Mit einer Abweichung von 3% in der Frequenz und 10% in der Amplitude der ÜF ist die Prognosegüte des FE-Modells geringfügig besser als das Ersatzmodell, welches eine Abweichung in der Frequenz von 5% und in der Amplitude von 13% aufweist. Dies ist im FE-Modell selbst begründet, da hier eine vollständige Interaktion zw. KGH, MT und ML simuliert wird und somit verglichen zum Ersatzmodell eine Kondensation auf die Schnittkräfte entfällt.

Unter Berücksichtigung der Resonanz des MT bei 914 Hz zeigen die Simulationsmodelle deutliche Unterschiede. Quantitativ zeigt die MAC-Analyse eine Übereinstimmung von 93% zw. Experiment zum Ersatzmodell, wohingegen das FE-Modell lediglich zu 82% übereinstimmt. Dies zeigt sich auch bei der Prognosegüte des Schwingbildes. Qualitativ sorgt dies im FE-Modell für eine starke Ausprägung einer vertikalen Bewegung des Motorträgers, wohingegen Verdrehungen beim Ersatzmodell deutlich erfasst werden. Mit einer Abweichung von 5% in der Frequenz und 14% in der Amplitude der ÜF ist die Prognosegüte des Ersatzmodells deutlich besser als das FE-Modell, welches eine Abweichung in der Frequenz von 18% und in der Amplitude von 28% aufweist, Bild 3. Dies ist beim Ersatzmodell durch das vollumfängliche ARDI-Materialmodell begründet, welches eine effiziente Berücksichtigung des Steifigkeits- und Dämpfungsverhaltens des FVK ermöglicht.

Zur Bewertung der Prognosegüte der Simulationen bzgl. der Strukturdynamik des ML, wird die LK herangezogen, Bild 3. Hierbei gilt, dass die experimentelle LK mit der numerischen des Ersatzmodells identisch ist, da diese zur Kalibrierung genutzt wurde. Unterschiedlich ist die

numerische LK nach dem FE-Modell, da hier alle Komponenten des ML vollständig modelliert wurden. Bild 3 zeigt, dass der Steifigkeitspeak des FE-Modells im Vergleich zum Experiment und somit Ersatzmodell um 7% in Richtung höherer Frequenzen versetzt und die Amplitude um 12% erhöht ist. Dies zeigt, dass das FE-Modell des ML mit isotropen Materialverhalten und starrer Interaktion der Komponenten zu einer steiferen Wechselwirkung führt. Als Rückwirkung wird die Simulation der Strukturodynamik des KGH nur geringfügig, jedoch vom MT signifikant beeinflusst. Ein weiterer Unterschied zw. den beiden Simulationen ist, dass beim Ersatzmodell der Rechenaufwand pro Frequenzinkrement um 32% geringer ist.

#### 4.2 Werkstoffeinfluss des Kunststoffbauteils

In diesem Abschnitt liegt der Fokus der Auswertung auf dem Werkstoffeinfluss des MT auf die Strukturodynamik in Wechselwirkung mit dem KGH und ML. Bild 5 zeigt die experimentelle ÜF der Messung bei 23°C und 0% rH mit MT aus PPA-GF50. Im Vergleich zur ÜF mit MT aus PA66-GF50 aus Bild 3 ist die Resonanz des KGH um 2% auf 771 Hz und die des MT um 8% auf 993 Hz verschoben. Die MAC-Analyse zw. den beiden Experimenten liefert beim KGH und MT eine Übereinstimmung von 95%. Die Frequenzverschiebung ist auf die höhere Steifigkeit vom PPA zurückzuführen. Weiterhin gilt, dass das PPA eine geringere Dämpfung besitzt. Dies zeigt sich vor allem bei der MT Resonanz durch eine 28% höhere Amplitude der ÜF gegenüber dem PA66. Somit fallen Einflüsse einer variierenden Kunststoffmatrix bei gleichem Glasfasergehalt gering aus, wenn das KGH als Aggregatgehäuse die Resonanz dominiert. Bei einer Resonanz des MT als Kunststoffbauteil hingegen, ist der Einfluss der Kunststoffmatrix jedoch stark ausgeprägt. In Bild 5 ist weiterhin die ÜF der Simulation des PPA-GF50 MT mit FE- und Ersatzmodell dargestellt. Die MAC-Analyse des Experimentes im Vergleich zum

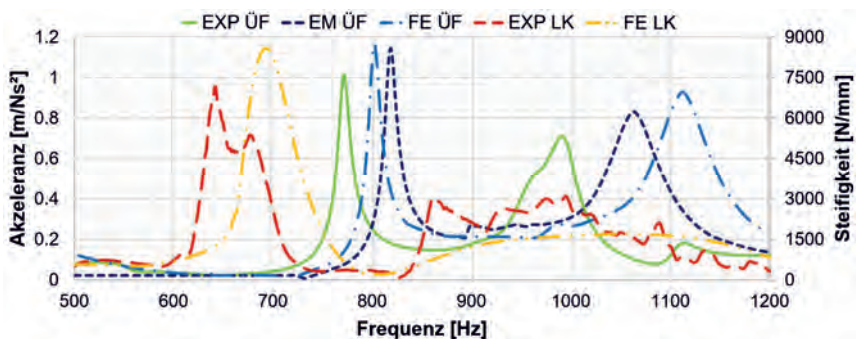


Bild 5: Übertragungsfunktionen (ÜF) und Lagerkennlinien (LK) vom Experiment (EXP) und von den Simulationen (EM, FE) mit PPA-GF50 MT bei 23°C und 0% rH.

FE-, als auch zum Ersatzmodell liefert eine Übereinstimmung von 99% bei Resonanz des KGH. Die Resonanzstelle wird durch das FE-Modell mit einer Abweichung in der Frequenz von 4% und in der Amplitude von 15% getroffen. Das Ersatzmodell zeigt hier eine Abweichung von 6% in der Frequenz und in der Amplitude von 13%. Im Vergleich dazu liefert die MAC-Analyse zw. Experiment und Ersatzmodell bei Resonanz des MT eine Übereinstimmung von 91% und beim FE-Modell lediglich von 76%, wodurch das FE-Modell dem Ersatzmodell unterlegen ist. Weiterhin wird die Resonanz des MT durch das Ersatzmodell mit einer Abweichung in der Frequenz von 7% und in der Amplitude von 17% getroffen. Bild 5 zeigt ebenso die numerischen LK des FE- und Ersatzmodells. Die numerische LK des Ersatzmodells ist auch hier mit der experimentellen identisch, da diese zur Kalibrierung genutzt wurde, vgl. Kapitel 4.1. Unter Berücksichtigung der LK mit PA66-GF50 MT aus Bild 3 zeigt sich, dass die LK mit PPA-GF50 MT beim Peak deutlich reduziert ist, Bild 5. Dies ist ebenso auf die geringere Dämpfung des PPA zurückzuführen. Dies bewirkt bei gleicher Kraftanregung eine höhere Bewegung des Lagerkerns und folglich eine geringere Lagersteifigkeit. Daraus folgt die Vermutung, dass sich das ML proportional zur Wechselwirkung mit dem MT verhält. Die ermittelten LK entsprechen somit einer Art modalen Lagersteifigkeit. Bild 5 zeigt zusätzlich, dass der Steifigkeitspeak des ML FE-Modells im Vergleich zum Experiment und somit Ersatzmodell um 8% in Richtung höherer Frequenzen versetzt und die Amplitude um 20% erhöht ist. Dies bekräftigt die Vermutung der versteiften Modellierung des ML im FE-Modell verglichen zum Ersatzmodell, vgl. Kapitel 4.1. Auch hier wirkt sich der Einfluss auf die Simulation der Strukturmechanik des KGH nur geringfügig, jedoch auf den MT stark aus. Zusammenfassend erlaubt das Ersatzmodell, mit vollumfänglichen ARDI-Materialmodell des FVK in Kombination mit der reduzierten ML Modellierung, welches mit den experimentellen Lagerkennlinien kalibriert wurde, eine deutlich bessere Prognose der Strukturmechanik des Kunststoffbauteils unter Variation des thermoplastischen Matrixwerkstoffes.

### 4.3 Einfluss der Konditionierung

Dieser Abschnitt fokussiert sich auf die Auswertung des Einflusses der Konditionierung des MT und ML auf die Strukturmechanik in Wechselwirkung. Bild 6 zeigt die experimentelle ÜF der Messung bei 50°C und 0% rH mit MT aus PA66-GF50. Im Vergleich zur ÜF bei 23°C aus Bild 3 ist die Resonanz des MT um 2% auf 901 Hz verschoben. Die MAC-Analyse zw. den Experimenten liefert hierbei eine Übereinstimmung von 99%. Die Frequenzverschiebung ist auf das PA66 bei Temperaturerhöhung zurückzuführen, was zu einer Verringerung der Steifigkeit und Erhöhung der Dämpfung führt. Auffällig ist die Amplitude bei Resonanz des MT.



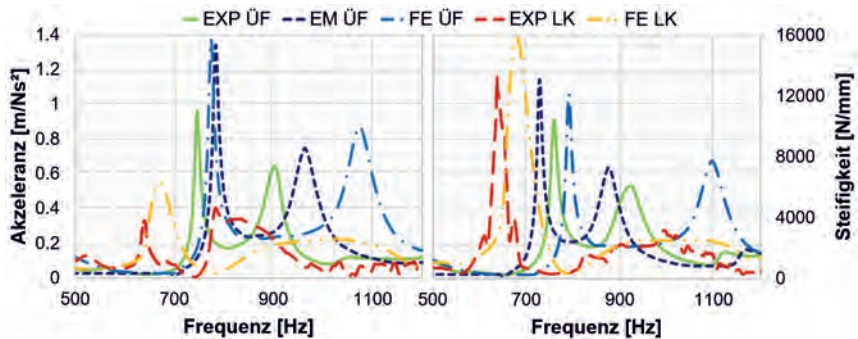


Bild 6: Übertragungsfunktionen (ÜF) und Lagerkennlinien (LK) vom Experiment (EXP) und Simulation (EM, FE) mit PA66-GF50 MT bei 50°C, 0% rH (li.) und 23°C, 50% rH (re.).

Dadurch, dass die Amplitude um 14% höher im Vergleich zur Messung bei 23°C ist, kann davon ausgegangen werden, dass die Verringerung der Steifigkeit stärker ausgeprägt ist, als die Erhöhung der Dämpfung, welche zu einer Verringerung der Amplitude führt. Bild 6 zeigt ebenso die ÜF der Simulation mit PA66-GF50 MT bei 50°C und 0% rH mit FE- und Ersatzmodell. Bei Resonanz des MT liefert die MAC-Analyse zw. Experiment und Ersatzmodell eine Übereinstimmung von 96% und ist gegenüber dem FE-Modell mit nur 79% Übereinstimmung präziser. Die Resonanz des MT wird durch das Ersatzmodell mit einer Abweichung in der Frequenz von 7% und in der Amplitude von 15% getroffen und ist dadurch präziser gegenüber dem FE-Modell, welches eine Abweichung von 19% in der Frequenz und 35% in der Amplitude aufweist, Bild 6. In Bild 6 sind die numerischen LK des FE- und Ersatzmodells dargestellt. Mit Berücksichtigung der LK bei 23°C aus Bild 3 zeigt sich, dass der Peak der LK bei 50°C stark reduziert ist. Dies ist zum einen auf die verringerte Steifigkeit des MT und somit höhere Bewegung in Wechselwirkung mit dem Lagerkern zurückzuführen, vgl. Kapitel 4.2. Zum anderen, sind die Eigenschaften der Komponenten des ML ebenso temperaturabhängig und begünstigen eine Verringerung der Steifigkeit zusätzlich. Des Weiteren zeigt Bild 5, dass der Steifigkeitspeak des ML FE-Modells im Vergleich zum Experiment und somit Ersatzmodell um 5% in Richtung höherer Frequenzen versetzt und die Amplitude um 70% erhöht ist, bedingt durch die steifere Auslegung des FE-Modells, vgl. Kapitel 4.1. Unter Variation des Temperatureinflusses kann somit eine verbesserte Prognose der Strukturdynamik durch das Ersatzmodell gezeigt werden. Bild 6 zeigt die experimentelle ÜF der Messung bei 23°C und 50% rH mit MT aus PA66-GF50. Im Vergleich zur ÜF bei 0% rH aus Bild 3 ist die Resonanz des MT um 1%



in der Frequenz verschoben und die MAC-Analyse zw. den Experimenten liefert eine Übereinstimmung von 99%. Somit kann vorliegend keine Beeinflussung der Resonanzfrequenz durch Variation der Luftfeuchtigkeit nachgewiesen werden. Weiterhin zeigt die Amplitude der Resonanz des MT bei 50% rH im Vergleich zur Messung bei 23% rH eine Verringerung von 5%. Da jedoch die Messunsicherheit der Amplitudenhöhe bedingt durch das Messsystem ebenso bei 5% liegt, kann die Abweichung nicht eindeutig auf die Luftfeuchtigkeit zurückgeführt werden. Bild 6 zeigt weiterhin die ÜF der Simulation mit PA66-GF50 MT bei 23°C und 50% rH mit FE- und Ersatzmodell. Bei Resonanz des MT liefert die MAC-Analyse zw. Experiment und Ersatzmodell eine Übereinstimmung von 93% und ist auch hier gegenüber dem FE-Modell mit nur 84% Übereinstimmung präziser. Die Resonanzstelle des MT wird durch das Ersatzmodell mit einer Abweichung in der Frequenz von 5% und in der Amplitude von 20% getroffen und ist dadurch ebenso präziser gegenüber dem FE-Modell, welches eine Abweichung von 19% in der Frequenz und 27% in der Amplitude aufweist. Bild 6 zeigt weiterhin die numerischen LK des FE- und Ersatzmodells. Dadurch, dass die Komponenten des ML keine feuchtigkeitsabhängigen Eigenschaften besitzen und der MT ebenso in Wechselwirkung kaum durch die Luftfeuchtigkeit beeinträchtigt wird, ist die experimentelle LK bei 50% rH nahezu identisch mit der bei 0% rH. Damit wird die Vermutung bekräftigt, dass sich die LK des ML proportional zur Wechselwirkung mit dem MT einstellt, vgl. Kapitel 4.2. Die ermittelten LK entsprechen somit einer modalen Lagersteifigkeit in Wechselwirkung mit dem MT und dem Konditionierungszustand.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wird die Strukturodynamik vom KGH, MT und ML unter Variation der Randbedingungen, mit Hilfe experimenteller und simulativer Methoden untersucht. Die Experimente zeigen, dass das KGH die treibende Komponente ist, wobei nur eine signifikante Resonanz dem KGH und MT zuzuordnen ist. Eine Überlagerung der experimentellen ÜF und LK erlaubt nur eine begrenzte Charakterisierung der Strukturodynamik des ML, da keine eindeutige Resonanz des ML identifiziert werden kann. Die Untersuchung der Strukturodynamik eines PPA-GF50 MT zeigt eine signifikante Verschiebung der Resonanz und der Amplitude in der ÜF, gegenüber einem PA66-GF50 MT. Dies ist in der höheren Steifigkeit und geringeren Dämpfung des PPA-Werkstoffes begründet. Bei Resonanz der Kunststoffkomponente ist der Werkstoffeinfluss demnach signifikant auf die Strukturodynamik. Verglichen dazu zeigt die Charakterisierung der Strukturodynamik bei Temperaturerhöhung eine Erhöhung der Amplitude und geringfügige Verschiebung der Resonanz in der ÜF. Die Temperaturerhöhung bewirkt eine

verringerte Steifigkeit und erhöhte Dämpfung des MT und ML in Wechselwirkung. Dies bekräftigt die Annahme, dass von einer proportionalen Wechselwirkung zw. MT und ML ausgegangen werden kann. Ein signifikanter Einfluss auf die Strukturdynamik bei Variation der Luftfeuchtigkeit kann im Rahmen der Untersuchungen nicht eindeutig nachgewiesen werden. Im Vergleich zum Experiment zeigt die Simulation mit Ersatzmodell eine deutlich bessere Prognose der Strukturdynamik des Kunststoffbauteils, ebenso verglichen zu einer Simulation mit einem konventionellen FE-Modell. Dies ist im Wesentlichen in der Modellierung des Kunststoffes mit vollumfänglichen ARDI-Materialmodell begründet. Durch die gute Prognosegüte kann bestätigt werden, dass die angesetzte Methodik des Ersatzmodells zielführend zur Simulation der Strukturdynamik in Wechselwirkung ist. Zukünftige Untersuchungen konzentrieren auf eine erweiterte experimentelle und simulative Charakterisierung unter Werkstoffeinfluss des Kunststoffbauteils, sowie der Konditionierung.

## Literaturangaben

- [1] Laak, M. op de; Hauth, M.: Noch schneller zur Zylinderkopfhaube. Kunststoffe 11 (2004), S. 126-130.
- [2] Raschke, K.; Korte, W.: Faserverstärkte Motorbauteile besser berechnen. Kunststoffe 109 (2019), S. 184–189.
- [3] Kerschbaumer, M.: Berechnungsmethode zur Auslegung stark gedämpfter Strukturen. Diplomarbeit, Graz 2012.
- [4] Gieß, M.: Untersuchung zur akustischen Formteilauslegung. Diss., Siegen 2018.
- [5] Dresig, H.; Fidlin, A.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme – Modellbildung, Berechnung, Synthese. Berlin: Springer, 2020.
- [6] Urban, F.; Middendorf, P.: Macroscopic modeling of the linear-viscoelastic vibration behavior of short-fiber reinforced plastics. SAMPE Conference Proceedings, 2020.
- [7] Kriwet, A.; Stommel, M.: A Contribution to predict the structural dynamics of mounted short glass fiber reinforced thermoplastic components. ECCOMAS Congress, 2021.
- [8] Martner, O.; Zerbs, C.; Pascher, I.; Selvaraj, M.: Dynamische Steifigkeit von Lagerelementen bis 4 kHz. Motor- und Aggregat-Akustik, Symposium, 2018.
- [9] Troge, J.; Drossel, W.; Burkhardt, M.; Hensel, E.; Gnauck, M.: Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Elastomerlagern im Frequenzbereich von bis 2 kHz bis 10 kHz. DAGA Hannover, 2020.
- [10] Reipert, P., Voigt, M.: Körperschallanregung des Kurbelgehäuses durch die Kolbenbewegung. VDI-Berichte Nr. 1491, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1999, S. 401–414.
- [11] Stommel, M.; Stojek, M.; Korte, W.: FEM zur Berechnung von Kunststoff- und Elastomerbauteilen, Carl Hanser Verlag: München, 2018.
- [12] Kriwet, A.; Stommel, M.: Arbitrary-Reconsidered-Double-Inclusion (ARDI) Model to Describe the Anisotropic, Viscoelastic Stiffness and Damping of Short Fiber-Reinforced Thermoplastics. J. Comp. Sci., 2020.
- [13] Troge, J.; Starobinski, R.; Hofmann, M.; Drossel, W.; Linke, M.: Simulation des dynamischen Verhaltens lastabhängiger Hydrolager unter Verwendung von mechanisch-hydraulischen Netzwerken. Kolloquium Nichtelektrische Netzwerke, Dresden, 2015.
- [14] Dassault Systèmes: ABAQUS Analysis User Manual - Connector behavior. 2021.



# Viskoelastische Dämpfungsoptimierung von Flugzeugflügeln

M.Sc. **Martin Gröhlich**, Dr.-Ing. **Marc Böswald**,  
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.,  
Institut für Aeroelastik, Göttingen;  
B.Sc. **Robin Bauer**, Universität Kassel

## Kurzfassung

Im Mittelpunkt dieser Arbeit steht die viskoelastische Dämpfungsoptimierung zur Abminderung von Flügelschwingungen. Demonstriert wird das Vorgehen an der „SE2A-MR BWD-swept“ Flügelkonfiguration – ein Flügelentwurf für ein Mittelstreckenflugzeug aus dem DFG Exzellenzcluster „Sustainable and Energy Efficient Aviation“ (SE<sup>2</sup>A). Unter Anwendung des Constrained Layer Damping-Prinzips werden mithilfe einer Kombination aus Nelder-Mead-Verfahren und Gauß-Seidel-Algorithmus Designkonfigurationen hinsichtlich ihres modalen Dämpfungswertes optimiert. In diesem Zusammenhang werden Massenbeschränkungen und unterschiedliche, quasi-stationäre Temperaturbedingungen berücksichtigt. Die Ergebnisse zeigen, dass das Zieldesign der Dämpfungsapplikation sowohl von der Schwingungsform als auch von der temperaturbedingten viskoelastischen Materialsteifigkeit abhängt.

## 1. Einleitung

Um Schadstoffemissionen zu reduzieren wird das Potenzial von Leichtbau-Design bei der Konstruktion von zukünftigen Luftfahrtstrukturen immer stärker ausgenutzt. Leichtbaustrukturen kennzeichnen sich durch eine geringe Masse und hohe Steifigkeit und sind deshalb besonders anfällig gegenüber Schwingungen. Im Falle von Flugzeugen müssen auftretende Schwingungen unter komfort- und vor allem sicherheitsrelevanten Kriterien bewertet werden. Neben transienten Schwingungen infolge dynamischer Anregung, z.B. durch Böen-Treffer, abrupte Manöver oder Landestoß, sind bei Flugzeugen auch selbsterregte Schwingungen infolge der Kopplung mit dem umgebenden Strömungsfeld möglich. Um die Sicherheit zu gewährleisten ist eine hohe Dämpfung der Flugzeugstruktur daher zielführend. Eine populäre Methode der passiven Schwingungsdämpfung ist das sogenannte Constrained Layer Damping-Prinzip (CLD), dargestellt in Bild 1. Eingezwängt zwischen zwei steifen Schichten erfährt eine Elastomer-Schicht infolge auftretender Biegeschwingung eine

Schubdeformation. Aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften des Elastomers wird dabei ein erheblicher Anteil der Schwingungsenergie dissipiert. Neben den viskoelastischen Materialeigenschaften ist insbesondere die Geometrie der Dämpfungsapplikation ein wirksamer Parameter. Durch eine Anpassung der Schichthöhen bzw. Schichtbreiten an die gegebenen Materialeigenschaften und Schwingungsformen lässt sich die Dämpfungswirkung dieser Anwendung erheblich steigern.

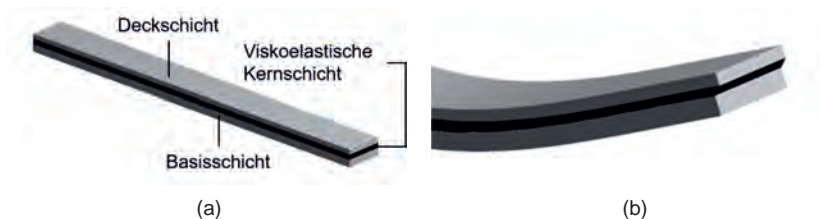


Bild 1: (a) Aufbau des CLD-Systems und (b) Schubverformung der viskoelastischen Schicht

Das Ziel dieser Arbeit ist es, mithilfe eines geeigneten Optimierungsverfahrens in einer Konzeptstudie die Dämpfung eines Flugzeugflügels erstmalig zu entwerfen, um damit das Anwendungspotenzial von CLD-Applikationen bei Flugzeugflügeln zu bewerten. Somit liefern die Ergebnisse dieser Studie keinen fertigungsreifen Flügelentwurf, sondern dienen als Erprobung des Optimierungsverfahrens und als Grundlage für weitere Untersuchungen. Der Aufbau der Arbeit ist dabei wie folgt gegliedert: Nach einer Einführung in das viskoelastische Materialverhalten in Kap. 2 wird in Kap. 3 mit dem kombinierten Nelder-Mead-Gauß-Seidel-Algorithmus (NMGS) ein Verfahren vorgestellt, mit dem die geometrische Anpassung in der Finite Elemente-Umgebung gelingt. Abschließend wird in Kap. 4 die Dämpfungsoptimierung unter Verwendung des NMGS-Algorithmus am Flügelkasten der „SE2A-MR BWD-swept“-Konfiguration durchgeführt.

## 2. Frequenz- und temperaturabhängiges viskoelastisches Materialverhalten

Als charakteristische Eigenschaft vereinen viskoelastische Materialien ideal elastisches und ideal viskoses Materialverhalten. Unter der Annahme einer stationär harmonischen Anregung lässt sich das viskoelastische Materialverhalten über einen komplexen (imaginäre Zahl  $i$ ), frequenzabhängigen Elastizitätsmodul  $E^*$  beschreiben [1, 2]

$$E^*(\omega) = E'(\omega) + iE''(\omega). \quad (1)$$

Der Realteil  $E'$  wird als Speichermodul bezeichnet und beschreibt die elastische Eigenschaft, während der Verlustmodul  $E''$  ein Maß für das viskose Verhalten in Abhängigkeit der Frequenz  $\omega$  darstellt. Aus dem Verhältnis von Verlust- und Speichermodul resultiert der Verlustfaktor des Materials  $\tan \delta$ , durch den das Dämpfungspotenzial eines Materials quantifiziert wird

$$\tan \delta(\omega) = \frac{E''(\omega)}{E'(\omega)}. \quad (2)$$

Um das reale Verhalten viskoelastischer Materialien in Abhängigkeit der Frequenz abbilden zu können, werden diverse Ersatzmodellierungen verwendet. Die Frequenzabhängigkeit wird häufig mithilfe des verallgemeinerten Maxwell-Modells beschrieben [1]. Darüber hinaus verändert sich das Materialverhalten in Abhängigkeit der Temperatur, wie in Bild 2 dargestellt. Die quantitative Änderung der Materialeigenschaften lässt sich dabei mithilfe der WLF- und der Arrhenius-Gleichung bestimmen [1]. Über die Anwendung dieser Theorie sowie die Implementierung der viskoelastischen Eigenschaften in die Finite Elemente Methode wird in [3] berichtet.

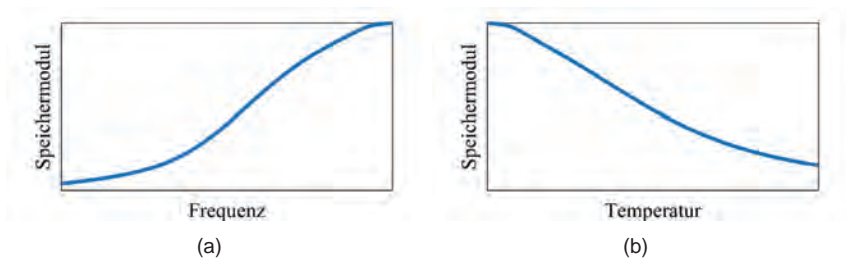


Bild 2: Qualitativer Verlauf des Speichermoduls über (a) Frequenz und (b) Temperatur

In Bild 2 ist zu erkennen, dass die Steifigkeit eines viskoelastischen Materials mit ansteigender Frequenz zunimmt. Der umgekehrte Fall ist bei der Temperaturabhängigkeit zu beobachten. Ein Temperaturanstieg führt zu einer höheren Materialnachgiebigkeit. Auf diese Besonderheit und deren Bedeutung für die Dämpfungsoptimierung wird im späteren Verlauf eingegangen.

### 3. Auswahl und Anpassung des Optimierungsverfahrens

Im ersten Abschnitt des Kapitels wird das Optimierungsproblem definiert und Anforderungen an die Optimierungsmethode abgeleitet. Im Anschluss wird mit dem NMGS-Verfahren eine kombinierte Optimierungsmethode vorgestellt.

### 3.1 Definition des Optimierungsproblems und Anforderungen an das Optimierungsverfahren

Die Anforderungen an das Optimierungsverfahren lassen sich aus der Zielvorgabe des Optimierungsproblems ableiten. Das Primärziel besteht in einer optimalen Designkonfiguration des hinzuzufügenden CLD-Aufbaus auf der Primärstruktur. Mit einem optimierten Design soll die Schwingungsdämpfung, repräsentiert durch den modalen Verlustfaktor  $\eta_r$ , unter unterschiedlichen Randbedingungen maximiert werden. Sowohl die jeweiligen Schichtdicken als auch die Schichtbreite der CLD-Applikation werden als Designparameter betrachtet. Während die Schichtdicken der viskoelastischen Schicht ( $h_1$ ) und der Deckschicht ( $h_2$ ) als globale Größen behandelt werden (d.h. in der gesamten CLD-Applikation konstant sind), variiert die Schichtbreite lokal (d.h. ortsveränderliche Variation möglich). Dabei soll die Elementauflösung bzw. die räumliche Diskretisierung der Primärstruktur im Verlauf der Optimierung unverändert bleiben. Für die Elementverteilung der Segmente sollen dabei folgende Bedingungen gelten:

1. Die Elementverteilungen von Kernschicht und Deckschicht sind gleich.
2. Um den numerischen Aufwand zu reduzieren, orientieren sich die Elementverteilungen symmetrisch und ausgehend von der Mittelachse der Grundstruktur.<sup>1</sup>
3. Deck- und Kernschicht dürfen an jeder Stelle höchstens so breit sein wie die Grundstruktur und nicht über diese hinausragen.

Ein Beispiel zur Umsetzung dieser Vorgaben ist schematisch in Bild 3 dargestellt.

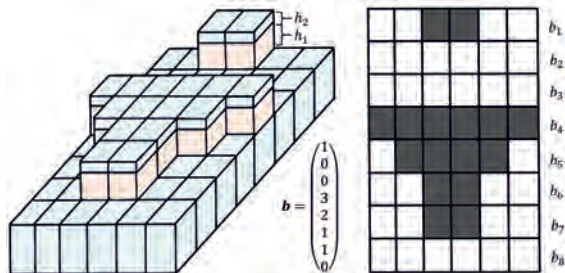


Bild 3: Graphische Darstellung der Designparameter nach [4]

<sup>1</sup> Im Hinblick auf Biegeschwingungen von Flugzeugflügeln sei jedoch angemerkt, dass diese typischerweise unsymmetrisch zur Längsachse auftreten und mit Torsionsschwingungen koppeln. Auch wenn diese Vorgabe nicht exakt zutreffend ist, wird sie dennoch zur Erprobung der Methodik verwendet.



Darin ist zu erkennen, dass jede Elementreihe der CLD-Erweiterung durch einen Designparameter repräsentiert wird und es somit zu lokalen Veränderungen der Schichtbreite kommen kann. In diesem Fall wurde die Balkensymmetrie ausgenutzt und mit dem Hinzufügen der CLD-Applikation entlang der Längsachse gestartet. Der Wert „1“ im Designvektor entspricht bspw. dem Hinzufügen eines Elements symmetrisch zur Längsachse. Während die Designparameter der Schichtdicken innerhalb definierter Grenzen beliebige reelle Werte annehmen können, gilt dies für die Designparameter der Schichtbreiten nicht. Aufgrund der Forderung nach unveränderter Netztopologie können diese Parameter nur ganzzahlige Werte annehmen. Zusätzlich soll das Zieldesign durch eine Massenbeschränkung eingegrenzt werden. Daraus resultiert folgende allgemeine Formulierung der Optimierungsaufgabe:

$$\text{Maximiere:} \quad \eta_r(\mathbf{h}, \mathbf{b}) \quad (3)$$

$$\text{Unter Berücksichtigung von:} \quad m_{CLD} \leq m_{Grenz}$$

$$h_{min} \leq h_i \leq h_{max} \quad h_i \in \mathbb{R}; i = 1, 2$$

$$b_{min} \leq b_j \leq b_{max} \quad b_j \in \mathbb{N}; j = 1, \dots, n$$

In der obigen Gleichung bezeichnet der Parameter  $m$  die Masse. Die Schichtdicken  $h_i$  und Schichtbreiten  $b_j$  werden in die entsprechenden Vektoren  $\mathbf{h}$  bzw.  $\mathbf{b}$  eingeordnet.

Nach Gleichung (3) ist eine simultane Optimierung von zwei reellen Variablen und  $n$  ganzzahligen, natürlichen Variablen unter Einhaltung von Beschränkungen vorzunehmen. Häufig verwendete Methoden wie das Newton-Verfahren sind für Optimierungen von natürlichen Zahlen ungeeignet, da infolge der mathematischen Operationen reelle Werte resultieren können. In [5] wurde ein Genetischer Algorithmus entwickelt, mit dem die Durchführung derartiger Optimierungen möglich ist. Bei Optimierungen an einer analytischen Testfunktion sowie an einer einfachen, frei schwingenden Balkenstruktur wurden mit diesem Algorithmus jedoch Ergebnisse ermittelt, welche trotz hohen Rechenaufwands als unzureichend anzusehen sind [4]. Zudem gehören Genetische Algorithmen zu den stochastischen Verfahren und die Ergebnisse sind somit nicht exakt reproduzierbar.

### 3.2 Kombiniertes Nelder-Mead-Gauß-Seidel-Verfahren

Um die Anforderungen des Optimierungsproblems zu bedienen und die genannten Schwachstellen der existierenden Verfahren zu beheben, wurde ein deterministisches Verfahren entwickelt, welches einer Kombination aus Nelder-Mead- (NM) [6] und einem Gauß-Seidel-Verfahren (GS) [7] entspricht. Der generelle Programmablauf dieses kombinierten Verfahrens ist in Bild 4 dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass innerhalb der NM- und GS-

Verfahren die Zielfunktion mehrmals mit verschiedenen Parametersätzen aufgerufen wird. Auf den genaueren Aufbau der Zielfunktion wird in Kap. 4.2 eingegangen.

Nach der Eingabe aller Startwerte werden zunächst die reellen Variablen, also die Schichtdicken der Kern- und Deckschicht, mittels des NM-Verfahrens optimiert. Die Einhaltung der Beschränkungen wird mithilfe des gradientenbasierten Reparaturverfahrens gewährleistet [8]. Im darauffolgenden GS-Verfahren wird im Falle der Dämpfungsoptimierung von CLD-Systemen beim ersten Elementsegment der FE-Struktur geprüft, ob das zur Längensachse symmetrische Entfernen von Elementen der Kern- und Deckschicht zur Erhöhung des Verlustfaktors führt. Mittels einer Kopplungsfunktion zwischen reellen und ganzzahligen Variablen werden dabei die Schichtdicken mit einem Faktor multipliziert, welcher genau so groß ist, dass die Masse des Systems konstant bleibt und damit die Massenbeschränkung eingehalten wird. Führt das Entfernen von Elementen nicht zur Erhöhung des Verlustfaktors, werden Elemente hinzugefügt, wenn dabei die Grenzwerte des Optimierungsproblems nicht verletzt werden. Änderungen an der Elementanzahl des Segmentes  $j$ , welche zur Erhöhung des Verlustfaktors führen, werden gespeichert und zunächst zurückgesetzt. Dieser Vorgang wird für alle  $n$  Segmente nacheinander durchgeführt. Danach werden die gespeicherten Änderungen bezüglich der Anzahl der Elemente für alle Segmente gleichzeitig übernommen. Anschließend wird die nächste Hauptschleife durchgeführt oder bei Erfüllung des Konvergenzkriteriums eine finale Optimierung der Schichtdicken mit dem NM-Verfahren vorgenommen und der berechnete Verlustfaktor sowie das optimierte Design der CLD-Applikation ausgegeben.

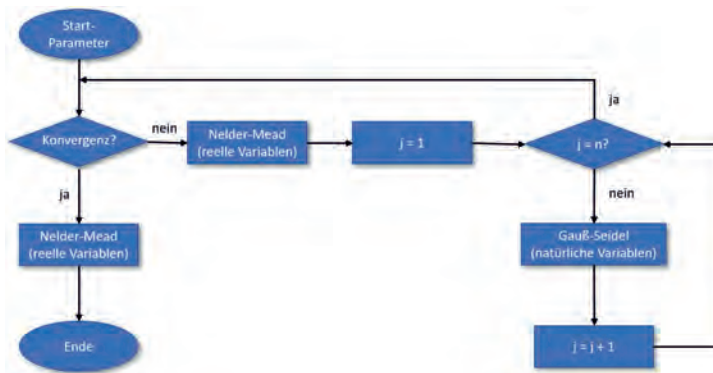


Bild 4: Schematischer Programmablaufplan des NMGS-Algorithmus nach [4]

#### 4. Anwendung der Dämpfungsoptimierung auf den SE2A-MR BWD-swept Flügelkasten

Zunächst wird in diesem Kapitel das FE-Modell des Flügelkastens vorgestellt und der allgemeine Aufbau der Zielfunktion erläutert. Im Anschluss wird auf getroffene Vereinfachungen und Randbedingungen eingegangen. In den letzten Abschnitten werden die Ergebnisse einer schwingungsform- und einer temperaturorientierten Optimierung präsentiert.

##### 4.1 Finite Elemente Modell des Flügelkastens

Gegenstand der vorliegenden Untersuchung ist die Flügelkonfiguration „SE2A-MR BWD-swept“. Es handelt sich hierbei um ein Transportflugzeug für 186 Passagiere und einer maximalen Abflugmasse von ca. 61.6 t. Die Reichweite beträgt je nach Nutzlast zwischen 4200 und 11000 km. Im vollgetankten Zustand ergibt sich die Gesamtmasse des Flügels (Wurzel- bis Flügelspitze) zu  $m_{\text{Flügel}} = 11.62 \text{ t}$ . Im leeren Zustand beträgt die Primärstrukturmasse des Flügelkastens, mit Vorder- und Hinterkanten aber ohne Triebwerk dagegen 5.3 t. Das FE-Modell der lasttragenden Struktur des Flügelkastens (engl.: Wingbox) inklusive Triebwerksmasse ist in Bild 5 abgebildet. Die Spannweite der Wingbox beträgt 21.7 m, die Breite zwischen 0.4 und 2.3 m und die Höhe zwischen 0.13 und 0.73 m. Auf der breiten Seite befinden sich zwei feste Einspannungen, die die praktische Anbringung an den Flugzeugrumpf darstellen. Die Triebwerksaufhängung (Pylon) sowie die versteifenden Stringer-Komponenten im Inneren der Wingbox werden mit Balkenelementen modelliert.



Bild 5: Darstellung des ungedämpften FE-Modells der Wingbox [4]

Für die Beplankung der Wingbox werden dagegen Schalenelemente (CQUAD4) in der FE-Umgebung von MSC Nastran [9] verwendet. Die Elementauflösung beträgt 116 in Spannweitenrichtung, acht in Breitenrichtung, sowie vier Elemente in Höhenrichtung. Deck- und Kernschicht der CLD-Applikation setzen sich hingegen aus Volumenelementen (CHEXA) zusammen. Bei direkter Knotenverbindung der CHEXA und CQUAD4-Elementen würde die Grundstruktur mit den CLD-Schichten überlappen. Daher wurden die unteren Knoten der

CHEXA-Elemente entsprechend der nominalen Schichtdicke der Schalenelemente verschoben und die Knoten mittels Rigid Body-Elementen (RBE3) verbunden. Dadurch werden die Knoten-Verschiebungen der CQUAD-Elemente auf die CHEXA-Elemente übertragen. Darüber hinaus finden die Rotationsfreiheitsgrade der Schalenelemente keine Anbindung an die Volumenelemente. Allerdings ist dieser Modellierungsansatz im Bereich der niederfrequenten Biegeschwingungen mit geringen Neigungen dennoch geeignet. Die Materialeigenschaften der Wingbox sind in Tabelle 1 aufgelistet. Die Eigenfrequenzen der im Nachfolgenden betrachteten drei Biegeschwingungsformen liegen zwischen 1.4 und 6.5 Hz.

Tabelle 1: Materialeigenschaften der Wingbox

E-Modul [MPa]	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	Verlustfaktor [-]	Querkontraktionszahl [-]
70.000	2660	0,005	0,33

#### 4.2 Aufbau der Zielfunktion

Der in Bild 4 dargestellte Algorithmus wurde in Matlab R2020b programmiert. Innerhalb des NMGS-Verfahrens wird eine Zielfunktion aufgerufen, die auch gleichzeitig als Schnittstelle zwischen Matlab und MSC Nastran dient. Der prinzipielle Aufbau der Zielfunktion mit ihren Zwischenschritten ist in Bild 6 abgebildet.



Bild 6: Zwischenschritte zur Evaluierung der Zielfunktion

Der erste Schritt zur Auswertung der Zielfunktion besteht in der Umwandlung der Designvariablen in ein Nastran Bulk-Data-File (bdf). Mit dieser Datei wird ein äquivalentes FE-Modell erstellt und eine komplexe Eigenwertanalyse (SOL 107) durchgeführt. Allerdings kann es während der Optimierung aufgrund von Geometrieänderungen zu einer veränderten Reihenfolge der auftretenden Schwingungsformen und der zugehörigen modalen Verlustfaktoren kommen. Veränderte Masse- und Steifigkeitseigenschaften beeinflussen die Schwingungsformen in unterschiedlichem Maße. Die entsprechenden Eigenfrequenzen ändern sich ebenfalls unterschiedlich, sodass deren ursprüngliche Reihenfolge nicht zwangsläufig erhalten bleibt. Um mögliche Änderungen in der Reihenfolge von Eigenschwingungsformen im Laufe der Parameteroptimierung nachverfolgen zu können, wurde ein Prüfer des Modal Assurance Criteria (MAC) in die Berechnung integriert [10]. Dieser passt das Auslesen der modalen Verlustfaktoren an auftretende Umordnungen von

Eigenmoden an. Der MAC-Prüfer benötigt für die Überprüfung die Schwingungsformen der ungedämpften Wingbox, welche im Voraus bestimmt wurden.

### 4.3 Vereinfachungen und Randbedingungen

Wie in Gl. (1) und (2) gezeigt, ist viskoelastisches Materialverhalten frequenzabhängig und führt bei der Anwendung der FEM zu frequenzabhängigen Steifigkeitsmatrizen. Dies hat zur Folge, dass das Lösen des Eigenwertproblems iterativ erfolgen muss, weil die Differentialgleichung nicht direkt lösbar ist. Da ein iteratives Vorgehen jedoch sehr rechenintensiv ist, wurden für den Speichermodul und Verlustfaktor des viskoelastischen Materials konstante Eigenschaften angenommen. Die Massebeschränkung des Optimierungsproblems wurde auf  $m_{Grenz} = 0,1 \cdot m_{Flügel}$  gesetzt, die minimalen Schichtdicken auf  $h_{min} = 0,1 \text{ mm}$  und die maximalen Schichtdicken auf  $h_{max} = 300 \text{ mm}$  [4].

### 4.4 Optimierung verschiedener Biegemoden unter isothermen Bedingungen

Im Folgenden werden die optimalen Designkonfigurationen für die ersten drei Biegemoden der Wingbox unter isothermen Bedingungen ermittelt. Der Speichermodul des viskoelastischen Materials wurde dabei so gewählt, dass er dem Speichermodul einer Brombutyl-Kautschuk-Mischung im Bereich der Eigenfrequenzen aus Kap. 4.1 bei einer Reiseflug-Temperatur von  $-25 \text{ °C}$  entspricht [3]. Die übrigen Materialdaten des viskoelastischen Materials sind in Tabelle 2 ersichtlich. Die Deckschicht besitzt identische Materialeigenschaften wie die Wingbox.

Tabelle 2: Materialeigenschaften des viskoelastischen Materials

Speichermodul [MPa]	Dichte [ $\text{kg/m}^3$ ]	Verlustfaktor [-]	Querkontraktionszahl [-]
29,98	1250	0,4	0,499

Die mittels des NMGS bestimmten Ergebnisse der Dämpfungsoptimierung an der Wingbox unter isothermen Bedingungen sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Die ermittelten modalen Verlustfaktoren der optimierten Designkonfigurationen sind in normierter Form angegeben, wobei durch den Verlustfaktor des Materials der viskoelastischen Kernschicht dividiert wird

$$\bar{\eta} = \frac{\eta_r}{\tan \delta}. \quad (4)$$

Die betrachteten Schwingungsformen und die entsprechenden resultierenden Designkonfigurationen sind in Bild 7 dargestellt.

Tabelle 3: Ergebnisse der Optimierung unter isothermen Bedingungen nach [4]

Mode	Viskoel. Schicht [mm]	Deckschicht [mm]	Norm. Verlustfaktor [-]
1. Biegemode	68.70	55.67	0.0907
2. Biegemode	231.81	50.27	0.2156
3. Biegemode	300.00	37.01	0.2682

Die Elementverteilung von Deck- und Kernschicht folgt im Wesentlichen den Bereichen der betrachteten Biegemoden, bei denen die Krümmungen und damit die Verzerrungen in der Grundstruktur besonders groß sind. Dabei ist auffällig, dass die viskoelastische Schicht in allen Fällen dicker als die Deckschicht ist und nahe oder direkt am gesetzten geometrischen Limit liegt. Eine dicke viskoelastische Schicht führt zu einer geringeren Schubsteifigkeit des Materials und damit zu einer größeren Verformung. Anhand von Bild 7 ist jedoch auch zu erkennen, dass bei den Designkonfigurationen (e) und (f) einzelne Elementgruppen von Deck- und Kernschicht auf die Spitze der Wingbox gesetzt wurden, obwohl dort eine geringe Schubverformung der viskoelastischen Kernschicht und damit eine geringe Energiedissipation zu erwarten ist. Durch das Entfernen der entsprechenden Elementsegmente sinkt jedoch auch der modale Verlustfaktor. Werden stattdessen die Elemente etwa an ihren Schwerpunkten durch Punktmassen ersetzt, bleibt der modale Verlustfaktor nahezu gleich [4]. Daraus kann geschlossen werden, dass die an der Spitze der Wingbox angebrachten Elemente die Dämpfung indirekt durch Veränderung der Massenverteilung erhöhen. Infolgedessen verändert sich die Schwingungsform zu Gunsten einer höheren Schubverformung im viskoelastischen Material und der modale Verlustfaktor steigt.

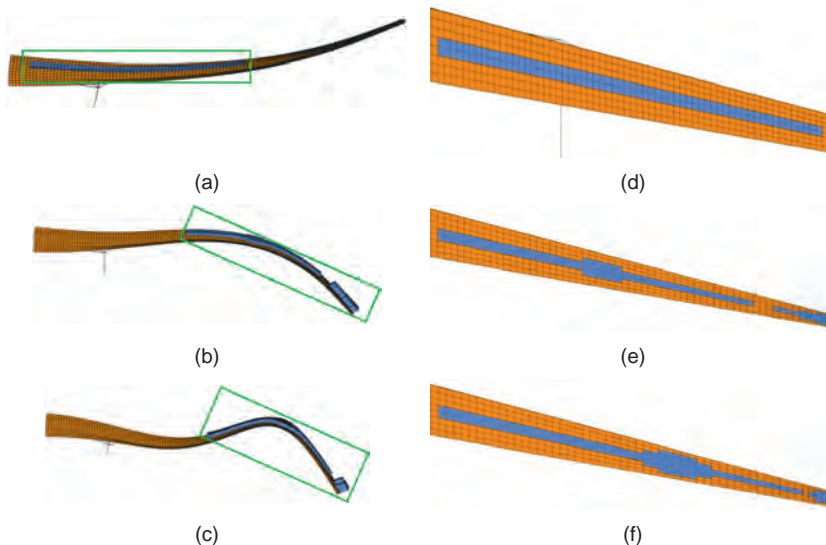


Bild 7: (a) - (c) 1. - 3. Biegeschwingsform der gedämpften Wingbox und (d) - (f) Ausschnitt der entsprechenden optimierten Designkonfigurationen in der Draufsicht nach [4]

Ebenfalls bemerkenswert sind die normalisierten Verlustfaktoren. Reale, hochdämpfende Elastomere kennzeichnen sich durch materialspezifische Verlustfaktoren von bis zu  $\tan \delta = 1$ . Ein solcher Wert würde in diesem Fall dazu führen, dass die 1. Biegemode mit einem Dämpfungsmaß von ca. 4.5 % gedämpft wird und die 2. bzw. 3. Biegemode Dämpfungsmaße von über 10 % aufweisen. Diese Werte sind im Hinblick auf passive Lastabminderung elastischer Flügel von Vorteil und würden das Potenzial bieten, in einer weiteren Designiteration die Grundstruktur des Flügelkastens leichter zu konstruieren. Unter Beachtung der aufzubringenden Schichtdicken erscheint das jedoch mit dem Ergebnis dieser ersten Studie nicht sinnvoll, da der Flügel infolge der CLD-Applikation (insbesondere für die zweite und dritte Biegemode) die aerodynamischen Voraussetzungen nicht mehr erfüllen wird. Dennoch sollen die Ergebnisse hier besprochen werden.

#### 4.5 Optimierung der 1. Biegemode unter verschiedenen thermischen Bedingungen

Neben den Optimierungen unter isothermen Bedingungen wird zudem eine Optimierung des modalen Verlustfaktors der ersten Biegemode bei zwei Temperaturen durchgeführt. Die Wahl der Temperaturen orientierte sich an den unterschiedlichen Bedingungen während eines

Fluges. Die Materialeigenschaften von Deckschicht und Wingbox ergeben sich aus Tabelle 1 und Tabelle 2. Der Speichermodul der viskoelastischen Kernschicht wurde hingegen mittels eines experimentell ermittelten Materialmodells bei Temperaturen von  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $E'(T_1) = 32,8\text{MPa}$ ) bzw.  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $E'(T_2) = 4,7\text{MPa}$ ) festgelegt. Der Verlustfaktor entspricht weiterhin dem aus Kap. 4.4. Da das optimierte Design für zwei Temperaturen ausgelegt wird, muss der Temperatureinfluss auch in der Zielfunktion berücksichtigt werden. Im betrachteten Fall entspricht die Zielgröße  $\eta_{r,ges}$  dem Mittelwert der einzelnen modalen Verlustfaktoren

$$\eta_{r,ges} = 0.5 \sum_{k=1}^2 \eta_1(T_k). \quad (5)$$

Die Berechnung des modalen Verlustfaktors muss daher bei jedem Aufruf der Zielfunktion zweimal durchgeführt werden, weshalb sich der Rechenaufwand für eine Optimierung verdoppelt. Die ermittelten Ergebnisse sind in Tabelle 4 zusammengefasst, das FE-Modell des optimierten Systems ist in Bild 8 zu sehen.

Tabelle 4: Ergebnisse der temperaturabhängigen Optimierung nach [4]

Mode	Viskoel. Schicht [mm]	Deckschicht [mm]	Norm. Verlustfaktor [-]
1. Biegemode	33.50	45.33	0.0706



Bild 8: Designkonfiguration nach der Optimierung bei verschiedenen Temperaturen [4]

Im Gegensatz zum Design der isothermen Betrachtung weist das Design der temperaturabhängigen Optimierung sowohl eine dünnere viskoelastische als auch eine dünnere Deckschicht auf. Dafür ist die Schicht länger und lokal breiter. Der Grund für die geometrische Veränderung liegt im niedrigen Speichermodul bei  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Die im Vergleich zu Kap. 4.4 reduzierte Materialsteifigkeit führt zu einer Schwächung der Schubsteifigkeit, die wiederum auf geometrischer Basis durch eine breitere und längere, dafür aber dünnere CLD-Applikation kompensiert wird.



## 5. Fazit und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Designoptimierung einer CLD-Applikation an einem Flügelkasten eines Transportflugzeugs durchgeführt. Für diesen Zweck wurde zunächst mit dem kombinierten NMGS-Verfahren ein Optimierungsalgorithmus entwickelt, der sowohl mit reellen als auch natürlichen Zahlen als Designparameter operieren kann. Unter Verwendung des Algorithmus wurde der modale Verlustfaktor ausgewählter Biegemoden unter isothermen und temperaturabhängigen Bedingungen maximiert. Dabei wurde gezeigt, dass das optimale Design abhängig von der Schwingungsform ist. Durch Anpassung der Zielfunktion kann die Designfindung auch unter gleichzeitiger Berücksichtigung mehrerer Schwingungsformen durchgeführt werden. Im Falle der Biegemoden sind Materialanhäufungen insbesondere in Bereichen mit starker Krümmung zu beobachten. Darüber hinaus ist die temperaturbedingte Steifigkeitsänderung des viskoelastischen Materials ein Faktor für das Design der CLD-Applikation. Eine wichtige Größe ist in diesem Zusammenhang die Schubsteifigkeit des viskoelastischen Materials. Während bei hohen Materialsteifigkeiten eine dicke aber schmale viskoelastische Schicht vorteilhaft ist, ist das Design bei einer geringen Materialsteifigkeit dünner, breiter und länger. Die ermittelten modalen Verlustfaktoren erscheinen für die Lastabminderung von Flügelschwingungen zunächst vielversprechend. Die Erhöhung der Dämpfung führt zu einer Verringerung dynamischer Verformungen im Falle transienter Belastungen, wodurch Potenzial für noch leichtere Entwürfe von Flügelkästen entsteht. Allerdings sind die vorgestellten Designvorschläge aus aerodynamischer Sicht in dieser Form nicht umsetzbar. Dennoch wurde gezeigt, dass modale Dämpfungsmaße von über 10 % erreichbar sind. Das ist trotz des relativ hohen Massezuwachs ein vielversprechendes Ergebnis, weil für den Optimierungsprozess eine Struktur repräsentativer Komplexität verwendet wurde.

Für ein fertigungsgerechtes Design müssen jedoch andere Konzepte zur Integration von CLD-Applikationen untersucht werden. Zum einen besteht eine Möglichkeit darin, sowohl die Ober- als auch Unterseite des Flügels als geometrische Basis für die Optimierung zu betrachten. Zum anderen sollte geprüft werden, ob die CLD-Applikation ebenfalls in das Innere der Wingbox verlegt werden kann. Besonders attraktiv erscheint in diesem Zusammenhang das Platzieren von viskoelastischem Material zwischen Holmen und Beplankung (d.h. Ober- und Unterschale des Flügelkastens). Dadurch würde die Beplankung als Deckschicht agieren und der ansonsten zusätzliche Massenanteil der Deckschicht entfallen. Hinsichtlich des Optimierungsverfahrens sollten sich die geometrischen und massespezifischen Randbedingungen in zukünftigen Untersuchungen enger an der praktischen Umsetzung orientieren. Außerdem ist zu überprüfen, ob sich die aufgestellte Bedingung der

symmetrischen Elementverteilungen um die Mittellachse des Flügels nachteilig auf die Ergebnisqualität auswirkt.

### Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen der Exzellenzstrategie des Bundes und der Länder – EXC 2163/1 - Sustainable and Energy Efficient Aviation – Projektnummer 390881007.

### Literatur

- [1] H. Brinson und L. Brinson, *Polymer engineering science and viscoelasticity. An introduction*, Springer, 2008.
- [2] A. Nashif, D. Jones und J. Henderson, *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, Inc., 1985.
- [3] M. Gröhlich, A. Lang, M. Böswald und J. Meier, „Viscoelastic damping design – Thermal impact on a constrained layer damping treatment,“ *Materials & Design*, Bd. 27, p. 109885, September 2021.
- [4] R. Bauer, „Viskoelastische Dämpfungsoptimierung von Flügelschwingungen,“ Masterarbeit, Universität Kassel, 2021.
- [5] K. Deep, K. Singh, M. Kansal und C. Mohan, „A real coded genetic algorithm for solving integer and mixed integer optimization problems,“ *Applied Mathematics and Computation*, Bd. 212, Nr. 2, pp. 505-518, 2009.
- [6] J. Nelder und R. Mead, „A Simplex Method for Function Minimization,“ *The Computer Journal*, Bd. 7, Nr. 4, p. 308–313, 1965.
- [7] M. Papageorgiou, M. Leibold und M. Buss, *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*, Berlin: Springer Vieweg, 2015.
- [8] P. Chootinan und A. Chen, „Constraint handling in genetic algorithms using a gradient-based repair method,“ *Computers & Operations Research*, Bd. 33, Nr. 8, pp. 2263-2281, 2006.
- [9] MSC Software, *MSC Nastran 2018 Reference Guide*, 2018.
- [10] M. Pastor, M. Binda und T. Harčarik, „Modal Assurance Criterion,“ *Procedia Engineering*, Bd. 48, pp. 543-548, 2012.

# Simulation von Geräusch und Vibration in komplexen Systemen mit realen Wälzlagern

**Dr. Hannes Grillenberger, Dr. Jonas Fischer,**  
Schaeffler Technologies AG & Co KG, Herzogenaurach

## Kurzfassung

Die Anforderungen an die akustische Güte von technischen Produkten rückt in jüngster Zeit immer stärker in den Vordergrund. Dies gilt z.B. in der Elektromobilität, wo die Schallabstrahlung von Antriebsstrangkomponenten im Fokus steht, da überdeckende Geräusche des Verbrennungsmotors fehlen. Jedoch auch für andere Anwendungsbereiche wie Getriebe in Windkraftanlagen, Generatoren oder in Bahnanwendungen wird das Engineering von Geräuschen immer bedeutsamer.

Die im Beitrag vorgestellte Auslegungsmethode basiert auf elastischer Mehrkörpersimulation des Gesamtsystems und einer genauen Berechnung der Lagersteifigkeit zu jedem Zeitpunkt auch unter Beachtung von Abweichungen von der idealen Geometrie. Dadurch können sowohl Übertragungen von Schwingungen durch Wälzlager als auch deren Anregungen in die Simulation mit einfließen. Dies ist gegensätzlich zum typischen Vorgehen, bei dem Anregung und Systemdynamik getrennt in hierfür spezialisierten Programmen berechnet und anschließend zusammengeführt, und dadurch Wechselwirkungen vernachlässigt werden.

Im Beitrag wird neben Validierungsschritten für die einzelnen Simulationsansätze anhand praktischer Beispiele gezeigt, wie die Lageranregung in Systemen simuliert werden kann und welchen Einfluss das System auf die resultierenden Schwingungen hat. Weiterhin wird der hier vorgestellte Ansatz den üblichen Berechnungsmethoden, wie der getrennten Berechnung, gegenübergestellt um Stärken, Schwächen und Anwendungsgrenzen aufzuzeigen.

## 1. Motivation

Hohe akustische Qualität rückt sowohl in der Elektromobilität als auch in anderen Bereichen wie bei Getrieben von Windanlagen, Bahnanwendungen oder Generatoren immer stärker in den Fokus. Fehlt in Automobilanwendungen der Verbrennungsmotor, treten andere Geräusche in den Vordergrund, da sie nicht mehr von den Geräuschen des Motors maskiert werden.

Um diesen Anforderungen Rechnung zu tragen ist eine verbesserte Auslegung aller Bauteile und des Gesamtsystems bezüglich des akustischen Verhaltens essenziell. Das Wälzlager spielt bei diesen Betrachtungen zwei Rollen. In der ‚passiven‘ Rolle wirkt es mit seiner mittle-

ren Steifigkeit auf Systemresonanzen und Vibrationsleitung ein. Geräusche, die innerhalb des Lagers entstehen, sind in der ‚aktiven‘ Rolle zu sehen. Hierzu zählen beispielsweise VC-Schwingungen (engl. Variable Compliance) aufgrund der Rotation oder Abweichungen von der idealen Geometrie, aber auch käfiginduzierte Geräusche. Um diese Effekte und deren Wechselwirkung im Rahmen des Gesamtsystems bewerten zu können, ist eine Berechnung beider Effekte innerhalb derselben Simulationsumgebung unabdingbar. Hierbei geht es beispielsweise um die Optimierung der Lageranregungen durch Toleranzabweichungen oder die akustische Bewertung von Schädigungen – insbesondere, ob sie im Gesamtsystem relevant sind. Eine andere mögliche Fragestellung ist die Detektierbarkeit von Lagerschäden im Gesamtsystem inklusive aller beeinflussenden Vibrationen und der damit verbundenen Zustandüberwachung. Durch die Vielzahl an einzelnen Effekten, die auch in Kombination auftreten können, ist eine effiziente Entwicklung nur mit Tests ohne Simulation nicht zu bewerkstelligen. Mit dem in diesem Artikel vorgestellten Verfahren ist es möglich, sowohl die interne Lageranregung als auch die komplette Systemdynamik inklusive aller Transferpfade zu berücksichtigen. Dies ist in getrennten Simulationen von Einzellager und System nicht zu bewerkstelligen.

## 2. Theoretische Grundlagen

Eine genaue Auslegung von Wälzlagern bezüglich ihres akustischen Verhaltens in ihrer mechanischen Umgebung kann nur in einer integrierten Simulation erfolgen.

Allerdings lassen sich auch einige Fragestellungen einzeln untersuchen. Beispielsweise kann die interne Anregung aufgrund von VC-Schwingungen (engl. Variable Compliance) in einer quasistatischen Untersuchung bewertet werden [5] – insbesondere, wenn vergleichende Untersuchungen im Fokus stehen. VC-Schwingungen entstehen aufgrund der unterschiedlichen Anzahl an Wälzkörpern in der Lastzone während der Rotation. Dabei wird die äußere Last unterschiedlich stark unterstützt und die Einfederung des Lagers variiert. Deshalb emittieren auch geometrisch ideale Lager Geräusche, außer bei ideal axialer Belastung (wenn das Lager für diese Belastung ausgelegt ist), da in diesem Fall die Lastzone symmetrisch ist. Eine über die Lagerrotation variierende Einfederung kann auch durch Abweichungen von der Idealgeometrie entstehen. Hierbei können entweder durch globale Abweichungen die einzelnen Kontaktpunkte verschoben werden, zum Beispiel Welligkeiten auf Laufbahnen oder Wälzkörpern, oder die Kontaktsteifigkeit durch lokale Abweichungen verändert werden. Beides wirkt sich auf die Gesamt-Einfederung des Lagers aus und wird ‚von außen‘ ebenfalls als VC wahrgenommen. Die VC-Schwingungen treten mit den Frequenzen der Symmetrie des Lagers inklusive aller Abweichungen zur äußeren Last auf – typischer Weise sind das die aus einfachen geometrischen Betrachtungen bekannten Überrollfrequenzen [6] inklusive Modulationen. Eine genaue Bestimmung der Amplituden, der Modulationen und Seitenbänder sowie höheren Har-

monischen ist nur durch eine genaue Simulation berechenbar. Ist hierbei die Systemdynamik – also Systemresonanzen oder auch transiente Phänomene – wichtig, muss eine Co-Simulation mit der internen Lageranregung durchgeführt werden.

### 3. Verwendete Tools: Simpla, Bearinx und Caba3D

Als Lager- und Komponentenlieferant bietet die Schaeffler Technologies AG & Co KG eine Vielzahl in-house entwickelter Softwaretools mit Schwerpunkt der Lagerauslegung selbst und der von Getriebesystemen [6] an.

Vier der Werkzeuge, Telos, Caba3D [10], Bearinx [8,9] und Simpla [3,4] sind in der Bearinx Simulation Suite [12] zusammengefasst. Sie zielen darauf ab, die Komplexität im Auslegungsprozess wälzgelagerter technischer Systeme zu beherrschen und eine optimale Unterstützung der Kunden zu gewährleisten. All diese Werkzeuge sind über Schnittstellen miteinander verbunden.

Die Bearinx Simulation Suite ermöglicht es, Lager und Systeme in verschiedenen Detaillierungsgraden zu analysieren. An der Basis erlaubt das Programm Telos eine tiefgehende Analyse einzelner Wälz- und Gleitkontakte. Caba3D eignet sich zur Betrachtung dynamischer Effekte auf Lageebene, wie Wälzlagerdynamik oder Käfigschwingungen. Um das quasistatische Verhalten in einem weiten Bereich vom Einzellager bis zum komplexen Antriebsstrang zu analysieren und optimale Lager für technische Systeme auszuwählen, ist Bearinx die richtige Wahl. Simpla ermöglicht die Untersuchung von dynamischen Effekten auf Systemebene.

Simpla kombiniert die detaillierten und spezialisierten Lagersimulationsfähigkeiten von Bearinx mit dem kommerziellen Mehrkörpersystem (MKS) Solver Simcenter Samcef. Es besteht aus einem Pre- und Postprozessor (Abbildung 1).



Bild 1: Simpla Workflows und Schnittstellen

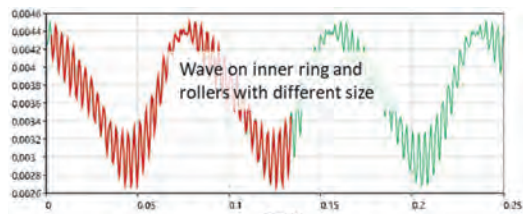


Bild 2: Zeitsignal der Lagerverlagerung, berechnet mit Bearinx (grün) und Simpla (rot)

Um die Modellerstellung so einfach und robust wie möglich zu gestalten, gibt es in Simpla eine Vielzahl von Automatisierungen und Schnittstellen, um beispielsweise die in Bearinx modellierte Getriebesysteme automatisch in dynamische Simulationen zu integrieren oder auch um Finite-Elemente-Netze aus Ansys oder Abaqus einzubinden. Damit kann das dynamische Verhalten elastischer Strukturen in der elastischen MKS-Simulationen berücksichtigt werden.

Der Simpla Postprozessor ist auf die Analyse von Schwingungsergebnissen, Akustik und Stabilität mit verschiedenen Funktionalitäten zugeschnitten.

#### 4. Umsetzung Systemsimulation (Schnittstelle / Verifizierung)

In jedem Zeitschritt werden in der transienten Analyse nicht nur translatorische und rotatorische Relativverschiebungen des Lagers vom MKS-Solver an Bearinx übergeben, sondern auch der relative Lagerrotationswinkel. Dadurch ist die Stellung des Wälzkörpersatzes in der Lagerberechnung für Bearinx bekannt und der

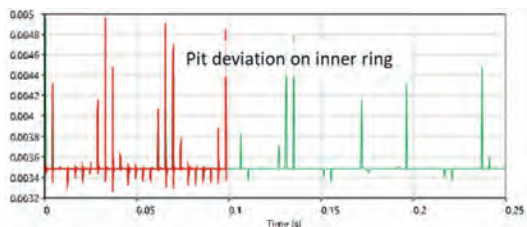


Bild 3: Frequenzsignal der Lager-verlagerung, berechnet mit Bearinx (grün) und Simpla (rot).

Einfluss von Abweichungen von der idealen Geometrie kann dort berücksichtigt werden. Aus den Verschiebungen berechnet Bearinx Lagerkräfte, Momente und die Tangentensteifigkeitsmatrix die an den MKS-Solver zurückgegeben werden.

In den Abbildungen 2 und 3 sind die Simulation mit dem für kinematische Geräuschsimulationen validierten Programm Bearinx und der elastischen MKS aus Simpla für einen quasistatischen Lastfall abgebildet. Die Bilder zeigen die Simulationen eines Lagers mit unterschiedlichen Abweichungen von der idealen Geometrie und sind in sehr guter Übereinstimmung. Zur besseren Darstellung ist das Signal der elastischen MKS kürzer dargestellt.

#### 5. Validierungsbeispiele

In diesem Artikel werden zwei Beispiele zur Validierung der elastischen Mehrkörpersimulation mit variierender Lagersteifigkeit aufgrund von Abweichungen von der idealen Lagergeometrie vorgestellt: Ein Geräuschprüfstand analog zu ISO15242 [7] für radiale Lagerbelastungen und eine komplettes Achsgetriebesystem.

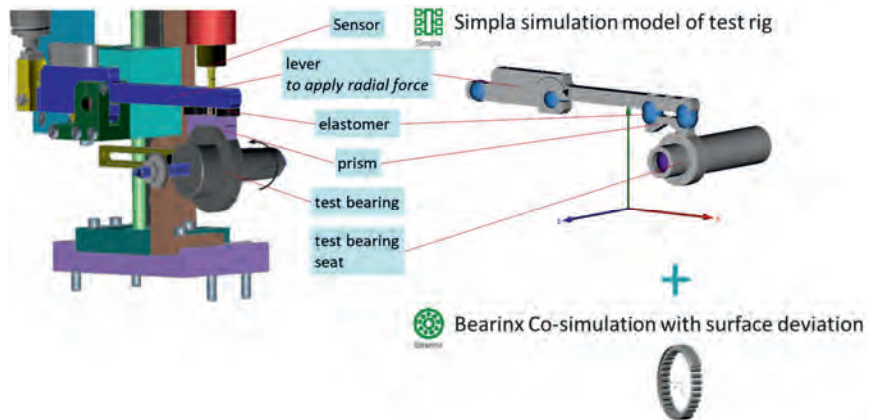


Bild 4: Validierungsbeispiel der elastischen MKS mit Simpla anhand eines Prüfstands.

Links ist eine CAD-Zeichnung dargestellt – rechts die Umsetzung in der MKS.

## 5.1 Geräuschprüfstand

Abbildung 4 zeigt ein CAD-Modell des Prüfstands sowie die Umsetzung in der elastischen MKS. Das Testlager sitzt auf der Prüfwelle und wird radial mit der Prüflast beaufschlagt. Diese wird mit einem Hebelarm über ein Elastomerelagertes Prisma eingeleitet. Ein Beschleunigungssensor ist ebenfalls von oben auf den Außenring des Testlagers angedrückt. Als Testlager fungiert ein Radialzylinderrollenlager mit einem Innendurchmesser von 30 mm, einem Außendurchmesser von 62 mm und einer Breite von 20 mm.

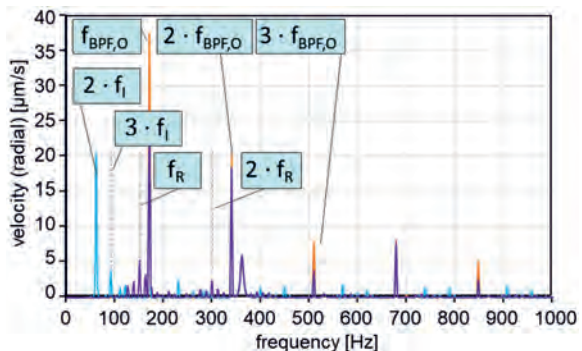


Bild 5: Simulation des Vibrationsspektrums des Testlagers mit real gemessenen Abweichungen von der Idealen Geometrie. Die Beiträge der einzelnen Komponenten sind farblich hinterlegt. So kann in der Simulation von Beiträgen zum Außenring (orange), des Innenringprofils (hellblau) und der Wälzkörper (lila) unterschieden werden.

Werden in der Simulation realgemessene Welligkeitsschriebe als Abweichungen von der idealen Wälzlagergeometrie auf die Laufbahnen und Mantelflächen aufgebracht, kann ein Vibrationsignal wie in Abbildung 5 berechnet werden. Da dies ein Simulationssignal ist, kann durch mehrere Simulationen mit nur einer Teilmenge der Abweichungen leicht herausgefunden werden, wie Abweichung und Signal-Antwort zusammenhängen. Somit ist eine Auslegung – und mit den in der Simpla vorhandenen Optimierungsalgorithmen – und auch eine Optimierung nahezu komplett automatisiert möglich.

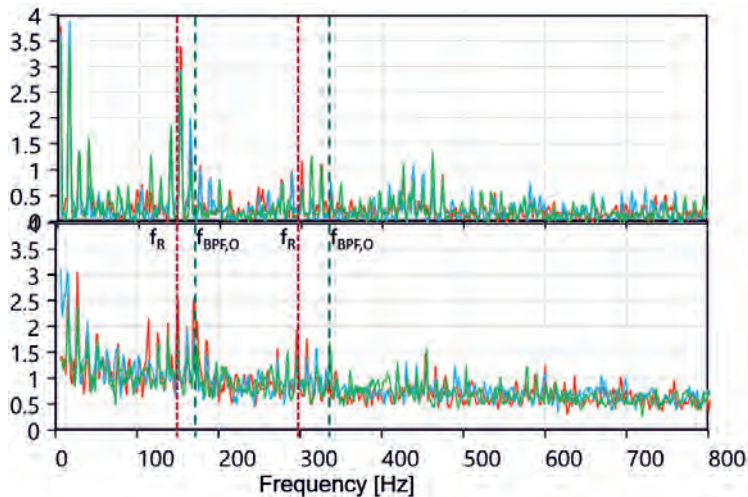


Bild 6: Simulation (oben) und Messung (unten) des Beschleunigungsvibrationsspektrums des Lagers aus Abbildung 5 mit einer zusätzlichen Schlagstelle auf einem Wälzkörper.

Abbildung 6 zeigt das simulierte (oben) und gemessene (unten) Beschleunigungs-Vibrations-signal für ein Lager in dem zusätzlich noch eine Schlagstelle auf einem Wälzkörper aufgebracht worden ist. Wie für rein radial belastete Lager typisch sind drei Messungen / Simulationen mit um je 120° verdrehtem Außenring durchgeführt worden, um mit der aufgrund der radialen Belastung begrenzten Lastzone die komplette Außenringlaufbahn testen zu können. Die Abbildung zeigt, dass die Signalamplituden von Simulation und Messung auf demselben Niveau liegen. Ebenfalls sind in beiden Signalen die Features der Überrollfrequenzen (Wälzkörperradialfrequenz  $f_R$ , Außenringüberrollfrequenz  $f_{BPf,O}$  und die hochfrequente Modulation der Satzrotationsfrequenz) gut zu erkennen.



Die simulierten Signale scheinen ein besseres Signal-zu-Rausch-Verhältnis zu haben – dies kann an der Modellierung der Abweichungen oder an der idealisierten Randbedingungen (idealer Wellenlauf, ideale Anbindung des Hebelarms ...) liegen. Nichtsdestotrotz ist damit gezeigt, dass mit der Simulation die Messung gut nachgebildet werden kann. Die Simulation kann für die Fragestellungen der akustischen Simulation von geometrisch nicht idealen Lagern in mechanischen Systemen als validiert gelten.

## 5.2. Beispiel E-Achse

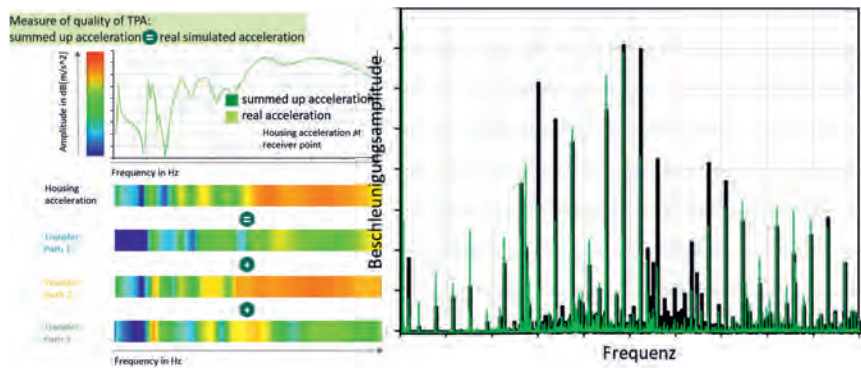
Als ein komplexes Beispiel wird ein integriertes Achsgetriebe aus der Elektromobilität vorgestellt. Insbesondere werden hier die Fragen untersucht, welche Abweichungen sich akustisch wie stark auf betrachtete Auswertepunkt auf der Gehäuseglocke auswirken und über welche Transferpfade diese geleitet werden.

Im Getriebe werden die Schwingungen, die durch die Lagerabweichungen entstehen über verschiedene Lagerstellen zu Koppelpunkten zwischen Gehäuse und Fahrzeugrahmen übertragen. Um zu analysieren, welches die maßgeblichen Übertragungspfade sind, können Methoden der Transferpfadanalyse (TPA) genutzt werden [2, 3]. In Simpla ist es möglich die klassische TPA zu nutzen. Hierbei wird das System in eine passive Seite (Gehäuse) und eine aktive Seite (Seite der Anregungen) unterteilt und die einzelnen Transferpfade selektiert. Auf der passiven Seite können die Übertragungsfunktionen der Beschleunigungen bis zum Messpunkt im Frequenzbereich mittels harmonischer Analyse berechnet werden.

Für die einzelnen Übertragungspfade werden die Schnittkräfte zwischen aktiver und passiver Seite bei konstanter Drehzahl mit einer transienten Simulation ermittelt. Anschließend werden sie mit einer komplexen Fouriertransformation vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert. Die Schnittkräfte werden mit den Übertragungsfunktionen multipliziert, so dass sich für jeden Pfad die übertragenden Beschleunigungen über der Frequenz ergeben. Phasenrichtig über alle Pfade aufsummiert, lässt sich daraus das Gesamtsignal am Auswertepunkt synthetisieren. Durch diese Vorgehensweise können die einzelnen Transferpfade analysiert und gegebenenfalls angepasst werden, um die Vibrationen an den Auswertepunkten zu minimieren.



Bild 7: Beispiel eines integrierten Achsgetriebes aus der Elektromobilität



Die akustischen Effekte, die durch Abweichungen im Lager angeregt und durch die Struktur transferiert werden, können mit der TPA ebenfalls analysiert werden. Maximale Schadensgrößen oder maximale Toleranzen können so auf ihre Wirksamkeit und Detektierbarkeit definiert und optimiert werden.

Abbildung 9 zeigt die Schwingungsamplituden, die für einen Auswertepunkt am Getriebegehäuse in Richtung der Oberflächennormalen simuliert worden sind. Neben der Anregung durch Zahneingriffe im Getriebe erfolgt eine zusätzliche Anregung durch einen Aufwurf, der in das Hauptlager – in seiner Größe teilweise unrealistisch – synthetisch eingebracht wird. Dabei zeigt sich, dass mit zunehmender Aufwurf-Höhe ein maßgeblicher Anteil der Schwingungen über den Transferpfad des Hauptlagers zum Auswertepunkt übertragen wird und der Beitrag der anderen Transferpfade abnimmt.

Aus den unterschiedlichen Darstellungen als Spektrum (Abbildung 9, links), als Terzbandspektrum (mitte) und als prozentuale Abweichung der verschiedenen Terzbänder zum jeweiligen Originalband ohne Laufbahnabweichung, aufgetragen über der Aufwurf-Höhe (rechts), wird ersichtlich, dass eine akustische Auffälligkeit für Aufwurf-Höhen unter  $15 \mu\text{m}$  ausgeschlossen werden kann. Dies gilt für diese bestimmte Lagerstelle, Vibrationsrichtung, Betriebsbedingung und Lagergeometrie und ebenfalls nur für eine akustische Auffälligkeit. Bezüglich Lebensdauer, Reibung oder anderen Performance-Größen ist hier keine Aussage enthalten. Aufgrund des hohen Automatisierungsgrades ist es allerdings möglich, eine komplette Auslegung – auch für eine Vielzahl von Abweichungskriterien, deren Kombination, Geometrievariationen oder Betriebsbedingungen – in annehmbarer Zeit durchzuführen. Somit sind Detektionsgrenzen für Schäden und Toleranzvorgaben direkt ableitbar und das Gesamtsystem kann bezüglich seines akustischen Verhaltens optimiert werden.

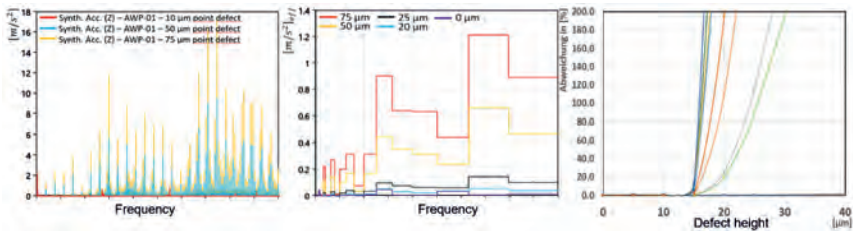


Bild 9: Berechnetes Spektrum der Schwingungsamplitude an einem Auswertepunkt auf der Gehäuseoberfläche für unterschiedliche Aufwurf-Höhen in einem Hauptlager.

Links: Spektrum, Mitte: Terzbänder, Rechts: Relative Abweichung der Terzbänder.

## 6. Zusammenfassung

Geräusche und Vibrationen werden bei der Auslegung von Maschinen immer wichtiger. Das Wälzlager spielt bei der Geräuschenstehung und -weiterleitung zwei wichtige Rollen und muss daher in der Auslegung sehr genau betrachtet werden. Einerseits wirkt das Wälzlager mit seiner (während der Rotation) mittleren Steifigkeit auf Systemresonanzen ein und eine Betrachtung des Gesamtsystems ist daher von Nöten. Andererseits können Geräusche innerhalb des Lagers entstehen – wie beispielsweise VC-Schwingungen (engl. Variable Compliance), die sich aus der variierenden Steifigkeit des Lagers während der Rotation ergeben. Eine gekoppelte Simulation des Systems mit der lagerinternen Geräuschanregung ist für eine ganzheitliche Optimierung des Lagers und der gesamten Maschine hinsichtlich ihres akustischen Verhaltens essenziell.

Mit der von Schaeffler Technologies entwickelten Co-Simulation des Lagerinneren mit der Schaeffler Software Bearinx und der Systemsimulation mit dem kommerziellen elastischen Mehrkörpersimulations-Solver Simcenter Samcef kann diese ganzheitliche Simulation weitgehend automatisiert durchgeführt werden. Anhand der im Beitrag aufgeführten Validierungsbeispiele des Lagerprüfstands und eines Achsgetriebes aus der Elektromobilität werden die Möglichkeiten dieses Ansatzes demonstriert. Gemessene und simulierte Vibrationssignale des Prüfstands sind in sehr guter Übereinstimmung. Des Weiteren können mit Hilfe einer Transferpfadanalyse die einzelnen Beitrags-Leister zur Vibration analysiert werden, wie am Beispiel des Achsgetriebes gezeigt. Durch automatisierte Variationsrechnungen können nun Toleranz- und Detektionsgrenzen für lagerinterne Fertigungsabweichungen oder mögliche Schädigungen sowie Parameter für die Zustandsüberwachung ermittelt und optimiert werden.

## 7. Literatur

- [1] Maarten V. van der Seijs, Dennis de Klerk, Daniel J. Rixen; General framework for transfer path analysis: History, theory and classification of techniques; Mechanical Systems and Signal Processing; Volumes 68–69; 2016; Pages 217-244,
- [2] D. de Klerk, D.J. Rixen; Component transfer path analysis method with compensation for test bench dynamics; Mechanical Systems and Signal Processing; Volume 24; Issue 6; 2010; Pages 1693-1710
- [3] J. Fischer et al. New methods to simulate NVH of gearboxes with planetary stages; Antriebstechnisches Kolloquium (ATK), 2021
- [4] Kurch et al.: Integrierter Simulationsprozess zur akustischen Bewertung von Getrieben für elektrische Antriebsachsen; Antriebstechnisches Kolloquium (ATK), 17, 2017
- [5] H. Grillenberger; Wälzlagergeräuschberechnung im quasistatischen Regime; VDI Gleit-Wälzlagertagung 2021
- [6] VDI Richtlinie 3832: Körperschallmessung zur Zustandsbeurteilung von Wälzlagern in Maschinen und Anlagen: Verein Deutscher Ingenieure; 2013; ICS 1.140.20,21.100.20;
- [7] ISO 15242-1: 2015: Rolling bearings - Measuring methods for vibration - Part 1: Fundamentals; ISO 15242-1:2015(E)
- [8] Wälzlagerkatalog HR1; Schaeffler Technologies AG & Co. KG; 2019;
- [9] [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/brochure/downloads\\_1/pbb\\_de\\_de.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pbb_de_de.pdf)
- [10] [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/brochure/downloads\\_1/pca\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pca_de_en.pdf)
- [11] Vlasenko, D., Hahn, B.: Modeling of Elastic Cages in the Rolling Bearing Multi-Body-Tool Caba3D; In: Kecskeméthy, A., Geu Flores, F.: Multibody Dynamics 2019, Springer International Publishing, Cham, 2019
- [12] Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Bearinx High-Level Bearing design. [https://www.schaeffler.de/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/brochure/downloads\\_1/pbb\\_de\\_en.pdf](https://www.schaeffler.de/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/pbb_de_en.pdf), 2020





# Räumlich aufgelöste Wälzlagermodellierung für die elastische Mehrkörpersimulation

Dipl.-Ing. **Sascha Noack**, Dipl.-Ing. **Manuel Andersch**,  
Prof. Dr.-Ing. **Michael Beitelschmidt**, Professur für Dynamik und  
Mechanismentechnik, Institut für Festkörpermechanik,  
Technische Universität Dresden

Diese Untersuchung wurde finanziert durch ALSTOM

## Kurzfassung

Im vorliegenden Beitrag wird zu Beginn der Stand der Technik der Wälzlagermodellierung in der Mehrkörpersimulation erläutert. Anschließend wird auf die analytische Berechnung der Wälzlagersteifigkeit in Kegelrollenlagern, wie sie auch im SIMPACK-Kraftelement ROLLING BEARING umgesetzt ist, eingegangen. Es werden Möglichkeiten der Kopplung von Masterfreiheitsgraden mit den Lageraufläufen für ein räumlich aufgelöstes Wälzlagermodell diskutiert und eine Variante mit verformbarer Kopplung der Nebenfreiheitsgrade auf den Lagerinnenflächen im Bereich eines Wälzkörperabschnitts als Vorzugsvariante identifiziert. Anhand eines Referenzmodells wird die grundsätzliche Funktionalität und Plausibilität des Wälzlagermodells nachgewiesen. Die detaillierte Abbildung des Kegelrollenlagers wird für das praktische Beispiel eines Schienenfahrzeugantriebsstrangs getestet. Es ergeben sich plausible Unterschiede zwischen den Modellvarianten des Standes der Technik und dem neuartigen Modell. Allerdings kann mit dem aufwendigen Lagermodell keine Annäherung an Messergebnisse erreicht werden, was auf die Abbildung des Zahnradgrundkörpers auf der Hohlwelle als starrer Körper zurückgeführt wird.

## 1. Einleitung

In modernen Schienenfahrzeugen für den Passagierverkehr wird häufig das Triebzugkonzept angewendet, bei dem sich angetriebene Drehgestelle unmittelbar unter dem Fahrgastraum befinden. Der Körperschalleintrag aus dem Antriebssystem in den Wagenkasten kennzeichnet in hohem Maße das wahrgenommene Innenraumgeräusch. An der PROFESSUR FÜR DYNAMIK UND MECHANISMENTECHNIK der TU DRESDEN werden in Kooperation mit ALSTOM Methoden entwickelt, welche die Körperschallentstehung sowie deren Weiterleitung unter

Anwendung der elastischen Mehrkörpersimulation (EMKS) beschreiben [1]. Ein Vorteil der EMKS im Vergleich zur FEM (Finite-Elemente-Methode) liegt in der recheneffizienten Simulation im Zeitbereich, die auch die Berücksichtigung von nichtlinearen Modellelementen zulässt. Die Modelle werden in der MKS-Software SIMPACK in Form eines Modellbaukastens aufgebaut. Ein positiver Aspekt der dabei eingesetzten Substrukturierung in viele kleine Einzelmodelle ist die Modularität des Gesamtmodells, die den Austausch von Komponenten vereinfacht. Dieses Vorgehen erlaubt auch die stufenweise Erhöhung des Detaillierungsgrades einzelner Modellelemente [2]. Neben der Darstellung des elastischen Verformungsverhaltens körperschallführender Körper ist für die korrekte Berechnung des Körperschalls in der EMKS die Modellierung der relevanten Anregungsmechanismen und eine Überprüfung der Notwendigkeit der Erweiterung der Modellierungstiefe um komplexere nichtlineare, räumlich aufgelöste Kraftkoppellemente durchzuführen.

## 2. Modellbildung von Wälzlagern in der Mehrkörpersimulation

Die Modellbildung einer Wälzlagerung in der MKS kann auf verschiedenen Wegen realisiert werden. Grundlegend ist bisher jedoch immer die Kopplung von Knoten der Welle und des Gehäuses im Lagermittelpunkt (Punkt-zu-Punkt-Kopplung). Die Lagersteifigkeiten, wie sie in Bild 1 visualisiert werden, müssen üblicherweise mithilfe von externen Programmen bestimmt oder Katalogen entnommen werden.

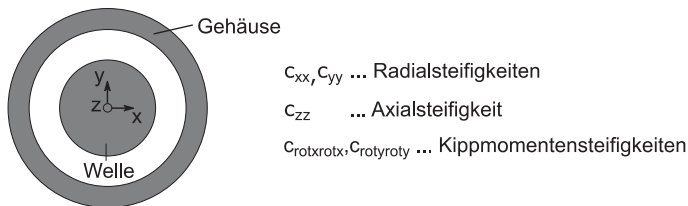


Bild 1: Veranschaulichung der Lagersteifigkeiten

Im Folgenden werden die gebräuchlichen Wälzlagerdarstellungsmöglichkeiten erläutert. Über lineare Feder Elemente kann jeweils eine translatorische oder rotatorische Steifigkeit zwischen den Bauteilen definiert werden. Durch übereinanderlegen mehrerer dieser Elemente können Steifigkeiten für die fünf relevanten Freiheitsgrade festgelegt werden. Dies entspricht der Hauptdiagonalen der Matrix (1).



$$c = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & c_{xz} & c_{xrotx} & c_{xroty} \\ c_{yx} & c_{yy} & c_{yz} & c_{yrotx} & c_{yroty} \\ c_{zx} & c_{zy} & c_{zz} & c_{zrotx} & c_{zroty} \\ c_{rotxx} & c_{rotxy} & c_{rotxz} & c_{rotxrotx} & c_{rotxroty} \\ c_{rotyx} & c_{rotyy} & c_{rotyz} & c_{rotyrotx} & c_{rotyroty} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Neben der Hauptdiagonalen können über eine lineare Steifigkeitsmatrizen auch die Koppelterme der Matrix (1) für die Lagerungsdarstellung genutzt werden. Diese Koppelterme entstehen beispielsweise dadurch, dass eine Kraft in radialer Richtung (x-Richtung) zusätzlich zur Verformung in x-Richtung eine Verformung in axialer Richtung (z-Richtung) hervorrufen kann.

Der Nachteil der Lagerungsdarstellung über konstante Steifigkeitswerte mittels linearer Federelemente oder Steifigkeitsmatrizen liegt darin, dass die Werte nur für einen Betriebspunkt gültig sind. Steifigkeitswerte gelten nur für einen Belastungszustand, da die Kraft-Verformungsbeziehung eines Lagers nichtlinear ist. Das Bild 2 versucht den Unterschied zwischen Tangentensteifigkeit  $c_{BT} = \Delta F_{BT} / \Delta u_{BT}$  und Absolutsteifigkeit  $c_B = F_B / u_B$  aufzuzeigen. Für die Bestimmung von Eigenfrequenzen und Eigenwerten im Betriebspunkt stellt die Verwendung der Tangentensteifigkeit kein Problem dar. Soll die Verlagerung im Wälzlager ausgehend von einem unverformten Zustand berechnet werden, wird der Verformungszustand im Betriebspunkt unter Nutzung der Tangentensteifigkeit  $c_{BT}$  nicht erreicht. Das Lagermodell verhält sich somit zu steif. Durch übereinanderlegen nichtlinearer Kraftelemente, für die ein Kraft-Verschiebungskennlinie hinterlegt werden kann, können diese Effekte korrekt dargestellt werden. Zusätzlich kann mit dieser Modellierungsmethode auch Lagerspiel abgebildet werden.

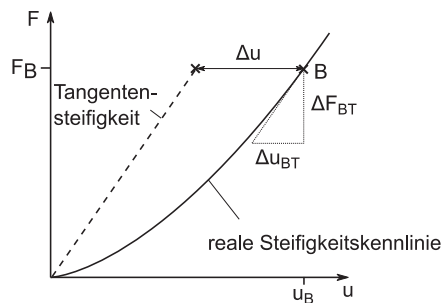


Bild 2: Unterschied Tangentensteifigkeit und Absolutsteifigkeit

Soll neben der nichtlinearen Steifigkeit auch der Einfluss der Freiheitsgrade untereinander durch die Koppelsteifigkeit berücksichtigt werden, bietet sich für Mehrkörpersimulationen die Verwendung der BEARINX-MAP-Technologie der Firma SCHAEFFLER an [3]. Dabei werden die durch das Unternehmen berechneten Kraft-Verschiebungsbeziehungen als Kennfelder hinterlegt und während der Simulation ausgelesen. Nachteilig an dieser sehr genauen Darstellung der Steifigkeit der Wälzlager ist die für einen Anwendungsfall um den Faktor 20 erhöhte Rechenzeit [4].

Als weitere Darstellungsmöglichkeit steht das SIMPACK-Kraftelement ROLLING BEARING zur Verfügung. Dieses berechnet die Wälzlagersteifigkeiten entsprechend der DIN26281 [5] auf Basis der Makro- und Mikrogeometrie quasistatisch analytisch. Im Folgenden soll die analytische Berechnung des für die Anwendung im Schienenfahrzeugantriebsstrang besonders wichtigen Kegelrollenlagers näher erläutert werden.

### 3. Analytische Berechnung der Wälzlagersteifigkeit am Beispiel des Kegelrollenlagers

Im Gegensatz zu der Annäherung zweier allseitig gekrümmter Körper (Punktberührung) liegt nach HERTZ für die im Kegelrollenlager im Kontakt Wälzkörper-Lagerring vorliegende Linienberührung keine geschlossen analytische Herleitung für die Berechnung der Annäherung unter Last vor [6]. An der theoretischen Herleitung bzw. Ableitung einer Vorschrift aus Versuchen für die Annäherung von Zylinderachsen in Kraftrichtung versuchten sich jedoch zahlreiche andere Autoren. Eine übersichtliche Zusammenfassung findet sich in [7]. Häufig wird ein einfacher Potenzzusammenhang zwischen Kraft und Annäherung abgeleitet. Eingang in die DIN26281 fand der Zusammenhang nach Lundberg [8]:

$$F = c_L \cdot \delta^{\frac{10}{9}} \text{ wobei } c_L = 35948 \cdot L_{we}^{8/9} \quad (2)$$

Dabei bezeichnet  $L_{we}$  die effektive, profilierte Wälzkörperlänge, wie sie anschaulich im Bild dargestellt wird,  $\delta$  die Annäherung der Zylinder und  $c_L$  Federzahl.

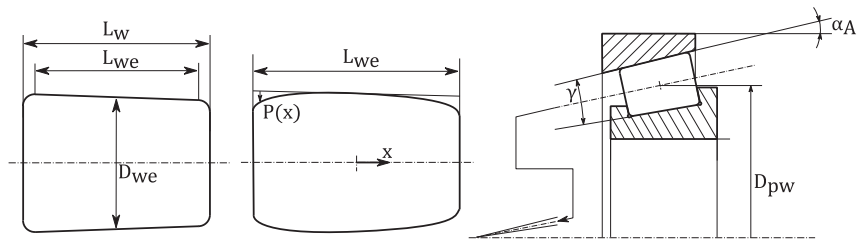


Bild 3: Bemesseter Wälzkörper, skalierte Profilierungsfunktion und weitere Lagerhauptaabmessungen

Genau kegelförmige Rollen würden an den Rollenden Spannungsspitzen erzeugen, da die Wälzkörperstirnseite nur an einer Seite durch das Material der Rolle abgestützt ist [9]. Um die Lebensdauer von Lagern durch ein Herabsetzen der maximal auftretenden Druckspannung zu erhöhen, werden die Wälzkörper üblicherweise profiliert. Eine logarithmische Profilierungsfunktion  $P(x)$  für Kegelrollenlager (3) lässt sich der DIN26281 entnehmen. Die Vermessung eines Wälzkörpers hat gezeigt, dass die Wälzlagerhersteller davon abweichende, für bestimmte Belastungsszenarien optimierte Wälzkörperprofilierungsfunktionen entwickeln [10]. Abweichende Profilierungsfunktionen können einen großen Einfluss auf berechnete Wälzlagersteifigkeiten haben. Da die optimierten Wälzkörperprofilierungen wertvolle Informationen und damit einen Know-How Vorsprung für die Hersteller darstellen, werden diese nicht preisgegeben. Mangels besserer Informationen wird daher im Rahmen dieser Veröffentlichung von einer Profilierung entsprechend (3) ausgegangen.

$$P(x) = 0,00045 D_{we} \ln \left[ \frac{1}{1 - \left( \frac{2x}{L_{we}} \right)^2} \right] \quad (3)$$

Um das elastische Verhalten eines verkippten Wälzkörpers beschreiben zu können, wird der in der DIN26281 erläuterte Ansatz eines Scheibenmodells nach [11] angewendet. Dabei wird zur Berechnung der Rückstellkraft einer Paarung Innenring-Wälzkörper-Außenring die Rolle in  $n_s$  Scheiben aufgeteilt. Die Scheibenanzahl sollte nach DIN26281 mindestens  $n_s = 30$  betragen. Eine Stützwirkung der Scheiben untereinander, wie bspw. in [7] betrachtet, wird vernachlässigt. Für die Berechnung der Federgleichung wird der im vorherigen Kapitel erwähnte Ansatz nach [8] gewählt. Die Rückstellkraft  $q_{i,k}$  der  $i$ -ten Rolle des Lagers der  $k$ -ten Einzelscheibe beträgt demnach

$$q_{i,k} = \frac{35948 L_{we}^{8/9} \delta_{i,k}^{10/9}}{n_s} \quad (4)$$

Dabei bezeichnet  $\delta_{i,k}$  die durch die Belastung verursachte Verformung der Scheibe bei Kontakt des Wälzkörpers mit Innen- und Außenring. Für die Berechnung der Einfederung der Einzelscheibe  $\delta_{i,k}$  müssen von der Verlagerung der Lagerringe zueinander  $\delta_i$  das halbe radiale Lagerspiel  $s_r/2$ , die aus der Verkipfung resultierende Verformung  $x_k \tan(\psi_i)$  und die Profilierung  $2 P(x_k)$  abgezogen werden

$$\delta_{i,k} = \delta_i - \frac{s_r}{2} - x_k \tan(\psi_i) - 2 P(x_k) \quad (5)$$

Das Bild 4 stellt die Bedeutung der einzelnen Terme aus Gleichung (5) anschaulich dar.

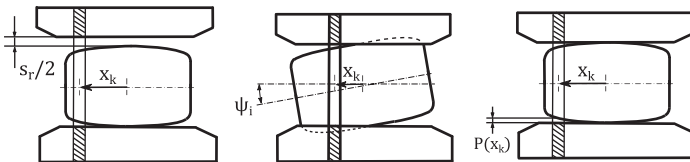


Bild 4: Verlagerungsanteile im Scheibenmodell

In Kegelrollenlagern sind die Wirkungslinien der Kontaktnormalkräfte durch den in Bild dargestellten Rollenwinkel  $\gamma$  nicht parallel. Ein Teil der Last wird in der Realität über den äußeren Innenringbord abgeleitet. In [12] konnte gezeigt werden, dass das SIMPACK-Kraftelement diese Effekte zugunsten eines einfacheren Modellaufbaus vernachlässigt. Weiterhin werden bei der Berechnung in SIMPACK die Kräfte der Einzelscheiben pro Wälzkörper addiert. Entsprechend des Druckwinkels  $\alpha_A$  ergeben sich dann die Reaktionskräfte an den einzelnen Kegelrollen aus der im Wälzkontakt auftretenden Verlagerung. Aufaddiert für die einzelnen Wälzkörper über dem Umfang lassen sich so für das gesamte Kegelrollenlager analytisch radiale und axiale Rückstellkräfte sowie Rückstellmomente über den Hebel  $D_{pw}/2$  und Koppelterme zwischen den Größen bestimmen.

Eine wesentliche Ungenauigkeit bei der in Abschnitt 2 beschriebenen Umsetzungsmöglichkeiten für Wälzlager in der MKS, die für den hohen Frequenzbereich von Körperschallberechnungen zu fehlerhaften Ergebnissen führen kann, ist die Kraftkopplung von Masterknoten von Welle und Gehäuse im Lagermittelpunkt. Denn dabei wird die Rückwirkung einer Gehäuse- bzw. Wellenverformung auf die Reaktionskräfte im Wälzkontakt vernachlässigt und die Anregung von Radialmoden des Lagersitzes im Gehäuse bzw. auf Hohlwellen kann dadurch nicht dargestellt werden. Die Kraftwirkungen direkt im Wälzkontakt stehen beim

SIMPACK-Kraftelement ROLLING BEARING, wie oben beschrieben, als Zwischengröße bei der analytischen Berechnung der Wälzlagersteifigkeit zur Verfügung. Werden die elastischen Körper (FE-Modelle) der Welle und des Gehäuses für die EMKS jetzt auf über dem Umfang des Lagers entsprechend der Wälzkörperanzahl verteilte Masterknoten reduziert, so können die Kräfte im Wälzkontakt räumlich aufgelöst über dem Umfang appliziert werden.

#### 4. Reduktion der elastischen Struktur auf geeignete Masterfreiheitsgrade

Bei dem Vorbereitungsschritt in der FE, der Kopplung der für die EMKS zu erhaltenden Knoten (Master-Freiheitsgrade) mit jeweils umliegenden Knoten (Slave-Freiheitsgrade), ist darauf zu achten, die Struktur mit den Koppelementen nicht zu stark zu versteifen, gleichzeitig aber eine zur Vermeidung von Singularitäten ausreichende Kopplung zu erreichen. Die Kopplung von Knoten kann innerhalb von FE-Software entweder über eine starre Kopplung (RBE2) oder eine verformbare Kopplung (RBE3) umgesetzt werden. Bei beiden Varianten entspricht die Verschiebung des zu erhaltenden Knoten der gemittelten Verschiebung der daran gebundenen Knoten. Im Bild 5 sind die unterschiedlichen getesteten Anbindungsvarianten dargestellt.

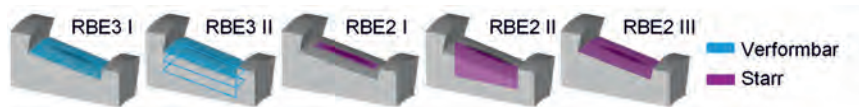


Bild 5: Untersuchte Anbindungsvarianten der Masterknoten in der Mitte des Wälzkontaktes - eingefärbt sind jeweils die Bereiche ausgewählter Slave-Freiheitsgrade

Zur Bewertung des Einflusses der Anbindungsvarianten auf die Lagersteifigkeit wird ein einzelnes Lager innerhalb der FE unter drei Lastfällen betrachtet. Die Innenfläche des Innenrings ist fest eingespannt, auf die Außenfläche des Außenrings wird eine radiale oder axiale Verschiebung bzw. eine Verkipfung aufgebracht. Dabei ist die Außenfläche des Außenrings in sich starr, die Reaktionskraft bzw. das Reaktionsmoment des Lagers wird im Lagermittelpunkt aufsummiert. Die Reaktionskräfte und -momente wurden jeweils mit dem analytischen Ersatzmodell entsprechend des vorherigen Abschnitts verglichen. Die Auswertung der Lagerkennlinien zeigt, dass alle Anbindungsvarianten einen Steifigkeitsabfall gegenüber der Referenzberechnung zeigen. Die mit Abstand größte Abweichung zeigt die Variante RBE2 II, weshalb diese im Folgenden nicht weiterverfolgt wird. Die übrigen Varianten liegen im Bereich von 5 % Abweichung (RBE3 II) bis 10 % Abweichung (RBE2 I) gegenüber

der Referenz. Selbst Variante RBE2 III, bei der die vollständige Segmentbreite pro Masterknoten starr angebunden ist, zeigt einen Steifigkeitsabfall. Damit ist gezeigt, dass die reduzierte Steifigkeit eine Folge der großräumigen Deformation des Lagerrings in sich ist und keine Doppelberücksichtigung des Linienkontakts darstellt, welche korrigiert werden müsste.

## 5. Test der Vorgehensweise an Referenzmodell

Für den Test der Vorgehensweise bei der Modellbildung eines räumlich aufgelösten Lagermodells für die EMKS wird eine exemplarische Stützlagerung (Bild 6) untersucht. Diese besteht aus einem Gehäuse, einer Hohlwelle sowie zwei Kegelrollenlagern in O-Anordnung. Die Lagerringe sind jeweils über Kontaktelemente fest mit Gehäuse bzw. Welle verbunden. Um den Vergleich zwischen FEM und MKS zu ermöglichen, enthält das FE-Modell für die Anbindungsvarianten entsprechend Bild 5 insgesamt 88 Masterknoten, welche zur Anbindung des Lagermodells auf den Lageraufläufen (jeweils 17 - entsprechend der Anzahl der Wälzkörper des untersuchten Lagers), zur Einspannung (4 an den Lagerfüßen) und als zusätzliche Auswerteknoten (jeweils 8 über dem Umfang verteilt auf Hohlwelle und Gehäuse) genutzt werden.

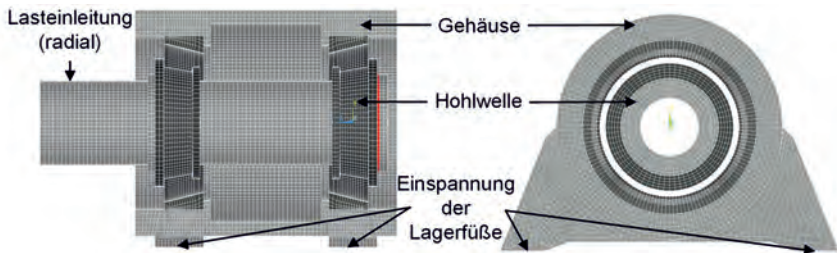


Bild 6: Exemplarische Stützlagerung

Zunächst wird das Modalverhalten der ungebundenen Einzelbauteile bei den unterschiedlichen Umsetzungsmöglichkeiten der Anbindungsvarianten untersucht. Für den Vergleich wird für jede Variante eine Modalanalyse der ersten 100 Eigenmoden durchgeführt und aus den Verschiebungen der Masterknoten ein Eigenvektor gebildet. Zusätzlich untersucht werden die bisher für die Reduktion in der FE üblichen Umsetzungen der Kopplung eines Knotens in der Lagermitte (Master-Freiheitsgrad) mit den Knoten der Laufflächen des Wälzlagers (Slave-Freiheitsgrade) für die spätere Umsetzung des Lagermodells in der MKS als Punkt-zu-Punkt-Kopplung (vgl. Anfang Abschnitt 2). Als Referenz dient ein FE-Modell des

Bauteils ohne die flächenbasierten Zwangsbedingungen der Anbindung. Dieses kann sich frei verformen und weist damit ein unverfälschtes Modalverhalten auf. Zur Auswertung werden dort anstelle der (nicht vorhandenen) Masterknoten räumlich identisch liegende FE-Knoten genutzt. Analog werden die Punkt-zu-Punkt-Varianten mit nur einem mittigen Masterknoten ausgewertet. Da sich die Mehrzahl der Masterknoten auf den Laufflächen der Lagerringe befindet, wird die Verformung der Lagerringe in der Auswertung hoch gewichtet.

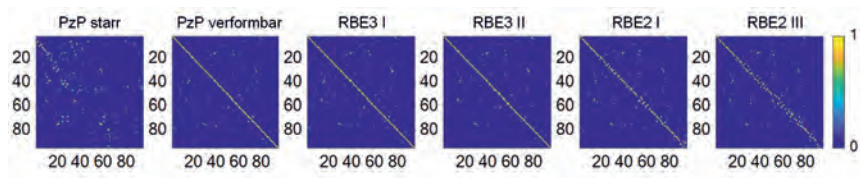


Bild 7: MAC-Matrizen des Gehäuses mit angebundenen Masterknoten –  
Referenz ohne flächenbasierte Zwangsbedingungen

Im Bild 7 sind die MAC-Matrizen der einzelnen Varianten für das Gehäuse dargestellt. Die Ergebnisse für die Hohlwelle sind ähnlich. Für die Variante mit einem in der Lagermitte starr an die Nebenfreiheitsgrade auf den Laufflächen angebundenen Masterknoten (PzP starr) zeigt sich - wie zu erwarten - eine schlechte Übereinstimmung der Eigenvektoren. Die Variante mit verformbarer Anbindung (PzP verformbar) weist, genau wie die Varianten RBE3 I und RBE3 II, ein nahezu unverfälschtes Modalverhalten auf. Die hier nicht dargestellte Auswertung der Eigenfrequenzen zeigt ein identisches Bild. Als Vorzugsvariante für die auf der Lauffläche verteilte Anbindung von Masterknoten kann die Variante RBE3 I identifiziert werden, da die Rechenzeit bei der Modalanalyse und auch der späteren Reduktion für die EMKS durch die geringere Anzahl an FE-Knoten in den Bindungsflächen geringer ausfällt.

Es folgt eine Analyse für einen statischen Lastfall. Die Füße des Gehäuses werden fest eingespannt, an der Oberseite des freien Endes der Welle wird mittig eine Last in radialer Richtung aufgebracht. Zwischen den Lagerringen auf Gehäuse und Welle wirken jeweils an den Positionen der Masterknoten die für jeden Wälzkörper über der Wälzkörperbreite aufsummierten, entsprechend der Lastsituation analytisch berechneten Kräfte. Die Last wird schrittweise erhöht und die Verlagerung des freien Wellenendes ausgewertet. Neben der Wellenverlagerung im FE-Modell wird auch die Wellenverlagerung eines EMKS-Modells in SIMPACK ausgewertet. Für die Nutzung in SIMPACK werden die elastischen Körper von

Hohlwelle und Gehäuse der Anbindungsvariante RBE3 I auf ihre Masterfreiheitsgrade und ihre im Frequenzbereich niedrigsten 100 modalen Freiheitsgrade reduziert.

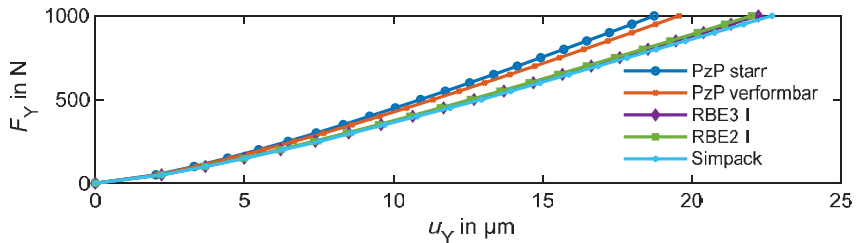


Bild 8: Verlagerung des freien Wellenendes unter Last bei unterschiedlichen Modellierung in der FE und in SIMPACK

In Bild 8 ist erkennbar, dass sich die Ergebnisse der verteilten Anbindungsvarianten RBE3 I und RBE2 I kaum unterscheiden. Auch die in SIMPACK berechnete Verlagerung liegt nahe dieser Lösungen. Die Verlagerung bei Punkt-zu-Punkt Kopplung verhalten sich sowohl bei starrer Anbindung der Lauffläche als auch bei verformbarer Anbindung deutlich steifer.

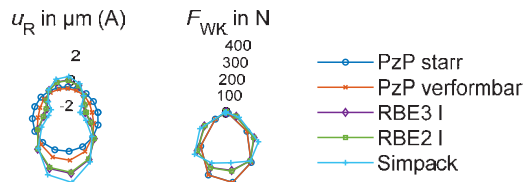


Bild 9: Radialverschiebungen am Außenring und Kräfte im Wälzkontakt der Modellvarianten

An der im Bild 9 dargestellten radialen Verlagerung der Masterknoten am Außenring ist erkennbar, dass sich für die starre Punkt-zu-Punkt Variante keine realistische Verformung einstellt, sondern die gesamte Lauffläche des Wälzlagers kreisrund bleibt. Bei der verformbaren Punkt-zu-Punkt Variante ergibt sich eine realistischere Verformung der Lagerlaufflächen, die Kräfte entsprechen denen der starren Variante. Die der Realität am nächsten liegenden Verformungen und Kräfte im Wälzkontakt der verteilten Modellvarianten in der FE unterscheiden sich kaum voneinander – im Vergleich zum SIMPACK-Modell sind leichte Abweichungen zu erkennen.

Die Abweichungen im Vergleich zum SIMPACK-Modell lassen sich dadurch erklären, dass einerseits ein gewisser Informationsverlust bei der Reduktion der flexiblen Körper auf modale Freiheitsgrade auftritt und so die elastische Verformung nicht exakt wiedergegeben wird und



andererseits die Rückwirkung der Verformung von Welle und Gehäuse auf die Wälzkörperkräfte anders behandelt wird. Denn in SIMPACK existiert die Möglichkeit, weniger Masterknoten auf Innen- und Außenring als die Anzahl der Wälzkörper für die Krafteinleitung in die flexiblen Körper vorzusehen – wie das im Detail umgesetzt wird, ist den Autoren nicht bekannt.

## 6. Implementierung des räumlich aufgelösten Modells im Schienenfahrzeugantriebsstrang

Das detaillierte, räumlich aufgelöste Lagermodell wird dem in [2] vorgestellten Modellbaukasten zur Körperschallmodellierung hinzugefügt. Dafür werden die elastischen Körper von Gehäuse und Hohlwelle um die über dem Umfang der Lagerauflä-chen verteilten Masterknoten (Anbindung RBE3 I) ergänzt und Wälzlagerkraftelemente für die Berücksichtigung der elastischen Lagerauflä-chen der Kegelrollenlager parametrisiert. Das Bild 10 zeigt das Modell des Antriebsstrangs auf einem virtuellen Prüfstand. Die Modellbildung der weiteren Komponenten des Antriebsstrangmodells wird in [1] und [4] erläutert.

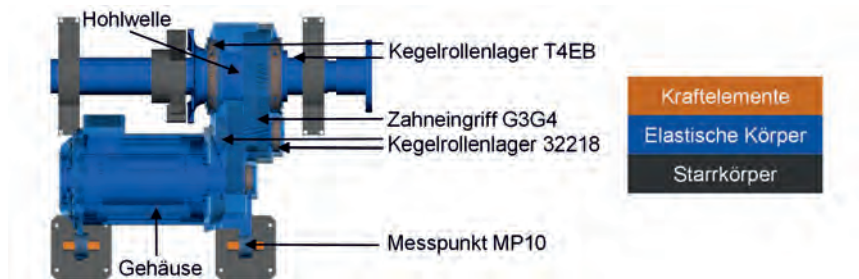


Bild 10: Aufbau Antriebsstrangmodell

## 7. Vergleich der Simulationsergebnisse

Im Antriebsstrangmodell sind die Kraftelemente der Verzahnungen und Wälzlagerungen nichtlinear. Um das für die Körperschallbewertung besonders wichtige Übertragungsverhalten zwischen den Zahneingriffen und Koppelpunkten zum Drehgestellrahmen bewerten zu können, muss der Antrieb also zunächst verspannt werden. Dies geschieht im Rahmen dieser Veröffentlichung mit einem Antriebsmoment von 400 Nm. Wie in Bild 10 ersichtlich, befinden sich die aufgrund ihrer Größe als besonders einflussreich einzuschätzenden Wälzlagermodellelemente in der Nähe des Zahneingriffs der langsameren Getriebestufe (G3G4). Daher wird in Bild 11 die Übertragungsfunktion zwischen der vertikalen Schnelle im

Messpunkt 10 und der Kraft in vertikaler Richtung des Zahneingriffs G3G4 der drei unterschiedlichen Modellvarianten verglichen. Es ist ein plausibles Modellverhalten zu beobachten. Im niedrigen Frequenzbereich unterscheiden sich die Übertragungsfunktionen der Modellvarianten kaum – im höheren Frequenzbereich weichen diese immer stärker voneinander ab. In [13] konnte ein ähnliches Verhalten für das Beispiel eines Windradgetriebes gezeigt werden.

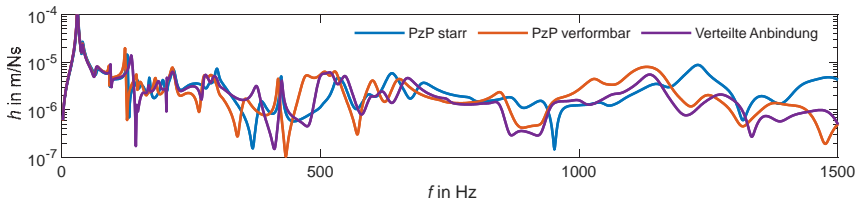


Bild 11: Übertragungsfunktion zwischen vertikaler Schnelle am MP10 und vertikaler Kraft im Zahneingriff G3G4

Mit dem elastischen Mehrkörpersimulationsmodell des Antriebsstrangs können ebenfalls Berechnungen im Zeitbereich durchgeführt werden. Aus Messungen und Untersuchungen am Simulationsmodell ist bekannt, dass der durch die Verzahnung verursachte Körperschall insbesondere bei transienten Fahrmanövern des Schienenfahrzeugs mit hoher Beschleunigung relevant wird. Daher wird im Folgenden ein Hochlauf des Antriebsstrangs bei maximalem Drehmoment untersucht. Für die Auswertung im Bild 12 wird die mit den unterschiedlichen Antriebsstrangmodellen bestimmten und am Prüfstand gemessenen Beschleunigungen am MP10 für die Anregungsfrequenzen der langsamen Getriebestufe ordnungsgefiltert und über einer virtuellen Fahrgeschwindigkeit aufgetragen.

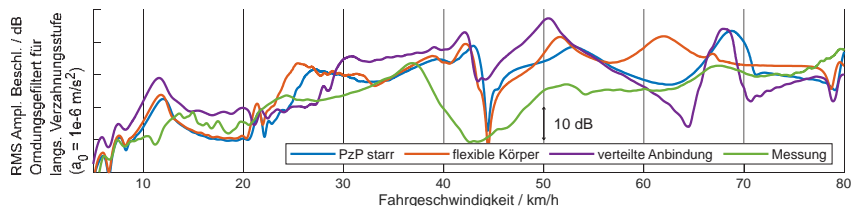


Bild 12: Vergleich von Beschleunigungswerten der verschiedenen Modelle

Es zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen den Modellen, allerdings kann keine Annäherung der Simulationsergebnisse an die auf dem Prüfstand gemessenen Beschleunigungen erreicht werden. Dies ist möglicherweise auf die vereinfachte Abbildung der Zahnräder zurückzuführen. Die Deformation des auf Grund seiner Größe vergleichsweise schlanken Zahnrads auf der Hohlwelle beeinflusst in der Realität sowohl den Zahneingriff als auch die Verformung der Lagersitze auf der Hohlwelle. Im aktuellen Stand des MKS-Modells werden die Zahnräder jedoch als in sich starr abgebildet und als konzentrierter Massenparameter über RBE3-Flächen an die Welle angebunden. Lediglich die Deformation der einzelnen Zähne wird durch das entsprechende Kraftelement modelliert. Damit fehlt die versteifende Wirkung des Zahnrads auf der Welle und eine Wechselwirkung zwischen Verzahnungskräften und Wellendeformation.

Bei den hier nicht dargestellten, auf die Anregungsfrequenzen der schnellen, kompakteren Getriebestufe gefilterten Beschleunigungswerte kann eine bessere Übereinstimmung zwischen Simulationsmodell und Messung erreicht werden. Hier unterscheiden sich jedoch die Ergebnisse der verschiedenen Lagermodellumsetzungen nur unwesentlich.

## 8. Ausblick

Die wesentlich reduzierte Verfälschung der Eigenmoden durch die räumlich aufgelöste Wälzlagermodellierung ermöglicht es perspektivisch, den abzubildenden Frequenzbereich des Antriebsstrangmodells über 1000 Hz hinaus zu erhöhen. Insbesondere die Anregungsfrequenz der schnellen Getriebestufe übersteigt den gültigen Frequenzbereich schon bei einer Abtriebsdrehzahl von ca. 350 1/min (entspricht ca. 50 km/h) und ist damit potentiell fehlerhaft abgebildet.

Die Modellierung der Zahnräder als verformbare Struktur durch das Kraftelement FE225 GEAR PAIR mit der Option FLEXIBLE GEAR WHEEL ist ein essentieller Aspekt der Weiterentwicklung des Antriebsstrangmodells. Durch die räumliche Nähe der Verzahnung und Lagerungen auf der Hohlwelle ist dort eine starke Wechselwirkung zwischen den Verzahnungskräften, der daraus resultierenden Wellenovalisierung und den Lagerkräften zu erwarten. Die detailliertere Modellierung der Zahnräder bewirkt jedoch eine Erhöhung der Rechenzeit des MKS-Modells um Faktor 10 bis 20, sodass ohne eine signifikante Steigerung der Rechenkapazität die Möglichkeit von Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen stark eingeschränkt wird.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] Noack, S., Woller, J. und Beitelschmidt, M.: *Anwendung der elastischen Mehrkörpersimulation zur Berechnung von Körperschallgrößen in elektrischen Triebfahrzeugen*. In: 2. VDI-Fachtagung Schwingungen. 2019.
- [2] Noack, S., Voigt, J., Woller, J. und Beitelschmidt, M.: *Entwurf eines Modellbaukastens zur Erstellung von Mehrkörpersimulationsmodellen von Schienenfahrzeugen*. In: 17. Internationale Schienenfahrzeugtagung Dresden. 2020.
- [3] [https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/produkte-und-loesungen/industrie/berechnung-und-beratung/berechnung/bearinx\\_map/index.jsp](https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/produkte-und-loesungen/industrie/berechnung-und-beratung/berechnung/bearinx_map/index.jsp), Abruf: 29.09.2021
- [4] Woller, J.: *Durchgängiger Berechnungsansatz für die Körperschallprognose des Antriebsstrangs eines Triebfahrzeugs*. Dissertation. TU Dresden. 2020
- [5] NORM DIN 26281 November 2011. *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer – Berechnung der modifizierten nominellen Referenzlebensdauer für Wälzlager*
- [6] Hertz, H.: *Ueber die Berührung fester elastischer Körper*. In: Journal für die reine und angewandte Mathematik 81 (1881), S.156-171
- [7] Teutsch, R.: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlager und Wälzführungen*. Dissertation. Technische Universität Karlsruhe. 2004.
- [8] Lundberg, G.: *Elastische Berührung zweier Halbräume*. In: Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens 5 (1939), 10.Band, S. 201-211
- [9] Brändlein, J.: *Die Wälzlagerpraxis*. 3. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage GmbH, 2002
- [10] Noack, S.: *Modellbildung und Simulation von Kegelrollenlagern mit finiten Elementen*. Diplomarbeit. TU Dresden. 2018.
- [11] Reusner, H.: *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern*. Dissertation. Universität Karlsruhe. 1977.
- [12] Andersch, M.: *Räumlich aufgelöste Wälzlagermodellierung für die elastische Mehrkörpersimulation*. Diplomarbeit. TU Dresden. 2020.
- [13] Cardaun, M., Schelenz, R. Jacobs, G.: *Calculation of structure-borne sound in a direct drive wind turbine*. In: Forschung im Ingenieurwesen. 2021.

# Detektion und Bewertung von Wälzlagerschäden mittels der Statistik höherer Ordnung

## Detection and analysis of rolling element bearing damages using higher-order statistics

**Arvid Trapp** M.Sc., **Jessica Ochs**, M.Sc.,  
Prof. Dr.-Ing. **Peter Wolfsteiner**, Fakultät 03 für Maschinenbau,  
Fahrzeugtechnik, Flugzeugtechnik, Hochschule München

### Kurzfassung

Die Hüllkurvenanalyse hat sich als Detektionsmethode von Wälzlagerschäden fest etabliert. Dieser Beitrag stellt ein neues und eng verwandtes Verfahren vor, mit dem Ziel, den Informationsgehalt der Hüllkurvenanalyse zu ergänzen und neue, robustere Indikatoren für Lagerschäden zu definieren. Das Verfahren wird als ‚invertierte Hüllkurvenanalyse‘ bezeichnet und verwendet die spektrale Analyse höherer Ordnung um gezielt Frequenzkorrelation von Träger- und Schadensfrequenzen zu identifizieren, welche der Amplitudenmodulation einer Schadenssignatur entstammen. Es zeichnet sich insbesondere dadurch aus, dass es wesentlich robuster gegenüber Rauschen ist und die Trägerfrequenzen einer Schadenssignatur voll auflöst. Damit kann einerseits die Detektionsgüte wesentlich verbessert werden und andererseits die bandbegrenzte Hüllkurvenanalyse optimiert werden. Dies wird im Rahmen dieses Beitrags anhand synthetischer und realer Beispiele vorgestellt.

### Abstract

Envelope analysis has become the established technique for detecting rolling element bearing (REB) damages. This contribution presents a novel and closely related approach with the aim of extending the usefulness of envelope analysis and defining new, more robust indicators of REB damages. The procedure is based on higher-order spectral analysis, where it specifically captures cross-frequency correlation of carrier- and damage frequencies resulting from the amplitude modulation associated to a REB damage signature. The introduced procedure distinguishes in its robustness against noise and its full resolution of carrier frequencies for a damage signature. Thus, on the one hand, it allows to optimize envelope analyses and, on the other hand, the detection quality can be significantly improved. This is presented within this contribution using a number of promising examples.

### 1. Einleitung

Wälzlager weisen innerhalb rotierender Maschinen das größte Risiko für einen Ausfall auf, da trotz einer weitsichtigen Auslegung für den entsprechenden Einsatz und großzügig

bemessener Sicherheitsfaktoren, statistisch gesehen ein Defekt nicht vollkommen ausgeschlossen werden kann. Über die letzten Jahrzehnte hinweg etablierten sich daher erprobte Analysemethoden für Schwingungsmessungen an rotierenden Maschinen, die es erlauben, schadhafte Komponenten frühzeitig zu detektieren und einen Ausfall der Maschine somit zu verhindern. Für die Wälzlagerdiagnose nimmt die Hüllkurvenanalyse hierbei eine Schlüsselstellung ein, da mit ihr nicht nur Schäden häufig früh und zuverlässig erkannt, sondern auch das schadhafte Bauteil an sich identifiziert werden kann. Sie gewinnt aus dem zeitlichen Verlauf von Schwingungsmessungen die Signatur (Überrollfrequenzen) des betreffenden Schadens. Ist diese Signatur durch andere Signalkomponenten maskiert, wird die Hüllkurvenanalyse üblicherweise mit a-priori Wissen über relevante Frequenzbereiche des Rohspektrums (z.B. Modalanalyse eines Lagers) oder mit weiteren Analysetechniken (z.B. spektrale Kurtosis, Protrugram) gekoppelt. Ziel dieser ist es, jene Frequenzbänder (sog. Trägerfrequenzen) zu identifizieren, in denen die gesuchte Signatur bestmöglich mittels bandbegrenzter Hüllkurvenanalyse ersichtlich wird.

Dieser Beitrag beschreibt ein neues, mit der Hüllkurvenanalyse eng verknüpft Vorgehen auf Grundlage der Statistik höherer Ordnung. Da es im Kern die Prozesskette der Hüllkurvenanalyse umkehrt, wird dieses Verfahren als ‚invertierte Hüllkurvenanalyse‘ (iHKA) bezeichnet. Im Gegensatz zur bandbegrenzten Hüllkurvenanalyse, dessen erster Prozessschritt die Berechnung der Hüllkurve unter geeigneter Wahl eines Trägerfrequenzbands ist, dienen bei der iHKA die zu erwartenden Schadensfrequenzen als Ausgangspunkt. Diese werden anhand ihres individuellen Beitrags zum statistischen Maß der Kurtosis bewertet. Hierbei handelt es sich um ein physikalisch transparentes Maß mit der vorteilhaften Eigenschaft, dass maskierendes stationäres Rauschen von der eigentlichen Information unterschieden wird, da dieses den Erwartungswert Null besitzt („sich ausmittelt“). Der Beitrag der modulierenden Schadensfrequenz zur Kurtosis kann folgend als Trägerfrequenzspektrum (das Rohspektrum) aufgelöst werden. Damit wird die Information gewonnen, auf welche Frequenzen des Rohspektrums die Schadensfrequenz moduliert – also welche Frequenzen Trägerfrequenzen der Schadenssignatur sind. Dies ermöglicht hochaufgelöste und statistisch robuste Detektionen von Wälzlagerschäden. Die Darstellung über die Trägerfrequenzen kann darüber hinaus auch verwendet werden, um optimale Parameter (Mittenfrequenz und Bandbreite) für eine bandbegrenzte Hüllkurvenanalyse zu definieren (bspw. um das Vorgehen zu validieren) oder, um das Trägerfrequenzspektrum anderen Schadensfrequenzen gegenüberzustellen.

Dieser Beitrag gliedert sich in eine kurze Einführung in die theoretischen Grundlagen, welche sich auf Priestley's evolutionäres Spektrum stützen. Es wird das Konzept der neuen Methode

vorgestellt und der klassischen Hüllkurvenanalyse gegenübergestellt. Vielversprechende Ergebnisse des Verfahrens werden anhand von unterschiedlichen Daten und Auswertungen veranschaulicht.

## 2. Grundlagen

Im folgenden Abschnitt werden zunächst die relevanten Grundlagen zur Beschreibung von stochastischen Prozessen eingeführt. Der Fokus liegt auf Kenngrößen der Statistik höherer Ordnung (higher-order statistics). Diese beschreiben Abweichungen von stationär normalverteilten Prozessen und gliedern sich in die statistischen Momente und ihre Auflösung im Frequenzbereich – die Spektren höherer Ordnung. Der zweite Teil des Grundlagenkapitels führt zyklstationäre Prozesse ein, dessen grundlegender Mechanismus die Amplitudenmodulation ist. Diese Untermenge der stochastischen Prozesse erlaubt die effektive Modellierung von Signalen infolge von schadhaften Wälzlager.

### 2.1 Zufallsprozesse sowie Spektren und Momente höherer Ordnung

Gemäß des zentralen Grenzwertsatzes (central limit theorem - CLT) folgen Zufallsprozesse  $X(t)$ , die von einer großen Menge individueller, d.h. statistisch unabhängiger, Variablen beeinflusst werden, der Gaußschen Normalverteilung,

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

vollständig definiert durch den Mittelwert  $\mu$  und die Varianz  $\sigma^2 = \mu_2$  (Gl. 3). Als Folge des CLT haben derartige Prozesse eine statistisch unabhängige Frequenzbereichscharakteristik, was sich durch eine zufällige (statistisch unabhängige) Phaseninformation ausdrückt. Die spektrale Analyse  $n$ -ter Ordnung  $E[\cdot]$  – Erwartungswert,  $[\cdot]^*$  komplex konjugiert:  $X^*(f) = X(-f)$ )

$$S_{x\dots x}(f_1, \dots, f_{n-1}) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[X_T(f_1) \dots X_T(f_{n-1}) X_T^*(f_1 + \dots + f_{n-1})] \quad (2)$$

verarbeitet die Amplituden-  $|X_T(f)|$  und die Phaseninformation  $\varphi(f) = \arg(X_T(f))$  der (endlichen) Fouriertransformation  $X_T(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \int_0^T x(t) e^{-i2\pi f t} dt$ . Die einzige Ausnahme bildet die spektrale Analyse zweiter Ordnung  $n = 2$ , die sogenannte spektrale Leistungsdichte  $S_{xx}(f)$  (PSD). Diese bezieht lediglich den Amplitudengehalt ein und wird daher als phasenblind bezeichnet. Mit diesem Informationsgehalt sind jedoch bereits stationär normalverteilte Prozesse vollständig im Frequenzbereich beschrieben, da das PSD die Varianz  $\sigma^2$  bzw. das zweite zentrale Moment  $\mu_2 = \sigma^2$  spektral auflöst,

$$\mu_2 = \sigma^2 = \int_{-\infty}^{\infty} S_{xx}(f) df = \int_{-\infty}^{\infty} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[X_T(f) X_T^*(f)] df \quad \text{für } \mu = 0 \quad (3)$$

mit welcher die Gaußsche Normalverteilung (Gl. 1) ausreichend spezifiziert ist. Ein stochastischer Prozess testet positiv (sogenannte ‚Nullhypothese‘) auf einen stationär normalverteilten Prozess, wenn mittels der Anwendung von Spektren höherer Ordnung (Gl. 2,

$n > 2$ ) statistisch unabhängige Phasen ermittelt werden. D.h. es besteht Konformität mit dem CLT [1,2]. Da die Bestätigung dieser Hypothese in der Praxis mit erheblichem Aufwand verbunden ist, werden stochastische Prozesse i. Allg. mittels einer Vereinfachung, unter Zuhilfenahme der skalar-wertigen statistischen zentralen Momente, bewertet

$$\mu_n = E[(X(t) - \mu_x)^n] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu_x)^n p(x) dx \quad (4)$$

Diese Kenngrößen verknüpfen statistische Eigenschaften (Gl. 4,  $p(x)$ ) mit Zeit- (Gl. 4,  $X(t)$ ) und Frequenzbereichsgrößen (Gl. 5,  $X(f)$ ). Dabei dient die Kurtosis  $\beta = \mu_4/\mu_2^2$  als wesentlicher Indikator für einen stationär normalverteilten Prozess – sie bewertet das Verhältnis zwischen dem vierten  $\mu_4$  und dem standardisierten zweiten  $\mu_2^2$  zentralen statistischen Moment. Da das zentrale Moment vierter Ordnung  $\mu_4$  eines stationär normalverteilten Prozesses durch  $\mu_{4,g} = 3\mu_2^2$  definiert ist, stellt die Kurtosis  $\beta$  Abweichungen von einem stationär normalverteilten Prozess dar, dessen Kurtosis mit  $\beta_g = 3$  definiert ist. Eine beliebte – und eng damit verknüpfte – Alternative zu zentralen Momenten sind Kumulanten  $c_n$  ( $c_2 = \mu_2$ ;  $c_4 = \mu_4 - 3\mu_2^2$ ; [3]). Mittels Kumulanten wird die Exzess-Kurtosis  $\gamma = \frac{c_4}{c_2^2} = \frac{\mu_4 - 3\mu_2^2}{\mu_2^2} = \beta - 3$  definiert, die sich maßgeblich durch den Wert  $\gamma_g = 0$  für die Normalverteilung auszeichnet. Im Gegensatz zu zentralen Momenten haben alle Kumulanten höherer Ordnung ( $n > 2$ )  $c_n$  die Eigenschaft für stationär normalverteilte Prozesse null zu sein. Spektren höherer Ordnung (higher-order spectra – HOS)  $S_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1})$  und  $C_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1})$  stellen die spektrale Zerlegung der zentralen Momente  $\mu_n$  bzw. der Kumulanten  $c_n$  dar und verallgemeinern damit Gl. (3)

$$\begin{aligned} \mu_n &= \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} S_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1}) df_1 \dots df_{n-1} \\ c_n &= \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} C_{x...x}(f_1, \dots, f_{n-1}) df_1 \dots df_{n-1} \end{aligned} \quad (5)$$

Spektren höherer Ordnungen  $n > 2$  beziehen sich auf  $n - 1$  Funktionsargumente  $f_1, \dots, f_{n-1}$ . Sie stellen die Verteilung des jeweiligen Moments durch Frequenzkorrelationen<sup>1</sup> dar. Aus der Definition (5) folgt, dass die Kurtosis eine Funktion von drei Funktionsargumenten  $f_1, f_2, f_3$  im Frequenzbereich ist [4]. Sie ist die normierte Darstellung des Trispektrums  $S_{xxx}(f_1, f_2, f_3)$ , das als Spektrum vierter Ordnung die Korrelation von bis zu vier Frequenzen  $f_1, \dots, f_4$  bemisst, wobei  $f_4 = -(f_1 + f_2 + f_3)$ . Die Handhabung des Trispektrums bzw. von HOS i. Allg. ist insbesondere aufgrund ihrer Mehrdimensionalität wesentlich komplexer als die des PSDs. In [5] sind daher relevante Merkmale zur praktischen Anwendung von HOS beschrieben. HOS

<sup>1</sup> Die spektrale Analyse abstrahiert diejenigen Zusammenhänge, die im Zeitbereich als Überlagerung oder Auslöschungen beobachtet werden und so bspw. unregelmäßig hohe Ausschläge formen.



(Ordnung  $n > 2$ ) stellen Abweichungen zu einem stationär normalverteilten Prozess als Frequenzkorrelationen dar. Damit tragen sie entscheidend zur Interpretation von Schwingungsmessungen bei, die bspw. die Signatur eines schadhafte Wälzlagers enthalten. So ist die Anwendung von HOS für die Maschinendiagnose motiviert durch

- die Analyse instationärer Schwingungsdaten im Frequenzbereich, allen voran die Untermenge der zyklstationären Prozesse (folgender Abschnitt).
- die Verknüpfung probabilistischer Eigenschaften (spektrale Verteilung statistischer Momente, Kurtosis, etc.) mit den zugehörigen Frequenzbereichen.
- das Filtern von stationär normalverteiltem Rauschen mit unbekanntem spektralem Gehalt (Theorie der Kumulanten).

Mit diesen Eigenschaften ist die Erwartung verknüpft, eindeutige und robuste Indikatoren für schadhafte Wälzlager zu definieren und diese in Form von Frequenzkorrelationen Kombinationen von Träger-  $f$  und Überrollfrequenz  $f'$  zuordnen zu können.

## 2.2 Zyklstationäre Prozesse

Körperschall von rotierenden Maschinen, welcher durch ein schadhafte Wälzlager verursacht wird, kann als zyklstationär definiert werden [6]. Diese Eigenschaft rührt aus der Periodizität einer modulierenden Funktion, der Schadenssignatur, welche durch die Rotation der Maschine bedingt wird: Ist die Wellendrehzahl der Maschine konstant, wird ein Wälzlagerschaden in äquidistanten zeitlichen Abständen überrollt – der Überroll- bzw. Schadensfrequenz. Jede Überrollung des Schadens führt zu einer momentanen Anregung der ‚Struktureigenfrequenzen des Systems‘. Eine derartige regelmäßige Strukturanregung äußert sich im Körperschall der Maschine durch eine instationäre Signalkomponente mit periodischer Eigenschaft [7]. Diese Untermenge der instationären Prozesse wird als Zyklstationarität bezeichnet.

Die Modellierung von zyklstationären Prozessen erfordert eine Erweiterung der klassischen Fourier-Transformation, da diese inhärent an Stationarität gebunden ist. Die intuitivsten Erweiterungen sind das von Priestley vorgeschlagene evolutionäre Spektrum (ES) [8,9] und die Wold-Cramer-Zerlegung von Antoni [10]. Letztere koppelt ein zeitvariables Filter an einen stationären Prozess mit weißem Rauschen. Priestley's ES erweitert in der Theorie die komplexwertige Exponentialfunktion des Fourier-Integrals auf amplitudenmodulierte komplexwertige Exponentialfunktionen  $(a(f, t) e^{i2\pi f t})$ .

$$X(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) a(f, t) e^{i2\pi f t} df \quad (6)$$

Findet nun die klassische Fourier-Transformation ( $\leftrightarrow$ ) Anwendung auf Schwingungssignale, die diesem Modell entspringen, so ist die Funktion  $a(f, t)$  als eine frequenzselektive Modulation des gemittelten Prozesses zu verstehen. Im Falle eines schadhafte Wälzlagers handelt es sich um die zeitliche Modulation – die Hüllkurve der Schadenssignatur – welche

frequenzselektiv auf die Struktureigenfrequenzen wirkt – die Trägerfrequenzen  $f$ . Unter der Hypothese, dass der gemittelte Prozess durch einen stationär normalverteilten Prozess angenähert werden kann, wird dieser (Gl. 6,  $X(f)$ ) mit einem  $g$  gekennzeichnet  $x_g(t) \rightsquigarrow X_g(f)$ . In dieser Form können Schwingungssignale, verursacht durch beschädigte Wälzlager, mittels der Multiplikation (Amplitudenmodulation) von  $a(f, t)$  auf  $x_g(t)$  modelliert werden. Die modulierende Funktion – die Hüllkurve –  $a(f, t)$  enthält in  $t$  die zur Detektion von Wälzlagerschäden relevante Information. Diese drückt sich darin aus, dass die Hüllkurve  $a(f, t)$  deterministische Komponenten aufweist, die sich auf die Überrollfrequenz beziehen und periodisch in  $t \rightsquigarrow f'$  die Systemantwort modulieren. Die Systemantwort ist durch die Übertragungscharakteristik in  $f$  beschrieben (Übertragungsweg von schadhaftem Lager zum Sensor). In Form des Hüllkurvenspektrums  $A(f, f') \rightsquigarrow a(f, t)$  lassen sich aus diesem die dominanten Schadensfrequenzen  $f'$  identifizieren. Hierbei differenziert die frequenzselektive Hüllkurve  $a(f, t) \rightsquigarrow A(f, f')$  klar zwischen den Modulationsfrequenzen (Schadensfrequenzen)  $f'$ , die auf bestimmte Trägerfrequenzen  $f$  ihre Schadenssignatur modulieren (Diese Unterscheidung ist essentiell und zieht sich nomenklatorisch durch den restlichen Beitrag). Im Falle eines stationär normalverteilten Prozesses ist die Modulation über beide Funktionsargumente  $a(f, t) = 1$ . Trägt die Modulation dagegen relevante, periodische Beiträge in sich, weist dies auf Zyklostationarität hin. Diese bringt in die zuvor statistisch unabhängigen Phasenwinkel eine charakteristische Phasenstruktur ein, mathematisch ausgedrückt durch die zyklische Faltung (Frequenzbereichs-Äquivalent zum Produkt von  $a(f, t)$  und  $x_g(t)$ )

$$X(f) = \sum_{f'=-f_{Ny}}^{f_{Ny}} X_g(f - f') A(f, f') \quad (7)$$

Es generiert sich eine frequenzübergreifende Korrelation im resultierenden Prozess  $X(t)$ . Wird dessen Phasenstruktur mittels HOS-Analyse analysiert, zeigt sich, dass dieser seine Konformität mit dem CLT verloren hat. Dies äußert sich ebenfalls im Anstieg des Kurtosiswerts. Ziel des im Folgenden beschriebenen Vorgehens ist es, mithilfe der Spektren höherer Ordnung die daraus entstehenden Frequenzkorrelationen zu identifizieren und zu interpretieren.

### 3. Invertierte Hüllkurvenanalyse (iHKA)

Im folgenden Abschnitt 3.1 wird zunächst aus den Eigenschaften der klassischen Hüllkurvenanalyse die Motivation für ein alternatives Verfahren mit den Namen ‚invertierte Hüllkurvenanalyse‘ (iHKA) abgeleitet. Im zweiten Teil (3.2) wird dieses Verfahren vorgestellt.

#### 3.1 Diskussion zur klassischen Hüllkurvenanalyse (Motivation)

Um eine Schadenssignatur mittels klassischer Hüllkurvenanalyse bestmöglich, bzw. überhaupt, ersichtlich zu machen, wird das Rohsignal  $x(t)$  zunächst in jenem Frequenzband

$B = [f_u, f_o]$  gefiltert, in dem die Signatur besonders dominant ist, also die Trägerfrequenzen  $f$  der periodischen Modulation (Zyklostationarität) enthalten sind. Voraussetzung für den Erfolg einer derartigen bandbegrenzten Hüllkurvenanalyse  $a([f_u, f_o], t)$  ist, dass die Trägerfrequenzen, die von der Schadensfrequenz moduliert werden, bekannt sind. Dafür können Frequenzgang-/Modalanalyse oder spezielle Datenverarbeitungstechniken, wie bspw. die Spektrale Kurtosis [10,11] oder das Protrugramm [12], verwendet werden. Sind interessante Frequenzbänder identifiziert, so stellt das zugehörige Hüllkurvenspektrum die Frequenzcharakteristik der Hüllkurve dar (Abbildung 1). Verfahrensbedingt setzt sich die Hüllkurve im zugehörigen gefilterten Frequenzintervall jedoch zusammen aus

- den deterministischen Signalanteilen der Modulation – der Schadenssignatur
- maskierenden zufälligen und deterministischen Signalanteilen anderer Maschinenkomponenten
- Rauschen

Dies erfordert für eine zuverlässige Detektion, dass die Schadenssignatur klar aus diesem ‚Rauschteppich‘ der anderen Signalbeiträge hervorsticht. Letztlich motiviert auch eine weitere Fragestellung die Weiterentwicklung der klassischen Hüllkurvenanalyse. Nämlich, ob einzelne deterministische Komponenten des Hüllkurvenspektrums klar den anderen Komponenten, wie bspw. Höherharmonischen oder Seitenbändern, zugeordnet werden können.

### 3.2 Invertierte Hüllkurvenanalyse (ihKA)

Das im Folgenden vorgestellte Verfahren ‚invertierte Hüllkurvenanalyse‘ liefert eine Reihe von Lösungen für die ebengenannten Problemstellungen. Es basiert auf dem Trispektrum  $S_{xxx}(f_1, f_2, f_3)$  – der spektralen Auflösung der Kurtosis. Mithilfe des Trispektrums wird zielgerichtet die Phasenstruktur des Rohsignals  $x(t) \rightsquigarrow X(f)$  bemessen. Hierbei findet jene Untermenge Betrachtung, welche aus der zyklischen Faltung (Gl. 7) resultiert und sich Kombinationen von Träger-  $f$  und Schadensfrequenz  $f'$  zuordnen lassen. Je stärker die zyklostationäre Modulation in Erscheinung tritt, desto größer ist der Beitrag dieser Kombinationen zum vierten zentralen Moment  $\mu_4$  (Gl. 5) bzw. zur Kurtosis  $\beta$ .

Die seitens der zyklischen Faltung (Gl. 7) eingebrachte Phasenstruktur definiert für einen trispektralen Funktionswert  $S_{xxx}(f_1, f_2, f_3)$  jeweils drei mögliche Modulationsfrequenzen  $\{f'_{12}, f'_{13}, f'_{23}\}$ , die sich aus den folgenden Bedingungen ergeben [13]

$$\{f_1 + f_2 + f'_{12} = 0, f_1 + f_3 + f'_{13} = 0, f_2 + f_3 + f'_{23} = 0\} \quad (8)$$

Die zugehörigen Trägerfrequenzen sind direkt durch die Funktionsargumente  $f_1, f_2, f_3$ , sowie  $f_4 = -(f_1 + f_2 + f_3)$  gegeben. Wird bspw. die erste Bedingung aus (8) in das Trispektrum eingesetzt,

$$S_{xxxx}(f_1, -f_1 + f', f_3) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[X_T(f_1)X_T^*(f_1 - f')X_T(f_3)X_T^*(f_3 + f')] \quad (9)$$

so bemisst dieser trispektrale Funktionswert, ob eine Kombination der Trägerfrequenzen  $f_1$  und  $f_3$  mit der Schadensfrequenz (modulierende Frequenz)  $f'$  die Kurtosis beeinflusst. Charakteristisch für die spektrale Analyse ist jedoch, dass der einzelne vollaufgelöste Funktionswert erheblich durch Zufälle – sog. ‚error noise‘ – beeinflusst wird. Der einzelne Wert ist daher meist nicht aussagekräftig. Aussagekräftige Ergebnisse erfordern das ‚Gesetz der großen Zahlen‘. Es muss eine relevante (große) Anzahl an Kombinationen einbezogen werden, um eine statistische Korrelation von Frequenzkombinationen zuverlässig zu ermitteln. Dafür muss über eine gewisse Anzahl an Kombinationen, in dem gewählten Beispiel (Gl. 9) zwischen den Trägerfrequenzen  $f = f_1$  und  $f_3$ , summiert werden

$$\mu_4(f, f') = \sum_{f_3} S_{xxxx}(f, -f + f', f_3) \quad (10)$$

Nun ordnet die Kenngröße  $\mu_4(f, f')$  der Kombination aus Träger-  $f$  und Schadensfrequenz  $f'$  einen statistisch zuverlässigen Beitrag zum vierten Moment und damit der Kurtosis zu. Hierbei gilt, dass sofern die Modulationsfrequenz  $f'$  die Trägerfrequenz  $f$  nicht moduliert, der Beitrag im Mittel den Wert null annimmt  $E[\mu_4(f, f')] = 0$ . Damit unterscheidet sich das Vorgehen essentiell von der Hüllkurvenanalyse, welche inhärent die Rauschanteile den restlichen Hüllkurven-Signalanteilen überlagert. Eine im Vergleich ebenfalls herausstechende Eigenschaft ist die vollaufgelöste Darstellung von  $\mu_4(f, f')$  über alle Trägerfrequenzen  $f$ . Diese beziehen sich bei der klassischen Hüllkurvenanalyse verfahrensbedingt auf ein ganzes Intervall  $a([f_u, f_o], t) \leftrightarrow A([f_u, f_o], f')$ . Da von diesem Intervall – in Abhängigkeit der gesuchten Schadensfrequenz – eine gewisse Mindestbreite  $f_o - f_u$  gefordert wird, ist damit der Informationsgehalt über die Trägerfrequenzen wesentlich verschmiert. Um das Spektrum aus der iHKA mit diesem Hüllkurvenspektrum  $A([f_u, f_o], f')$  zu vergleichen, wird  $\mu_4(f, f')$  über die Trägerfrequenzen des zugehörigen Intervalls  $\mu_4([f_u, f_o], f')$  oder, aufgrund der zuvor

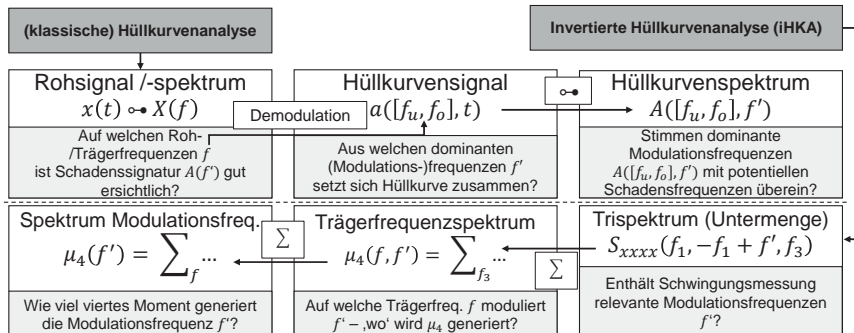


Abbildung 1: Gegenüberstellung von klassischer und invertierter Hüllkurvenanalyse (neues Verfahren – iHKA)

beschrieben Eigenschaft des Erwartungswerts Null, bevorzugt über alle Trägerfrequenzen summiert

$$\mu_4(f') = \sum_f \mu_4(f, f') = \sum_f \sum_{f_3} S_{xxxx}(f, -f + f', f_3) \quad (11)$$

Letzteres liefert damit eine reine Betrachtung der Schadensfrequenz – trägt  $f'$  entscheidend zur Kurtosis bei und ist damit als dominante Schadensfrequenz zu identifizieren. Dies erlaubt den direkten Vergleich mit dem Hüllkurvenspektrum bzw. der direkten Detektion der Schadenssignatur. Letztlich kann auch eine normierte Frequenzkorrelation berechnet werden, indem die Frequenzkorrelationen dem potentiell generierbaren vierten Moment

$$S_{xxxx,pot}(f_1, -f_1 + f', f_3) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[|X_T(f_1)| |X_T^*(f_1 - f')| |X_T(f_3)| |X_T^*(f_3 + f')|] \quad (12)$$

gegenübergestellt werden. Damit definiert sich ein Korrelationsmaß  $(\mu_{4,pot}(f, f'))$  über Gl. 10),

$$\eta(f, f') = \mu_4(f, f') / \mu_{4,pot}(f, f') \quad (13)$$

welches auf den Wertebereich  $\eta(f, f') \in [-1, 1]$  normiert ist. Die Betrachtung der zahlreichen trispektralen Funktionswerte, bedingt durch die mehrdimensionale Korrelationsstruktur, kann durch die in Frequenzspektren enthaltenen Symmetrien wesentlich vereinfacht werden [5,14]. Abb. 1 vergleicht die Vorgehensweisen von klassischer und invertierter Hüllkurvenanalyse.

#### 4. Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden unterschiedliche Auswertungen unter Anwendung des neuen Verfahrens vorgestellt. Diese umfassen den Vergleich der Detektionsgüte für synthetische (4.1) und reale (4.2) Daten, die Darstellung des Trägerfrequenzspektrums (4.3) und die Anwendung der iHKA zur Optimierung der klassischen Hüllkurvenanalyse (4.4). Zur Gegenüberstellung der Detektionsgüte wird für die folgenden Untersuchungen eine leicht greifbare Kenngröße – der Spitzhaltigkeitsindikator  $p$  – eingeführt, anhand derer die Detektierbarkeit eines Schadens bewertet wird. Dieser definiert sich aus Werten des Hüllkurvenspektrums bzw. des Spektrums der Modulationsfrequenzen (iHKA) für ein enges Frequenzintervall (hier  $\pm 2\%$ ) um eine potentielle Schadensfrequenz  $f'_{pot}$ . Um die Auswertung

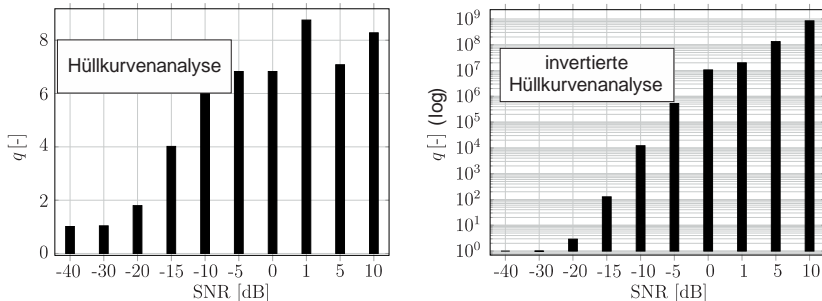


Abbildung 2: Gegenüberstellung von klassischer und inv. Hüllkurvenanalyse – Spitzhaltigkeit  $q$  über SNR

nachvollziehbar zu halten, wird lediglich die Grundharmonische betrachtet. Für diese wird der Spitzhaltigkeitsindikator  $p = \text{Max}[A(f')]/\text{Mean}[A(f')]$  aus dem Verhältnis des Maximums zum Mittelwert des zugehörigen Frequenzintervalls bestimmt. Hierbei wird für den Mittelwert das Maximum selber nicht eingerechnet. Der Kennwert soll in einer simplifizierten Form die Eigenschaft quantifizieren, dass eine dominante Schadensfrequenz im Spektrum klar heraussteicht.

#### 4.1 Vergleich der Detektionsgüte (synthetische Daten)

Dieser Abschnitt zeigt beispielhafte Ergebnisse, die auf synthetisch erzeugten Daten basieren. Dafür wurde ein umfangreiches Modell zur synthetischen Generierung von schadhafte Wälzlagersignalen definiert, welches Elemente des Modells [15] erweitert. Dieses inkludiert die Definition der Schadensart, der überlagernden Rauschform und des zugehörigen Signal-Rausch-Verhältnisses (SNR), den Einfluss von Schlupf in der Wälzlagerkinematik, der Wellendrehzahl (konstant/variabel) sowie weiteren Parametern zur Signaldefinition. Für die folgenden Ergebnisse wird der Spitzhaltigkeitsindikator  $p$  um die Kenngröße  $q = p_{\text{Dam}}/p_{\text{Gut}}$  erweitert, mit welchem die Referenz zum Gutzustand einbezogen wird. Abbildung 2 zeigt diese für beide Verfahren und eine Variation des SNRs. Hierbei ist die logarithmische Skalierung in der rechten Darstellung zu beachten. Diese steht sinnbildlich für die Robustheit der iHKA gegenüber Rauschen. Abbildung 3 zeigt beispielhaft die Gegenüberstellung der Spektren für ein SNR = -5dB.

#### 4.2 Vergleich der Detektionsgüte (Case Western Reserve University Datensatz)

Folgend werden Ergebnisse der iHKA gezeigt, die für Prüfstandsdaten generiert wurden. Dafür wurde auf den Datensatz des Case Western Reserve (CWR) University Bearing Data Centers zurückgegriffen. Dargestellt werden jene Datensätze, die in der Benchmark-Studie [16] grafisch dargestellt wurden und nicht in die Kategorie ‚eindeutig identifizierbar Y1/Y2‘ fielen, also mit ‚nicht identifizierbar‘ N1/N2 oder ‚möglicherweise identifizierbar‘ P1/P2 klassiert werden. Tabelle 1 enthält eine Auflistung dieser Datensätze und den Vergleich der

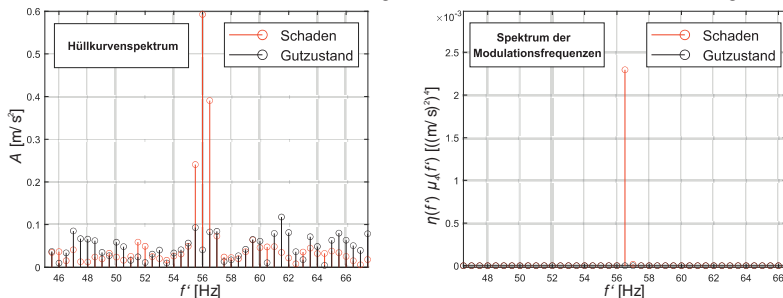


Abbildung 3: Gegenüberstellung von klassischer und invertierter Hüllkurvenanalyse für SNR = -5dB

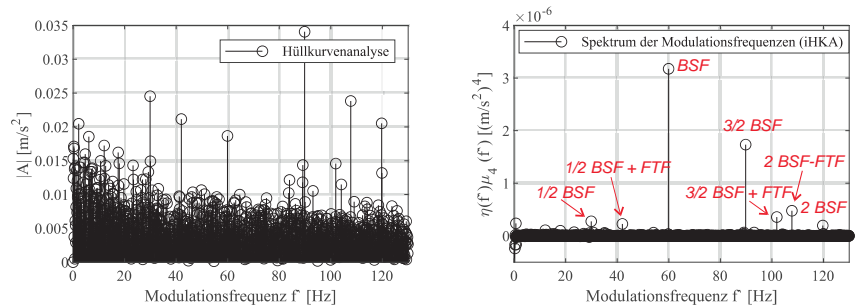


Abbildung 4: Gegenüberstellung von klassischer und invertierter Hüllkurvenanalyse für Datensatz 282DE

entsprechenden Spitzhaltigkeitskennwerte  $p$ . Diese belegen der iHKA ein wesentlich höheres Signal-Rausch-Verhältnis. Beispielhaft zeigt Abbildung 4 die Auswertung für den Datensatz 282DE mit geschädigtem Wälzkörper (BSF – Wälzkörperüberrollfrequenz, FTF – Käfigfreq.).

Tabelle 1: Gegenüberstellung von klassischer und invertierter Hüllkurvenanalyse – Auswertung CWR-Daten

Daten-satz	Kate-gorie	Schadensart	Größe [inch]	Drehzahl [1/min]	Abtastrate [-]	Mess-punkt	Kurtosis [-]	Spitzhaltigkeit $p$ (HKA)	Spitzhaltigkeit $p$ (iHKA)
118DE	N1	B (DE)	0.007"	1797	12k	DE	2,98	9,99	236,44
174DE	N1	IR (DE)	0.014"	1797	48k	DE	11,67	1,46	1,59
176DE	P1	IR (DE)	0.014"	1750	48k	DE	20,15	22,44	262,63
191DE	N1	B (DE)	0.014"	1750	48k	DE	37,67	2,32	8,12
203DE	P1	OR centered (DE)	0.014"	1750	48k	DE	6,02	2,03	65,46
222DE	P1	B (DE)	0.021"	1797	12k	DE	8,55	2,65	11,62
227DE	P1	B (DE)	0.021"	1772	48k	DE	9,94	2,71	7,33
246BA	P1	OR orthogonal (DE)	0.021"	1797	12k	BA	4,29	50,07	76,91
262DE	P1	OR opposite (DE)	0.021"	1797	48k	DE	25,64	9,98	221,98
282DE	P1	B (FE)	0.007"	1797	12k	DE	3,87	3,38	935,37
283DE	P2	B (FE)	0.007"	1772	12k	DE	3,98	2,49	317,60
298DE	N1	OR orthogonal (FE)	0.007"	1797	12k	DE	3,24	3,70	31,62
305DE	P2	OR opposite (FE)	0.007"	1772	12k	DE	3,56	3,47	91,34

4.3 Auflösung der Trägerfrequenzen

Dieser Abschnitt zeigt die Auflösung der Trägerfrequenzen für die zwei dominantesten Modulationsfrequenzen  $f' = \{59.92, 89.83\}$  Hz des betrachteten Datensatzes (Abbildung 5).

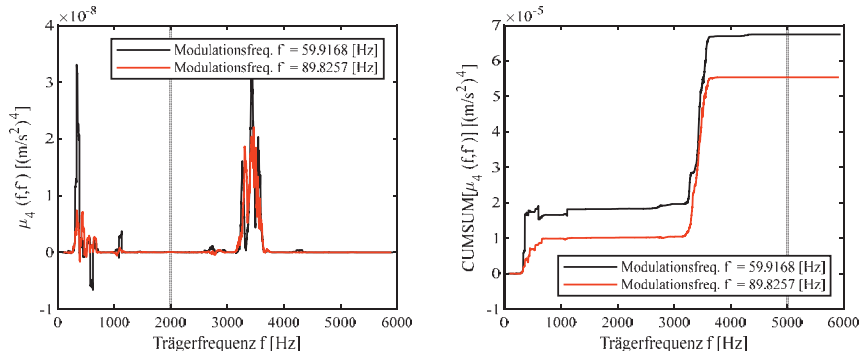


Abbildung 5: Auflösung der Trägerfrequenzen für die zwei dominantesten Modulationsfrequenzen (282DE)

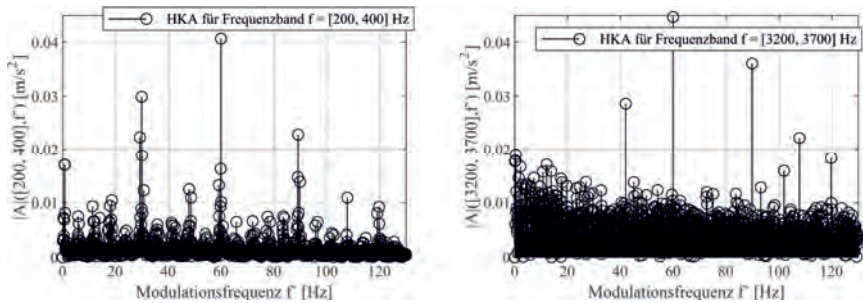


Abbildung 6: Bandbegrenzte Hüllkurvenanalyse für optimierte Frequenzbänder (282DE)

Es bieten sich zwei Darstellungsweisen an; links ist das geglättete Trägerfrequenzspektrum während rechts das vollaufgelöste Spektrum als kumulierte Summe gezeigt ist. Zwei Träger-Frequenzbereiche  $f = \{[200, 400], [3200, 3700]\}$  Hz zeigen eine ausgeprägte Beeinflussung durch die Überrollfrequenzen. Diese werden im Folgenden für bandbegrenzte Hüllkurvenanalysen mit optimiertem Frequenzband ausgewählt.

#### 4.4 Anwendung zur Optimierung der klassischen Hüllkurvenanalyse

Auf Grundlage der klar interpretierbaren Trägerfrequenzspektren (Abb. 5) zeigt Abbildung 6 die entsprechenden bandbegrenzten Hüllkurvenspektren. Im Vergleich zur direkten Hüllkurvenanalyse (Abb. 4,  $f = [50, 6000]$  Hz) sticht nun jeweils die Grundharmonische ( $f' = 59.92$  Hz) der Überrollfrequenz als dominanteste Frequenz im Hüllkurvenspektrum hervor.

### 5. Zusammenfassung

Dieser Beitrag stellt ein neues Verfahren ‚invertierte Hüllkurvenanalyse‘ (iHKA) vor, welches der Detektion und Bewertung von Wälzlagerschäden dient. Es basiert auf der Annahme, dass Schwingungsmessungen an rotierenden Maschinen mit schadhaftem Wälzlager den zyklstationären Prozessen zuzuordnen sind. Ihr Erzeugungsmechanismus basiert auf der Amplitudenmodulation, wobei die Überrollungen des Schadens zu einer periodischen Anregung des Übertragungspaths von Schadenszone zu Schwingungssensor führt. Die durch die Modulation eingebrachte Phasenstruktur wird mittels der spektralen Analyse höherer Ordnung gezielt ausgewertet und hinsichtlich Kombinationen aus Träger-  $f$  und Schadensfrequenz  $f'$  zugeordnet. Im Gegensatz zur Hüllkurvenanalyse lässt sich damit die Schadenssignatur klar den zugehörigen Trägerfrequenzen (4.3) zuordnen. Dies erlaubt bspw. die Optimierung der klassischen Hüllkurvenanalyse (4.4), die damit eindeutiger Ergebnisse liefert. Darüber hinaus sind die Frequenzen der Schadenssignatur mittels iHKA wesentlich eindeutiger im Spektrum der Modulationsfrequenzen zu identifizieren (4.2), sodass mit dieser die Detektierbarkeit auch für niedrigere Signal-Rausch-Verhältnisse möglich ist (4.1).



## Referenzen

- [1] M.J. Hinich, D. Marandino, E.J. Sullivan, Bispectrum of ship-radiated noise, *The Journal of the Acoustical Society of America* 85(4):1512–1517, 1989.
- [2] J.W. Dalle Molle, Higher-order spectral analysis and the trispectrum. PhD Thesis, Austin, TX, 1992.
- [3] F. Hausdorff, Beiträge zur Wahrscheinlichkeitsrechnung (Contributions to probability theory), Königl. Sächs. Gesellschaft der Wissenschaften zu Leipzig, 1901.
- [4] W.B. Collis, P.R. White, J.K. Hammond, Higher-order spectra: The bispectrum and trispectrum, *Mechanical Systems and Signal Processing* 12(3):375–394, 1998.
- [5] A. Trapp, P. Wolfsteiner, Praktische Schwingungsanalysen mittels Spektren höherer Ordnung, *VDI-Berichte: 2. VDI-Schwingungstagung(2366):137–152*, 2019.
- [6] T. Barszcz, *Vibration-Based Condition Monitoring of Wind Turbines*, Springer International Publishing, Cham, 2019.
- [7] R.B. Randall, J. Antoni, Rolling element bearing diagnostics—A tutorial, *Mechanical Systems and Signal Processing* 25(2):485–520, 2011.
- [8] M.B. Priestley, Evolutionary spectra and non-stationary processes, *Journal of the Royal Statistical Society* 27(2):204–237, 1965.
- [9] M.B. Priestley, *Non-linear and Non-stationary Time Series Analysis*, 1st ed., Academic Press, London, 1988.
- [10] J. Antoni, The spectral kurtosis: a useful tool for characterising non-stationary signals, *Mechanical Systems and Signal Processing* 20(2):282–307, 2006.
- [11] A. Trapp, P. Wolfsteiner, Integrated spectral kurtosis analysis, *Asia-Pacific Signal and Information Processing Association Annual Summit and Conference*, 2021.
- [12] T. Barszcz, A. Jabłoński, A novel method for the optimal band selection for vibration signal demodulation and comparison with the Kurtogram, *Mechanical Systems and Signal Processing* 25(1):431–451, 2011.
- [13] A. Trapp, P. Wolfsteiner, On the generation of cross-frequency correlation in higher-order spectra arising from non-stationary processes, zur Veröffentlichung eingereicht.
- [14] C.L. Nikias, A.P. Petropulu, *Higher-order spectra analysis: A nonlinear signal processing framework*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1993.
- [15] M. Buzzoni, G. D'Elia, M. Cocconcelli, A tool for validating and benchmarking signal processing techniques applied to machine diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing* 139:106618, 2020.
- [16] W.A. Smith, R.B. Randall, Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: A benchmark study, *Mechanical Systems and Signal Processing* 64-65:100–131, 2015.



# Extraktion und Selektion geeigneter Merkmale für die Restlebensdauerprognose von technischen Systemen trotz aleatorischen Unsicherheiten

**Osarenren Kennedy Aimiyeagbon**, Dr.-Ing. **Amelie Bender**,  
Prof. Dr.-Ing. habil. **Walter Sextro**,  
Universität Paderborn, Fakultät für Maschinenbau, Dynamik und  
Mechatronik, Paderborn

## Kurzfassung

Aufgrund der Fortschritte der Digitalisierung finden Systeme zur Zustandsüberwachung vermehrt Einsatz in der Industrie, um durch eine zustandsbasierte oder eine prädiktive Instandhaltung Vorteile, wie eine verbesserte Zuverlässigkeit und geringere Kosten zu erzielen. Dabei beruhen Zustandsüberwachungssysteme auf den folgenden Bausteinen: Sensorik, Datenvorverarbeitung, Merkmalsextraktion und -auswahl, Diagnose bzw. Prognose sowie einer Entscheidungsfindung basierend auf den Ergebnissen. Jeder dieser Bausteine erfordert individuelle Einstellungen, um ein geeignetes Zustandsüberwachungssystem für die jeweilige Anwendung zu entwickeln. Eine offene Fragestellung im Bereich der Zustandsüberwachung ergibt sich aufgrund der Unsicherheit der Zukunft, die sich in den zukünftigen Betriebs- und Umgebungsbedingungen zeigt. Diese Unsicherheit gilt es in allen Bausteinen zu berücksichtigen.

Dieser Beitrag konzentriert sich auf den Baustein Merkmalsextraktion und -selektion, mit dem Ziel anhand geeigneter Merkmale eine Prognose der nutzbaren Restlebensdauer mit hoher Genauigkeit realisieren zu können. Daher werden geeignete Merkmale aus dem Zeitbereich und daraus abgeleitete Zustandsindikatoren für die Restlebensdauerprognose von technischen Systemen vorgestellt. Dabei sind Zustandsindikatoren Kenngrößen zur Beobachtung des Zustands der kritischen Systemkomponenten. Anhand dreier Anwendungsbeispiele wird ihre Eignung evaluiert. Dabei werden Daten aus Lebensdauerversuchen unter instationären Betriebs- und Umgebungsbedingungen ausgewertet. Die auftretenden Unsicherheiten der Zukunft werden somit berücksichtigt. Die Beispielsysteme beruhen auf Gummi-Metall-Elementen und Wälzlagern. Aus den generierten Ergebnissen lässt sich schließen, dass die Zustandsindikatoren aus der betrachteten Zeitreihen-Toolbox auch unter unbekannten Betriebs- und Umgebungsbedingungen robust sind.

## Abstract

Due to the advances in digitalization, condition monitoring systems have found numerous applications in the industry due to benefits such as improved reliability and lowered costs through condition-based or predictive maintenance. Condition monitoring systems typically involve elements, such as data acquisition via suitable sensors, data preprocessing, feature extraction and selection, diagnostics, prognostics and (maintenance) decisions based on diagnosis or prognosis. For the application-specific development of a suitable condition monitoring system, each of these elements requires individual settings. Due to the uncertainty of the future, an open question arises in the condition monitoring field, which is reflected in unknown future operating and environmental conditions. This uncertainty needs consideration in all elements of a condition monitoring system.

This article focuses on feature extraction and selection, building on the hypothesis that the remaining useful life of a technical system can be predicted with high accuracy utilizing suitable features. In this article, health indicators derived from time-domain features that permit the monitoring of the health of critical system components are presented for predicting the remaining useful life of technical systems. Three distinct application examples based on rubber-metal elements and rolling-element bearings are evaluated to validate the suitability of the presented methods. Experimental data from accelerated lifetime tests conducted under non-stationary operating and environmental conditions are considered to take possible future uncertainties into account. It can be concluded from the acquired results that health indicators derived from the presented time series toolbox are robust to varying operating and environmental conditions.

## 1. Einleitung

Für die Entwicklung eines Zustandsüberwachungssystems werden die mit der Sensorik an der jeweiligen Anwendung aufgenommenen Daten erst vorverarbeitet, bevor die Merkmalsextraktion und -selektion folgt. Dabei werden häufig Zustandsindikatoren aus Zustandsüberwachungsdaten abgeleitet, um den Zustand von kritischen technischen (mechatronischen oder cyber-physischen) Komponenten oder Systemen über den Lebenszyklus zu beobachten [2, 6, 24]. Um die Einsatzbarkeit solcher Zustandsindikatoren zu gewährleisten, ist es notwendig, dass sie gegenüber Unsicherheiten, zum Beispiel aufgrund der Betriebs- und Umgebungsbedingungen und des Materialverhaltens, robust sind, da derartige Unsicherheiten die Messdaten und damit die aus ihnen abgeleiteten Merkmale beeinflussen können. Dadurch können Merkmalsänderungen nicht direkt der Degradation des beobachteten Systems zugeordnet werden. Es gibt zwar einige Ansätze in der Literatur, um beispielsweise Unsicherheiten der Betriebs- und Umgebungsbedingungen zu berücksichtigen, aber die Ansätze beruhen i.d.R. auf bekannten Betriebs- und Umgebungsbedingungen [22]. In realen Anwendungen werden die Betriebs- und Umgebungsbedingungen vielfach nicht mit aufgenommen. Gründe liegen teils in den dafür benötigten, fehlenden Sensoren und damit verbundenen Kosten, und teils in kaum bis nicht realisierbaren Messungen der Betriebsbedingungen, z.B. Kraftmessungen zwischen verbundenen Komponenten.

In realen Anwendungen beeinflussen verschiedene Unsicherheiten das Verhalten und die Degradation technischer Systeme. Um eine Zustandsüberwachung dieser Systeme mit hoher Genauigkeit umsetzen zu können, müssen die identifizierten Unsicherheiten analysiert und bestenfalls reduziert werden. Unsicherheiten lassen sich entsprechend ihrer Ursachen in zwei Gruppen aufteilen: epistemische und aleatorische Unsicherheiten [19, 4]. Epistemische Unsicherheiten beruhen auf unbekannten Ursachen. Dahingegen resultieren aleatorische Unsicherheiten aus zufälligen Streuungen, die dem Degradationsverhalten des Systems inhärent sind [4]. Laut Goebel et al. [12] stellt die Unsicherheit der Zukunft die signifikanteste Unsicherheit im Kontext der Zustandsüberwachung dar. Sie zeigt sich in den zukünftigen Betriebs- und Umgebungsbedingungen und stellt eine Herausforderung im Themenfeld Zustandsüberwachung dar, denn in den meisten realen Anwendung liegen über der Zeit variierende Bedingungen vor. Daher werden in diesem Beitrag Merkmale identifiziert, die aleatorische Unsicherheiten der Zukunft berücksichtigen können bzw. eine Restlebensdauerprognose trotz dieser Unsicherheiten ermöglichen.

Generell werden Merkmale in drei Domänen extrahiert: im Zeit-, Frequenz- und Zeit-Frequenz-Bereich. Eine wesentliche Frage, die sich bei der Betrachtung variierender Betriebsbedingungen stellt, liegt darin, geeignete Merkmale in einer geeigneten Domäne zu identifizieren. Viele Forschungsarbeiten, die variierende Betriebsbedingungen betrachten, konzentrieren sich dabei auf Merkmale aus dem Zeit-Frequenz-Bereich [23, 14, 3].

In Kapitel 2 dieses Beitrags werden klassische Merkmale aus dem Zeitbereich und aus einer Zeitreihen-Toolbox [9, 11] vorgestellt. Da die Daten nicht weiter transformiert werden müssen, ist die Zeitbereichsanalyse mit geringem Aufwand durchführbar. Außerdem können viele Erkenntnissen im Zeitbereich gewonnen werden [2, 13]. In der Zeitreihen-Toolbox [9, 11] sind diverse Merkmale enthalten, die eine Zeitreihe beschreiben und fachbereichsübergreifend eingesetzt werden können. Anschließend werden mithilfe eines Merkmalsselektionsverfahren Zustandsindikatoren aus den extrahierten Merkmalen ausgewählt.

In Kapitel 3 werden anhand von drei Anwendungsfällen Zustandsindikatoren ausgewählt, analysiert und gegenübergestellt. Die überwachten Systeme beruhen auf Gummi-Metall-Lagern auf der einen Seite und Wälzlager auf der anderen Seite. In allen Anwendungen werden die Lager in beschleunigten Lebensdauertests unter instationären Betriebs- bzw. Umgebungsbedingungen degradiert. Während Gummi-Metall-Elemente explizit zur Schwingungsreduktion eingesetzt werden, dienen Wälzlager der Lagerung von bspw. rotierenden Systemen. In beiden Fällen ändern sich die messbaren Schwingungen, wenn die Lager degradieren, daher ist als geeignete Messgröße für die Zustandsüberwachung die Beschleunigung ausgewählt worden. Aus diesen an den Lagern gemessenen Signalen werden geeignete Zustandsindikatoren ermittelt und gegenübergestellt. Aus den generierten Ergebnissen lässt sich schließen, dass die Zustandsindikatoren aus der betrachteten Zeitreihen-Toolbox robust gegenüber Unsicherheiten sind, auch unter unbekannten Betriebs- und Umgebungsbedingungen. Eine Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse rundet diesen Beitrag ab.

## 2. Methodik

Da Zustandsüberwachungsdaten häufig als Zeitreihen im Zeitbereich vorliegen, ist eine Zeitbereichsanalyse zur Diagnose oder Prognose der Zustände naheliegend. Klassische Merkmale aus dem Zeitbereich wie der Maximalwert oder der Effektivwert (RMS) eines Signals sind unkompliziert zu berechnen und in eine Trendanalyse zu integrieren [1, 15, 24]. Insgesamt werden 12 solcher klassischen Merkmale aus dem Zeitbereich aus vorliegende Beschleunigungsmessungen extrahiert, um mögliche Informationen über den Zustand der jeweiligen Komponenten zu gewinnen. In Tabelle 1 ist eine kurze Beschreibung der verwendeten Merkmale zu finden. Diese klassischen Merkmale haben sich bereits in der Literatur als geeignete Zustandsindikatoren erwiesen [1, 15, 21, 24].

Tabelle 1: Klassische Merkmale aus dem Zeitbereich [1, 15, 21, 24]

<b>Kurze Beschreibung der Merkmale</b>	
1	RMS bzw. der Effektivwert stellt den Energiegehalt eines Signals dar.
2	Peak stellt den maximalen absoluten Wert eines Signals dar. Dieses Merkmal sowie daraus abgeleitete Merkmale geben die Impulshaltigkeit eines Signals wieder.
3	Impulse_Factor ist der Quotient aus dem Merkmalswert Peak und dem Mittelwert eines Signals.
4	Crest_Factor ist der Quotient aus den Merkmalswerten Peak und RMS.

*wird auf der nächsten Seite fortgesetzt*

Tabelle 1: Klassische Merkmale aus dem Zeitbereich (Fortsetzung)

	Kurze Beschreibung der Merkmale
5	Clearance_Factor ist der Quotient aus dem Merkmalswert Peak und dem quadrierten Mittelwert der Quadratwurzeln der absoluten Wert eines Signals.
6	Peak-to-peak gibt die Differenz zwischen dem Maximal- und dem Minimalwert eines Signals wieder.
7	Line_Integral stellt die Summe der Differenzen aufeinander folgender Werte eines Signals dar.
8	Shannon_Entropy beschreibt den zufälligen Charakter eines Signals.
9	Shape_Factor stellt den Quotient aus dem Merkmalswert RMS und dem mittleren absoluten Wert eines Signals dar.
10	Variance beschreibt die Streuung eines Signals und entspricht dem zweiten zentralen Moment.
11	Skewness beschreibt die Schiefe einer Verteilung und entspricht dem dritten zentralen Moment.
12	Kurtosis beschreibt die Steilheit einer Verteilung und entspricht dem vierten zentralen Moment.

Die Zeitreihen-Toolbox, die hier betrachtet wird, ist die "highly comparative time-series analysis" (HCTSA)-Toolbox, welche fachbereichsübergreifende Merkmale, z.B. aus der Physik und Medizin bündelt [9, 11]. Mit der Toolbox können ungefähr 7700 Merkmale u.a. aus der Verteilung, Entropie und Informationstheorie, Modellfitting und Zeitreihenvorhersage, symbolische Transformationen und Statistiken aus der biomedizinischen Signalverarbeitung berechnet werden [10]. Die Anwendbarkeit der Merkmale als geeignete Zustandsindikatoren für Systeme, die unter variierenden Betriebsbedingungen betrieben werden, ist anhand von Beschleunigungsmessungen und verschiedenen Schädigungszuständen von Wälzlager und sechs baugleichen Windkraftanlagen eines Windparks in Nordschweden gezeigt worden [2]. Eine kurze Beschreibung der für diesen Beitrag relevanten Merkmale der Toolbox sind in Tabelle 2 zusammengefasst [10, 9, 11].

Tabelle 2: Merkmale aus der HCTSA-Toolbox

	Kurze Beschreibung der Merkmale
1	MD_hrv_classic.vlf ist ein statistisches Maß aus der Medizin für die Analyse der Herzfrequenzvariabilität (engl. heart rate variability, HRV)
2	SB_MotifThree_quantile.acca ist ein statistisches Maß zur Beschreibung einer symbolischen transformierten Zeitreihe
3	SB_MotifThree_diffquant.aaaa ist ein statistisches Maß zur Beschreibung einer symbolischen transformierten und differenzierten Zeitreihe

Aufgrund der Vielzahl an resultierende Merkmale werden mithilfe des Merkmalsselektionsverfahrens "Monotonicity" geeignete Merkmale für die Restlebensdauerprognose selektiert. Dabei bekommt jedes Merkmal einen Rang aufgrund eines monotonen Zusammenhangs. Da davon ausgegangen wird, dass die Degradation einen monotonen Verlauf aufweist, sind streng monoton steigende/fallende Merkmale besonders aussagekräftig [2, 7].

Da die Degradation der in den Anwendungsbeispielen betrachteten Wälzlager nicht direkt

gemessen werden konnte und somit keine Vergleichswerte zur Evaluierung vorliegen, wird über die zeitliche Entwicklung des Frequenzspektrums auf die (fortschreitende) Degradation geschlossen.

### 3. Anwendungsbeispiele

Im folgenden Abschnitt wird die Anwendung der beschriebenen Methodik durch drei Anwendungsbeispiele verdeutlicht. Die Anwendungsbeispiele zeigen Unsicherheiten der Eingangsdaten und der Zukunft auf. Das Anwendungsbeispiel Gummi-Metall-Lager weist insbesondere Materialunsicherheit auf und die Wälzlager-Anwendungsbeispiele zeigen insbesondere Unsicherheiten der Betriebsbedingungen auf. Die hier betrachteten Datensätze sind sogenannte *run-to-failure* Daten, die vom fehlerfreien Zustand bis zum Ausfall des Systems aufgenommen worden sind.

#### 3.1 Anwendungsbeispiel: Gummi-Metall-Lager

Gummi-Metall-Elemente dienen der Schwingungsisolierung in verschiedenen Anwendungen, wie z.B. Windenergieanlagen oder Lastkraftwagen. Stärken dieser Elemente liegen u.a. in ihrem elastischen Verhalten und ihrer gezielten Anpassbarkeit an die jeweilige Anwendung im Fertigungsprozess [8]. Jedoch führen ihr nichtlineares Verhalten und die fertigungsbedingten Streuungen unter gleichen Lagertypen zu Variationen in der Lebensdauer.

Die Elemente werden auf dem in Abbildung 1(a) dargestellten Prüfstand im Labor des Lehrstuhls für Dynamik und Mechatronik in Lebensdauerversuchen getestet. Während das Innenrohr des Gummi-Metall-Elements fixiert ist, wird das Außenrohr über einen Hydraulikzylinder durch eine kraftgeregelte Sinus-Schwingung bewegt. Die entstehende Relativbewegung zwischen Innen- und Außenrohr führt über der Zeit zu einer Degradation des Elastomers. Eine detaillierte Beschreibung des Prüfstands findet sich in [6].

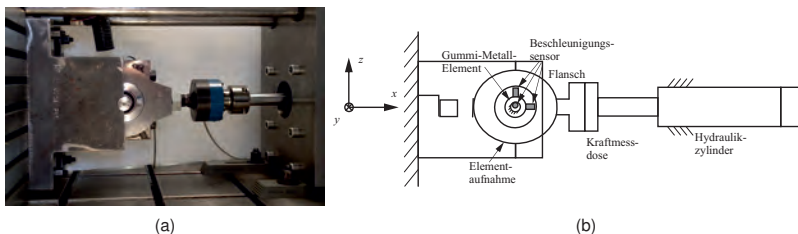


Abbildung 1: Lebensdauerversuch Gummi-Metall-Lager (a) Lebensdauerprüfstand der Gummi-Metall-Lager [5] und (b) Prinzipskizze zur Beschleunigungsmessung am Lebensdauerprüfstand der Gummi-Metall-Elemente [5]

Zur Evaluierung der vorgestellten Methode werden zwei Lebensdauerversuche unter verschiedenen, variierenden Betriebs- bzw. Umgebungsbedingungen ausgewertet. Dabei sind die Erregerkraftamplitude und die Erregerfrequenz des Hydraulikzylinders in einem Intervall variiert worden, wie in Tabelle 3 dargestellt. Die zusätzlich angegebene Umgebungstemperatur hat als nicht regelbare Umgebungsbedingung einen Einfluss auf die Eigenschaften des Elastomers und damit auf dessen Degradationsverhalten. Die Shore-Härte kennzeichnet eine typische Eigenschaft des Elastomers und ist für die betrachteten Lager ähnlich. Die genauen Eigenschaften können dennoch abweichen.

Tabelle 3: Betriebs- und Umgebungsbedingungen der Lebensdauerversuche der Gummi-Metall-Elemente sowie die jeweils resultierende Lebensdauer.

Lager	Shore-Härte	Erregerkraft	Erregerfrequenz	Umgebungstemp.	Lebensdauer
L12	61,5	40 kN	2 Hz	[28,4; 33,5] °C	938 000 s
L13	62,0	[39; 42] kN	[2; 6] Hz	[25,1; 29,2] °C	536 100 s

In [5] hat Bender ein Zustandsüberwachungssystem für diese Elemente entwickelt, das auf der Messgröße "relative Temperatur" beruht. Zusätzlich hat Bender das Potential der Messgröße "Beschleunigung" für die Zustandsüberwachung dieser Elemente aufgezeigt, das in diesem Beitrag durch die Wahl geeigneter Zustandsindikatoren untermauert wird. In Abbildung 1(b) ist anhand einer Prinzipskizze veranschaulicht, wie die Beschleunigungen am Gummi-Metall-Element gemessen worden sind. Insgesamt sind in drei Richtungen, in Belastungsrichtung (negative x-Richtung), in negative z-Richtung und in y-Richtung eindimensionale oder dreidimensionale ICP-Sensor platziert worden. Beschleunigungsmessungen am Element erfolgten drei Mal pro Tag.

Die im Folgenden ausgewerteten Beschleunigungsmessungen sind mit einer Abtastfrequenz von 10,24 kHz und einer Messdauer von 1,6 s in Belastungsrichtung aufgenommen worden. In [5] ist gezeigt worden, dass bereits im Stillstand messbare Schwingungen des Prüfstands durch die Hydraulik eingeleitet werden. Hier werden nun zusätzlich die Unsicherheiten analysiert, die sich in den gemessenen Beschleunigungen während des Betriebs zeigen. In Abbildung 2(a) sind drei aufeinander folgende Lastzyklen des Lebensdauerversuchs 12 (L12) dargestellt, die sich in ihren Extremwerten und ihrer Form unterscheiden. Das Histogramm in Abbildung 2(b) zeigt, dass eine derartige Messung durch eine Normalverteilung beschrieben werden kann. Eine Messung von Lager 12 kann daher durch einen mittleren Mittelwert von 0,08 g und eine mittlere Standardabweichung von 2,68 g beschrieben werden. Über der Lebensdauer schwanken die Standardabweichungen im Intervalle [1,72; 3,06] g. Eine Normalverteilung zeigt sich auch für Lebensdauerversuch 13 (L13), wie in Abbildung 2(c) gezeigt. Hier liegen der mittlere Mittelwert bei 0,066 g und die mittlere Standardabweichung bei 2,800 g. Über der Lebensdauer variieren die Standardabweichungen in einem Band von [1,92; 3,38] g. In beiden Fällen sind die Streuungen vergleichbar. Weiterhin ist kein Trend über der Lebensdauer erkennbar.

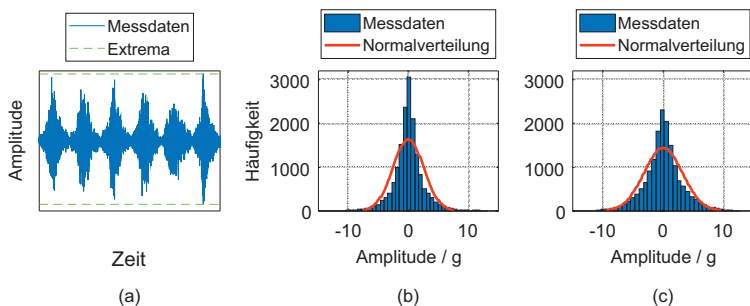


Abbildung 2: Unsicherheiten in den Beschleunigungsmessungen: (a) Beschleunigungsmessung für L12, (b) Histogramm der Beschleunigungsmessung von L12 und (c) Histogramm einer Beschleunigungsmessung von L13.



Die Ergebnisse der Spektralanalyse der in negative x-Richtung aufgezeichneten Beschleunigungsmessungen für L12 bzw. L13 im interessierenden Frequenzbereich bis 50 Hz sind in Abbildung 3(a) bzw. Abbildung 3(b) als Wasserfalldiagramme zusammengefasst. Dabei werden die Amplituden über den Frequenzen und Messungen dargestellt.

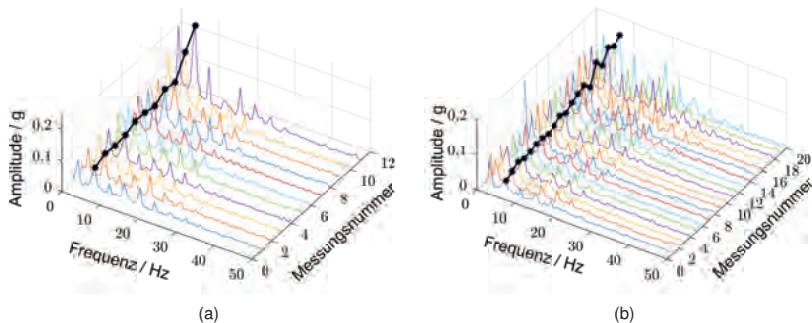


Abbildung 3: Wasserfalldiagramme in Abhängigkeit der Messungsnummer für (a) L12 und (b) L13. Dabei stellt die mit einem Stern markierte Linie die 3. Harmonische dar.

Auffällig sind in beiden Abbildungen die Frequenzkomponenten, die ungefähr bei der Erregerfrequenz von 2 Hz und ihrer ungeraden Harmonischen liegen. Weiterhin zeigen sich annähernd ansteigende Amplituden, insbesondere bei der 3. Harmonischen, über den einzelnen Messungen. Diese über der Messungsnummer annähernd ansteigenden Amplituden lassen sich durch die abnehmende Steifigkeit und somit die zunehmende Degradation der Gummi-Metall-Elemente erklären.

Bei der weiteren Analyse der Beschleunigungsmessungen im Zeitbereich wird auf die beschriebene Methodik zurückgegriffen. Um eine Vergleichbarkeit der Lebensdauerversuche untereinander zu gewährleisten wird im Folgenden eines der besten Merkmale vorgestellt und nicht jeweils das beste Merkmal. Aufgrund der geringen Anzahl an Messungen der Lebensdauerversuche lassen sich hier nur Vermutungen anstellen. Die Abbildungen 4(a) und 4(b) stellen das Merkmal `Shape_Factor` aus der Menge der klassischen Merkmalen und die Abbildungen 4(c) und 4(d) stellen das Merkmal `MD_hrv_classic.vlf` aus der Zeitreihen-Toolbox jeweils für L12 bzw. L13 dar. Das Merkmal `Shape_Factor` ist laut dem Selektionsverfahren für beide Versuche geeignet. Die Abbildungen 4(a) und 4(b) zeigen jedoch, dass der `Shape_Factor` für L12 um ein konstantes Niveau schwankt und auch für L13 keinen streng monotonen Trend aufweist. Demgegenüber zeigt das Merkmal `MD_hrv_classic.vlf` zu Beginn des Versuchs L12 (Abbildung 4(c)) keinen klaren Trend, aber gegen Ende des Versuchs verzeichnet das Merkmal einen steilen Anstieg. In Abbildung 4(d) lässt sich für L13 ein nahezu monotoner Trend über der Messungsnummer für das Merkmal `MD_hrv_classic.vlf` vermuten. Aufgrund der Korrelation zwischen der Wasserfalldiagramme aus Abbildung 3 und dem Merkmal `MD_hrv_classic.vlf` aus Abbildungen 4(c) und 4(d) kann festgehalten werden, dass das Merkmal `MD_hrv_classic.vlf` annähernd das Degradationsverhalten der Gummi-Metall-Elemente widerspiegeln kann.

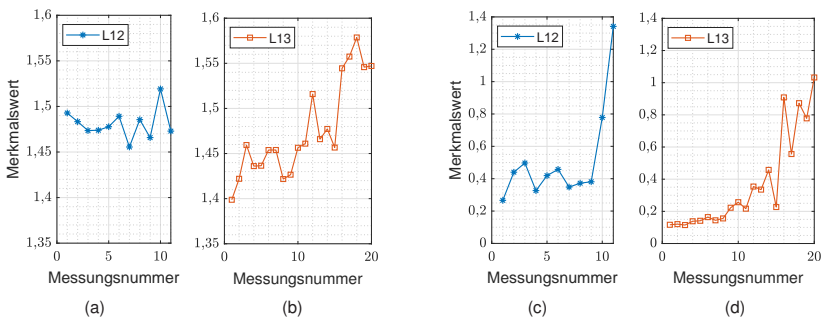


Abbildung 4: Gegenüberstellung der Merkmale für L12 und L13 aus der Menge der klassischen Merkmalen (a) und (b) Shape\_Factor bzw. (c) und (d) MD\_hrv\_classic.vlf aus der Zeitreihen-Toolbox

### 3.2 Anwendungsbeispiel: Wälzlager belastet mit instationärer Lagerbelastung und Drehzahl

Der Datensatz für dieses Anwendungsbeispiel ist mit dem Wälzlagerprüfstand des Lehrstuhls für Dynamik und Mechatronik der Universität Paderborn generiert worden. Mit dem auf Abbildung 5(a) dargestellten Wälzlagerprüfstand können beschleunigte Lebensdauerversuche durchgeführt und dabei Betriebs- und Zustandsüberwachungsdaten aufgenommen werden.

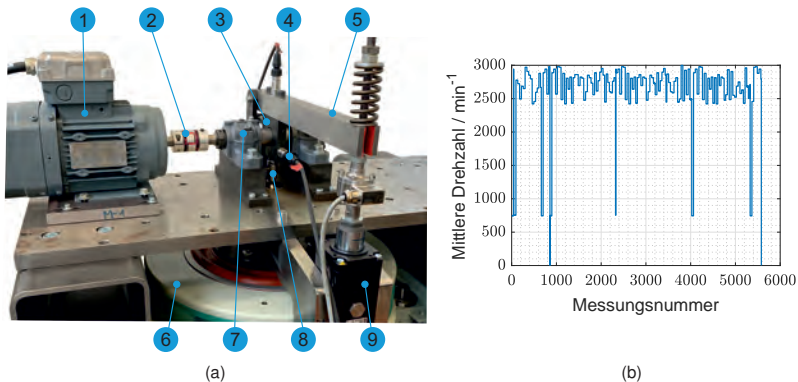


Abbildung 5: (a) Lebensdauerprüfstand der Wälzlager mit den Komponenten: (1) Antriebsmotor, (2) Elastomerkupplung, (3) Lagergehäuse, (4) Beschleunigungsaufnehmer, (5) Hebelkonstruktion, (6) elektrodynamischer Shaker [20], (7) Stützlager, (8) mit einem Quarzkraftmesselement verbundener Stinger und (9) Linearantrieb  
(b) Mittlere Drehzahl über den gesamten Messzeitraum

Das Prüflager des Typs 61806-2RS, welches mittig auf einer Welle in einem Gehäuse (3) montiert ist, wird durch einen Elektromotor (1) angetrieben. Über das Gehäuse können Kräfte auf das Prüflager aufgebracht werden. Eine statische Last wird über die Hebelkonstruktion (5)

und eine dynamische Last durch den elektrodynamischen Shaker (6) über einen Stinger (8) in das Gehäuse eingeleitet [20]. Um instationäre Betriebsbedingungen einzustellen, werden die Betriebsparameter alle 10 Minuten zufällig aus einem festgelegten Arbeitsbereich ausgewählt. Dabei nimmt die Motordrehzahl Werte im Intervalle  $[2400; 3000] \text{ min}^{-1}$  und die kombinierte Lastamplitude Werte im Intervalle  $[4,3; 4,9] \text{ kN}$  an. Die dynamische Last ist sinusförmig mit einer konstanten Frequenz von 2 Hz. Nach jeder langen Unterbrechung eines Versuchs, z.B. ein Versuchsstillstand, wird für 10 Minuten keine dynamische Last, sondern nur eine statische Last von 2,5 kN und eine Drehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$ , wie in Abbildung 5(b) zu erkennen ist, eingestellt. Während des Versuchs werden neben den Betriebsparametern die Körperschallschwingungen am Prüflagergehäuse durch drei Beschleunigungsaufnehmer (zwei in horizontaler Richtung und einen in vertikaler Richtung) aufgenommen. Weiterhin werden die Raumtemperatur und die Temperatur des Prüflagergehäuses erfasst. In der folgenden Analyse werden nur die Beschleunigungen ausgewertet, die radial durch den im Bild gekennzeichneten Beschleunigungsaufnehmer (4) aufgenommen worden sind.

Mit einem Messintervall von ca. 12 s, einer Messdauer von 1,6 s und einer Abtastfrequenz von 128 kHz sind insgesamt 5579 Beschleunigungsmessungen erfasst worden, bis das Prüflager nach einer Laufzeit von ca. 89 129 s komplett ausgefallen war. Die kleinste Spannungslösung des verwendeten Analog-Digital-Wandlers beträgt ca. 30 mV, was sich als unzureichend für die Beschleunigungsmessungen herausgestellt hat und was eine weitere Unsicherheit mit sich bringt. Beschädigungen am Lagerkäfig und Verformungen am Wälzkörper charakterisieren den Verschleiß des Lagers. Das Ergebnis der Spektralanalyse der Beschleunigungsmessungen ist in Abbildung 6(a) als Wasserfalldiagramm zusammengefasst. Der Übersichtlichkeit halber ist dabei jede 100. Messung bis 500 Hz dargestellt worden. Die Drehfrequenz und ihre Harmonischen sind in der Abbildung erkennbar. Weiterhin zu erkennen sind die hohen Amplituden im Bereich von ca.  $[300; 450] \text{ Hz}$ . In der Analyse zeigt sich, dass einem dieser Peaks die charakteristische Frequenz eines Lagerschadens zugeordnet werden kann. Dazu ist beispielhaft das Ergebnis der Spektralanalyse der 2000. Messung in Abbildung 6(b) dargestellt. Aus der Abbildung geht hervor, dass der Peak ungefähr bei dem 8,7-fachen der Drehfrequenz liegt. Da kein eindeutiger monotoner Trend über die Messungen mit der Spektralanalyse zu erkennen ist, werden die beschriebenen Verfahren zur Merkmalsextraktion- und -Selektion im Folgenden angewandt.

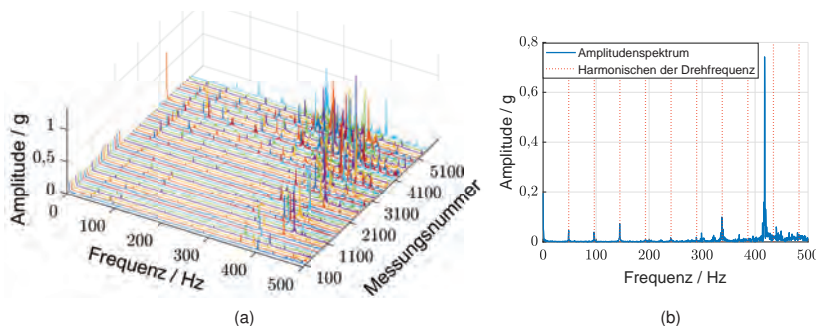


Abbildung 6: (a) Wasserfalldiagramm in Abhängigkeit der Messungsnummer bei der Betrachtung jeder 100. Messung (b) Frequenzspektrum der Beschleunigungsmessung mit der 2000. Messungsnummer

Das Ergebnis ist in Abbildung 7 dargestellt. Dabei stellen die Abbildungen 7(a) und 7(b)

jeweils das Merkmal dar, welches aus der Menge der klassischen Merkmalen (Shape\_Factor) bzw. aus der Zeitreihen-Toolbox (SB\_MotifThree\_diffquant.aaaa) selektiert worden ist. Wie in Abbildung 7(a) zu erkennen ist, zeigt das Merkmal Shape\_Factor keinen eindeutigen Trend. Dahingegen weist das Merkmal SB\_MotifThree\_diffquant.aaaa (Abbildung 7(b)) einen monoton fallenden Trend auf. Weiterhin erkennbar in der Abbildung sind hohe Peaks, welche zu den Messungen ohne dynamische Last und bei einer Drehzahl von  $750 \text{ min}^{-1}$  korrelieren. Dementsprechend spiegelt das Merkmal SB\_MotifThree\_diffquant.aaaa zwar die Betriebsbedingung wieder, aber die kontinuierliche Degradation des Prüflagers wird dadurch nicht überschattet.

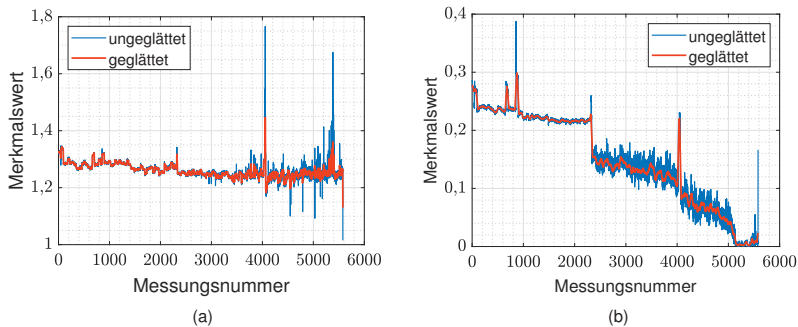


Abbildung 7: Gegenüberstellung der besten Merkmale aus der Mengen der klassischen Merkmalen (a) Shape\_Factor und der Zeitreihen-Toolbox (b) SB\_MotifThree\_diffquant.aaaa

### 3.3 Anwendungsbeispiel: Wälzlager belastet mit konstanter Lagerbelastung und instationärer Drehzahl

Dieses Anwendungsbeispiel basiert auf einem öffentlich verfügbaren Datensatz eines Wälzlagers des Typs 6008-2RS1, der bei konstanter Lagerbelastung und instationärer Drehzahl bis zum Versagen unter kontrollierten Laborbedingungen aufgenommen worden ist. Eine detaillierte Beschreibung des Datensatzes, der Prüfbedingungen und des Prüfstands zur beschleunigten Lebensdauerprüfung sind in [16, 18, 17] zu finden. Der Datensatz beinhaltet insgesamt 1420 Messungen über ungefähr vier Monate bis zum Versagen des Lagers. Gemessen worden sind der Körperschall des Lagers mit einer Abtastfrequenz von  $51,2 \text{ kHz}$  und die Umdrehung der Welle mit einer Abtastfrequenz von  $0,8 \text{ kHz}$  über eine Messdauer von ungefähr  $60 \text{ s}$ . Abbildung 8(a) stellt die mittlere Drehzahl über die gesamte Messung dar. Wie in der Abbildung erkennbar ist, schwankt die mittlere Drehzahl leicht um  $50 \text{ min}^{-1}$  und ist somit über den gesamten Messzeitraum fast konstant. Dahingegen variiert die Drehzahl ungefähr im Bereich  $[10; 90] \text{ min}^{-1}$  zeitlich innerhalb einer Messung. Da die Messung der variierenden Drehzahl nicht im Datensatz erhalten ist, wird über die Zeit-Frequenz-Analyse der Beschleunigungsmessung auf die zugrundeliegende Betriebsbedingung geschlossen. Aufgrund des durch die Abtastfrequenz und Messdauer resultierenden hohen Speicherbedarfs sind die Beschleunigungsmessung für diese Analyse downgesampelt worden. Das in Abbildung 8(b) dargestellte Zeit-Frequenzspektrum einer Beschleunigungsmessung zeigt die Harmonischen der Drehfrequenz bei der 5., 10., 15. und 20. Ordnung, welche nicht nur die zugrunde liegende zeitlich variierende Drehzahl nachweist, sondern auch auf einen Lagerfehler hindeuten.

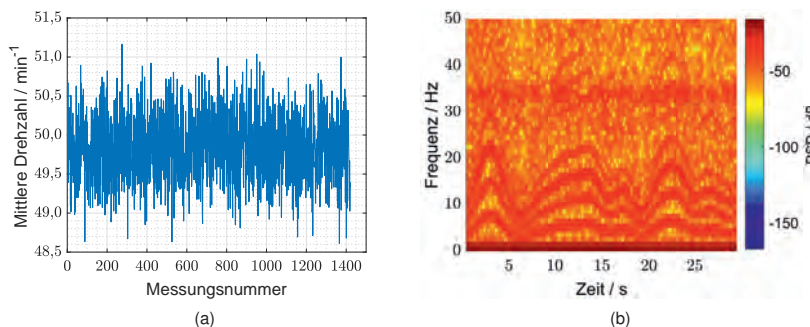


Abbildung 8: (a) Mittlere Drehzahl über den gesamten Messzeitraum von ca. vier Monate (b) Zeit-Frequenz-Diagramm der downgesampelten Beschleunigungsmessung mit der Messungsnummer 1410 und Dateiname: y18-m11-d03--03-39-27.n c

Um eine grobe Veränderung des Spektrums über dem Messzeitraum aufgrund einer möglichen Degradation des Lagers aufzudecken, ist eine Spektralanalyse der gesamten vorliegenden Beschleunigungsmessungen durchgeführt worden. Dazu ist in Abbildung 9(a) ein Wasserfalldiagramm dargestellt, bei dem nur jede 25. Messung der Übersichtlichkeit halber berücksichtigt wird. Erkennbar in der Abbildung sind die nahezu gleichbleibenden Amplituden bei einer Frequenz von ungefähr 0 Hz. Außerdem leicht zu erkennen sind die Resonanzen bei ca. 10 kHz und 20 kHz. Diese sind in Abbildung 9(b), die den Frequenzbereich von [9; 25] kHz fokussiert, deutlicher zu erkennen. Da diese nahezu über den Messzeitraum konstant sind, geben sie keine Aufschlüsse über die mögliche Degradation. Dahingegen sind hohe Amplituden im Frequenzbereich von [10; 20] kHz ab ca. der 1250. Messung sichtbar, welche möglicherweise auf die Degradation zurückzuführen sind.

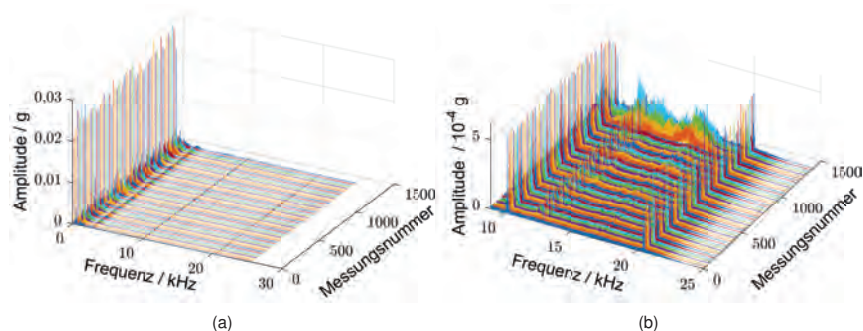


Abbildung 9: Wasserfalldiagramm in Abhängigkeit der Messungsnummer bei der Betrachtung jeder 25. Messung: (a) im gesamten Frequenzbereich und (b) im Frequenzbereich [9; 25] kHz

Abbildung 10 stellt die selektierten Merkmale dar. Dabei ist das Merkmal Peak-to-peak (Abbildung 10(a)) aus der Menge der klassischen Merkmalen und das Merkmal SB\_MotifThree\_

quantile.acca (Abbildung 10(b)) aus der Zeitreihen-Toolbox selektiert worden. Das Merkmal Peak-to-peak (Abbildung 10(a)) zeigt ein nahezu konstantes Niveau bis ungefähr zur 1250. Messung, was durch die niedrige Drehzahl und niedrige Impulse des möglichen Lagerfehlers begründet werden kann. Im Vergleich dazu zeigt das Merkmal SB\_MotifThree\_quantile.acca (Abbildung 10(b)) einen leichten monotonen Trend, was auf eine kontinuierliche Degradation des Lagers hindeutet. Bei der 1250. Messung brechen die Signale kurzzeitig ein, bevor sie wieder ansteigen. Insgesamt sind die Werte beider Merkmale deutlich höher als vor der 1250. Messung. Diese höheren Merkmalswerte und die Schwankungen gegen Ende des Versuchs könnten auf ein kritisches Versagen hindeuten.

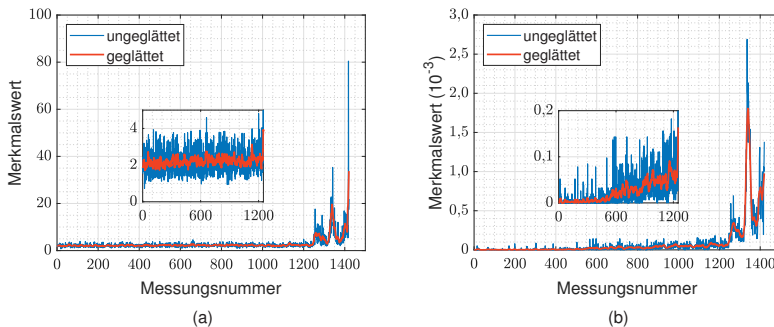


Abbildung 10: Gegenüberstellung der besten Merkmale aus der Mengen der klassischen Merkmalen (a) Peak-to-peak und der Zeitreihen-Toolbox (b) SB\_MotifThree\_quantile.acca

#### 4. Zusammenfassung

In diesem Beitrag sind klassische Zeitbereichsmerkmale und Zeitreihenmerkmale aus der HCT-SA-Toolbox vorgestellt worden. Zur Auswahl geeigneter Zustandsindikatoren für die Prognose der nutzbaren Restlebensdauer ist das Merkmalsselektionsverfahren „Monotonicity“ angewandt worden. Zur Evaluierung der Zustandsindikatoren sind für drei Anwendungsbeispiele Beschleunigungsmessungen unter variierenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen analysiert worden. Dabei haben sich für Gummi-Metall-Elemente bereits in den Messdaten Unsicherheiten gezeigt, die auf das Prüfsystem und das Gummi zurückzuführen sind. Bei den Wälzlager lag der Fokus stärker auf den variierenden Betriebsbedingungen und den dadurch verursachten Unsicherheiten. In beiden Fällen konnten insbesondere mit der Zeitreihen-Toolbox Zustandsindikatoren aus den gemessenen Beschleunigungen identifiziert werden, die eine Degradation der Systeme aufzeigen. Damit stellen diese Zustandsindikatoren eine geeignete Basis, um in Zukunft Prognosen der nutzbaren Restlebensdauer auch unter variierenden Betriebsbedingungen realisieren zu können.

## Danksagung

Die Forschung für diesen Artikel wurde gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), Projektnummer 451737409. Zudem entstanden die Daten zu dem Anwendungsbeispiel Gummi-Metall-Lager in einer Kooperation mit der Jörn GmbH, Stuttgart. Diese wurde gefördert durch das "Bundesministerium für Wirtschaft und Energie" aufgrund einer Verordnung des Deutschen Bundestags ("Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand ZIM"), (Nr. ZF4032924RF8).

Ein großes Danke geht an unseren Laboringenieuren Martin Liekenbröcker und Eduard Kubi, sowie an der studentischen Hilfskraft Lennart Viemann für die praktische Unterstützung im Labor.

## 5. Literaturverzeichnis

- [1] Aimiyekagbon, O. K.; Bender, A.; Sextro, W.: *Evaluation of time series forecasting approaches for the reliable crack length prediction of riveted aluminium plates given insufficient data*, in *PHM Society European Conference*, Bd. 5. 2020, S. 11–11.
- [2] Aimiyekagbon, O. K.; Bender, A.; Sextro, W.: *On the applicability of time series features as health indicators for technical systems operating under varying conditions*, in *Proceedings of the Seventeenth International Conference on Condition Monitoring and Asset Management (CM 2021)*. 2021.
- [3] Antoniadou, I.; Manson, G.; Staszewski, W. J.; Barszcz, T.; Worden, K.: *A time-frequency analysis approach for condition monitoring of a wind turbine gearbox under varying load conditions*. Mechanical Systems and Signal Processing, Jg. 65, S. 1–29, 2015. DOI: 10.1016/j.ymssp.2015.03.003.
- [4] Baraldi, P.; Popescu, I. C.; Zio, E.: *Methods of Uncertainty Analysis in Prognostics*, HAL (Hrsg.), 2012.
- [5] Bender, A.: *Zustandsüberwachung zur Prognose der Restlebensdauer von Gummi-Metall-Elementen unter Berücksichtigung systembasierter Unsicherheiten*. Dissertation, Universität Paderborn, Paderborn, 21.01.2021.
- [6] Bender, A.; Sextro, W.; Reinke, K.: *Neuartiges Konzept zur Lebensdauerprognose von Gummi-Metall-Elementen*. VDI-Berichte, Jg. 2301, S. 49–60, 2017.
- [7] Coble, J.; Hines, J. W.: *Identifying optimal prognostic parameters from data: a genetic algorithms approach*. 2009.
- [8] Domininghaus, H.; Elsner, P.; Eyerer, P.; Hirth, T. (Hrsg.): *Kunststoffe: Eigenschaften und Anwendungen*, 8., neu bearb. und erw. Aufl., VDI-Buch. Berlin und Heidelberg: Springer, 2012.
- [9] Fulcher, B. D.; Jones, N. S.: *hctsa: A computational framework for automated time-series phenotyping using massive feature extraction*. Cell systems, Jg. 5, Nr. 5, S. 527–531, 2017.
- [10] Fulcher, B. D.; Little, M. A.; Jones, N. S.: *HCTSA Documentation*, <https://hctsa-users.gitbook.io/hctsa-manual/>, Last viewed in: 03.2021.
- [11] Fulcher, B. D.; Little, M. A.; Jones, N. S.: *Highly comparative time-series analysis: the empirical structure of time series and their methods*. Journal of the Royal Society Interface, Jg. 10, Nr. 83, S. 20130048, 2013.



- [12] Goebel, K.; Daigle, M.; Saxena, A.; Sankararaman, S.; Roychoudhury, I.; Celaya, J.: *Prognostics: The science of prediction*, 1. Aufl. CreateSpace Independent Publishing Platform, 2017.
- [13] Howard, I.: *A Review of Rolling Element Bearing Vibration Detection, Diagnosis and Prognosis*., 1994.
- [14] Huang, H.; Baddour, N.; Liang, M.: *Bearing fault diagnosis under unknown time-varying rotational speed conditions via multiple time-frequency curve extraction*. Journal of Sound and Vibration, Jg. 414, S. 43–60, 2018.
- [15] Kimotho, J. K.; Sextro, W.: *An approach for feature extraction and selection from non-trending data for machinery prognosis*, in *PHM Society European Conference*, Bd. 2. 2014.
- [16] Klausen, A.: *UiA Accelerated Life Time Bearing Test Rig – Test 3, Variable speed around 50rpm*, Version DRAFT VERSION, 2021. DOI: 10.18710/NZJOIS.
- [17] Klausen, A.; Folgerø, R. W.; Robbersmyr, K. G.; Karimi, H. R.: *Accelerated Bearing Lifetime Test Rig Development for Low Speed Data Acquisition.*, 2017.
- [18] Klausen, A.; Khang, H. V.; Robbersmyr, K. G.: *Multi-band identification for enhancing bearing fault detection in variable speed conditions*. Mechanical Systems and Signal Processing, Jg. 139, S. 106422, 2020.
- [19] Koenen, J. F.: *Ein Beitrag zur Beherrschung von Unsicherheit in Lastmonitoring-Systemen*. Dissertation, Universität Siegen, Siegen, 2016.
- [20] *Schwingungsanalysesystem für automatisierte Schwingungsmessungen . Forschungs-großgeräte-Antrag bei der Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), Projektnummer 391178551*, 2017.
- [21] Shrivastava, A.; Wadhwani, S.: *An approach for fault detection and diagnosis of rotating electrical machine using vibration signal analysis*, in *International Conference on Recent Advances and Innovations in Engineering (ICRAIE-2014)*, IEEE. 2014, S. 1–6.
- [22] Sohn, H.; Worden, K.; Farrar, C. R.: *Statistical damage classification under changing environmental and operational conditions*. Journal of intelligent material systems and structures, Jg. 13, Nr. 9, S. 561–574, 2002.
- [23] Strömbergsson, D.; Marklund, P.; Berglund, K.; Larsson, P.-E.: *Bearing monitoring in the wind turbine drivetrain: A comparative study of the FFT and wavelet transforms*. Wind Energy, Jg. 23, Nr. 6, S. 1381–1393, 2020.
- [24] Večeř, P.; Kreidl, M.; Šmíd, R.: *Condition indicators for gearbox condition monitoring systems*. Acta Polytechnica, Jg. 45, Nr. 6, 2005.



# Mit Künstlicher Intelligenz Schwingungen / Akustik / NVH in Antriebssträngen vorhersagen und nachhaltig reduzieren – Praxisbeispiel aus der Industrie 4.0

## In 7 Schritten zum robusten Design mit optimaler Auslegung für schwingungsarme Systeme

Dipl.-Ing. **Frank Thurner**, Contech Software & Engineering GmbH, Fürstenfeldbruck

### 1. Kurzfassung

Unerwünschte Schwingungen in Antriebssträngen beeinträchtigen deren Qualität erheblich. Wenn die Anzahl der Einflussgrößen im vierstelligen Bereich liegt, die Einfluss- oder Ergebnisgrößen Kurven oder Verläufe sind oder starken Wechselwirkungen unterliegen, sind die Ursachen bisher mit ingenieurmäßigem Ansatz nicht zu ermitteln. Die Lösung bringt ein KI-System mit patentiertem Algorithmus, das auch unter diesen Bedingungen valide Vorhersagemodelle erstellt. Im Aufsatz wird an einem Praxisbeispiel erläutert, wie mit der Methodik Robust Design und der KI-Software Analyser® in sieben Schritten von der Messbarmachung bis zum Best Setting systematisch Schwingungen reduziert und Qualität nachhaltig erzeugt werden. Auf Basis der Vorhersagemodelle des KI-Systems ist es zudem möglich, durch statistische Tolerierung die Toleranzen zu öffnen und damit Herstellkosten zu senken.

### Abstract

Unwanted vibrations in powertrains significantly impair their quality. If the number of influencing variables is in the four-digit range, if the influencing or result variables are curves or progressions, or if they are subject to strong interactions, the causes cannot previously be determined using an engineering approach. The solution is provided by an AI system with a patented algorithm that generates valid prediction models even under these conditions. The article uses a practical example to explain how the Robust Design methodology and the Analyser® AI software can be used to systematically reduce oscillations and sustainably generate quality in seven steps from measurement to best setting. Based on the prediction models of the AI system, it is also possible to open up tolerances through statistical tolerancing and thus reduce manufacturing costs.

## 1. Probleme durch Schwingungen

Unerwünschte Schwingungen führen zu Schäden und Qualitätsverlusten sowohl an Werkzeugmaschinen als auch über die Herstellprozesse an den Produkten. In Antriebssträngen von Fahrzeugen verursachen sie u.a. unangenehme Geräusche und Akustik-Probleme, die den Komfort und die Wertigkeit der Produkte negativ beeinflussen, den Verschleiß erhöhen und die Lebensdauer senken. Da solche Antriebsstränge nicht abgenommen werden, entstehen für den Hersteller hohe Kosten durch Ausschuss, Nacharbeit und Gewährleistungsrisiken.

Die Ursachen für unerwünschte Schwingungen sind mit ingenieurmäßigem Ansatz meist nicht vollständig zu identifizieren

- a) wenn die Anzahl der möglichen Einflussgrößen im vierstelligen Bereich liegt und nur **Stichprobengrößen im unteren zweistelligen Bereich** vorliegen. Bislang können Vorhersagemodelle für eine so große Anzahl von Einflussfaktoren aufgrund der Freiheitsgrade nur mit sehr großen Stichprobenumfängen errechnet werden. Das Verfahren ist daher für den Prototypenbau und bei Kleinserien nicht geeignet.
- b) wenn als **Einflussgrößen Kurven und Verläufe** (zum Beispiel von Profil- und Flankenlinien von Laufverzahnungen oder *Feder-Dämpfer-Kennlinien*) neben Einzelwerten und Segmentierungsvariablen in die Modelle eingehen sollen. Bislang sind nur Einzelwerte und Segmentierungsvariablen, aber keine Kurven und Verläufe in multiplen Vorhersagemodellen analysierbar.
- c) wenn **Ergebnisgrößen** wie Schwingungsverläufe und Akustik-/NVH-Kurven sowie **Flächen** in Vorhersagemodellen verarbeitet werden sollen. Bislang ist das nur für Einzelwerte möglich.
- d) wenn das **Best Setting** für ein schwingungsarmes Design optimiert und parametrisiert werden soll bei sehr vielen Einflussgrößen, die **starker Multikollinearität** unterworfen sind. Bislang können nur nicht varianzverseuchte Einflussgrößen in einem Vorhersagemodell verarbeitet werden.

## 2. Lösungsansatz mit Künstlicher Intelligenz

Bisher gibt es keine Methode, um NVH-, Akustik- und Körperschall-Probleme zuverlässig und in vertretbarer Zeit zu lösen, wenn einer oder mehrere der oben genannten Fälle eintreten. Auch wenn große Datenmengen vorliegen, probiert man in der Praxis oft über Jahre, um ein Best Setting zu finden, das sich stabil fertigen lässt. Mit den wenigen Stichproben, die bis zum C-Sample vorliegen, funktioniert das in der Regel gar nicht.

Mit Hilfe Künstlicher Intelligenz lässt sich nun diese Problematik lösen. Das innovative KI-System Analyser®, das auf einem patentierten Algorithmus beruht, ermittelt konstruktive, gut umsetzbare Lösungen zur Schwingungsvermeidung, -reduzierung und -behebung, weil es für die oben genannten Beschränkungen Lösungen bietet.

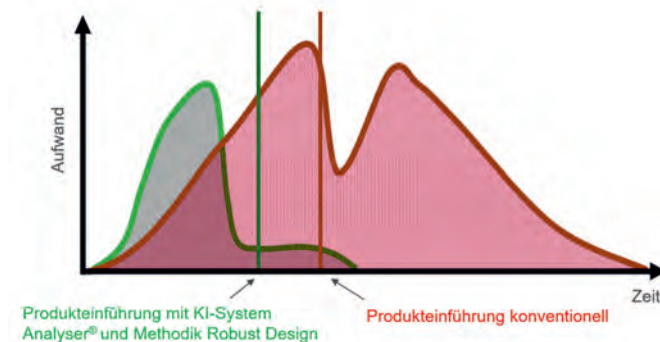


Bild 1: Mit KI-System Analyser® 60% weniger Aufwand für den Produktneuanlauf gegenüber konventioneller Produkteinführung.

Der Algorithmus des KI-Systems in Verbindung mit der richtigen Methodik

- funktioniert bereits **auf Basis weniger Stichproben**, je nach Fall zwischen 6 und 30. Oft schon ab B-Sample berechnet er Vorhersagemodelle für die Produktfunktionalität und die Zuverlässigkeit über die Lebensdauer sowie das Best Setting für die Herstellparameter über den gesamten Herstellprozess.
- verarbeitet **als Einflussfaktoren Kurven, Verläufe und Flächendaten** ebenso wie Einzelwerte und Segmentierungsvariablen
- kann **als Ergebnisgrößen Verläufe**, wie z.B. Akustikmessgrößen und Schwingungen über Drehzahl oder Zeit, **sowie Flächen** (z.B. Welligkeit von Oberflächen) in die Vorhersagemodelle einbeziehen
- errechnet auch bei sehr vielen und varianzverseuchten Einflussgrößen ein **funktionierendes Best Setting**. Damit ist eine Parametrierung und Tolerierung auf optimale Nominalwerte samt deren Spezifikationen über zwei Ebenen möglich.

Aufgrund dieser Eigenschaften können mit dem KI-System Analyser® und der dazugehörigen Methodik Robust Design Ausschuss-, Fehler- und Nacharbeitskosten zuverlässig reduziert

und Gewährleistungsrisiken bereits ab C-Sample gesenkt werden. Durch Öffnen der Toleranzen und Spezifikationen auf Basis der KI-Vorhersagemodelle reduzieren sich zusätzlich die Herstellkosten bei gleichzeitig stabiler Qualität.

### 3. Lösungsvorgehen mit KI-System und der Methodik Robust Design

Um zuverlässig valide Vorhersagemodelle zu erstellen, wird das KI-System Analyser® mit der Methodik Robust Design für robuste Produkte und stabile Prozesse kombiniert. Dieses führt in sieben Schritten zu den gewünschten Ergebnissen.

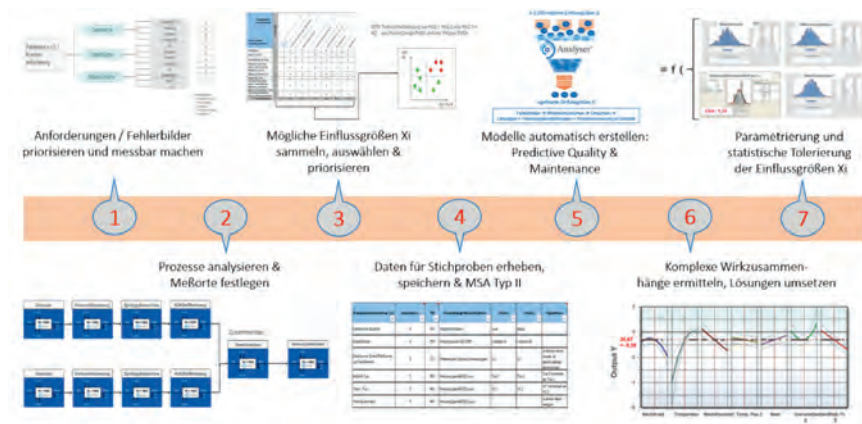


Bild 2: Mit der Methodik Robust Design und dem KI-System Analyser® in 7 Schritten zum schwingungsarmen Design.

Im konkreten Praxisbeispiel dieses Aufsatzes wurden grundsätzlich die sieben idealtypischen Schritte der Grafik durchgeführt, die im Folgenden erläutert werden. Bei den einzelnen Schritten kann es zu Anpassungen des allgemeinen Vorgehensmodells aufgrund der speziellen Gegebenheiten kommen.

#### **4. Praxisbeispiel: Schwingungen/Akustik/NVH in Antriebssträngen vorhersagen und nachhaltig reduzieren - Von der Messbarmachung bis zur statistischen Tolerierung**

##### **Ausgangslage**

In mehreren Gängen eines hochwertigen PKW-Antriebsstranges kam es zu unangenehmen Geräuschen. Der Hersteller konnte die Problemursachen nicht identifizieren, zumal sie nur bei manchen Getrieben auftraten und alle Geometriemerkmale in den von der Entwicklung berechneten Spezifikationen lagen. Ziel war es, dass alle acht Gänge im Zug und Schub in allen Drehzahlbereichen leise arbeiten, um die Abnahme zu schaffen und Kundenreklamationen zu vermeiden.

Wenn technisch machbar sollten auch die Toleranzen für die Verzahnungsgeometrie und die anderen Merkmale erweitert werden, um die Herstellkosten zu senken. Mit der Methode Robust Design und der KI-Software konnte das Problem in vier Wochen gelöst werden.

Im Folgenden wird der Weg von der Messbarmachung der Anforderungen bis zum neuen Design mit neuen Nominalwerten und Spezifikationen sowie größeren Toleranzen der Verzahnungs- und Bauteilgeometrie erläutert und der Beitrag der KI-Software aufgezeigt.

##### **Schritt 1: Anforderungen und Fehlerbilder priorisieren und messbar machen**

Zuerst werden die messbaren Anforderungen TOP-Down gesammelt und priorisiert. Dabei kommen Akustik-/NVH-Messungen und Ordnungsanalysen zum Einsatz. Ziel ist es, die kausale Kette der Akustik-/NVH-Messungen zu bilden und dabei die sogenannten Transferfunktionen zu beschreiben. Im zugrundeliegenden Beispiel sind die folgenden Messungen:

1. Akustik-/NVH-Messungen mit Luft- und Körperschall auf dem EoL-Prüfstand
2. Akustik-/NVH-Messungen mit Luft- und Körperschall Gesamtsystem / -fahrzeug bei Messfahrten auf der Straße.

Dabei sind die Messpunkte so zu wählen, dass sie bei den EoL- und Fahrzeugmessungen jeweils an den gleichen Positionen sind. Welche Positionen sich am besten eignen, kann durch Aufnahmen und Messungen mit einer akustischen Kamera oder durch eine Transferpfadanalyse mit / ohne Ordnungsanalyse oder an benachbarten Positionen zu einem Aufhängepunkt zur Karosserie und anderen Bauteilen bestimmt werden. In einigen Fällen helfen auch detaillierte Fahrzeugmessungen auf dem Fahrzeugrollenprüfstand oder eine Betriebsschwingungsformanalyse, um die besten Positionen für Luft- und vor allem die Körperschallmessungen festzulegen.

Für die Sammlung und Priorisierung der möglichen Einflussgrößen war es in diesem Fall zweckmäßig, direkt mit den Messwerten plus sogenannten Bewertungskennzahlen zu arbeiten, die das menschliche Akustik-/Geräusch-Empfinden gut bis sehr gut wiedergeben können. Des Weiteren sind sowohl für die EoL- als auch für die Fahrzeugtests immer subjektive Bewertungen durch mindestens 2 Prüfer mit einem ordinalen Datentyp, beispielsweise mit der BI-Kennzahl (1-10), aufzunehmen. Für die besonders kritischen Drehmoment-Drehzahlbereiche werden sogenannte Abschnitte gebildet und darin die Bewertungskennzahlen separat ermittelt. Das ist essentiell für die späteren Vorhersagemodelle der Akustik-Kennwerte vs. den Geometrie- und Oberflächenmerkmalen im Antriebsstrang.

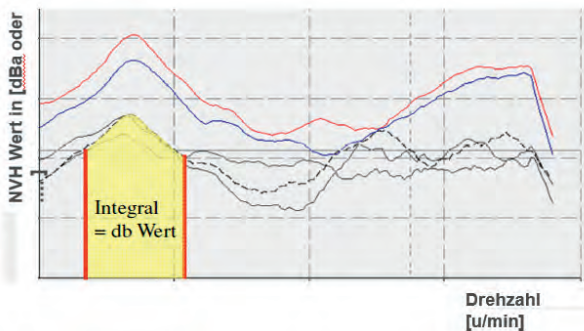


Bild 3: Beispiel einer Bewertungskennzahl-Berechnung

## Schritt 2: Messorte festlegen und Datenerfassungsplan erstellen

Für ausgesuchte Getriebe sollen mit den Luft- und Körperschallmesswerten sogenannte Transferfunktionen gebildet werden. Dazu werden diese ausgesuchten Getriebe sowohl auf dem EoL-Prüfstand als auch im Fahrzeug gefahren und dabei alle Messwerte für alle Drehmoment- und Drehzahlbereiche im Zug und Schub an allen zuvor festgelegten Positionen für Luft- und Körperschall aufgenommen.

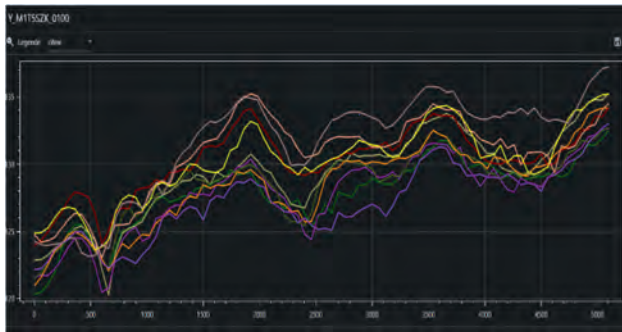


Bild 4: Akustik-/NVH-Schwingungs-Messungen im Fahrzeug und auf dem EoL Prüfstand

### Schritt 3: Mögliche Einflussgrößen $X_i$ sammeln, auswählen und priorisieren

Zeitlich parallel werden die messbaren Anforderungen  $Y_n$  aus Akustik, NVH und subjektivem Geräuschempfinden in einer Matrix den gesammelten möglichen Einflussgrößen  $X_i$  aus Geometrie und Oberflächenmerkmalen gegenübergestellt. Anschließend folgt die Ermittlung der sogenannten Technischen Bedeutung und der Risikozahl RZ, die aus der Konzept- oder Produkt-FMEA entnommen werden kann oder hier ermittelt wird. Dies ermöglicht eine 2-dimensionale Priorisierung der möglichen Einflussgrößen  $X_i$ , die die zur Ermittlung der Vorhersagemodelle Akustik  $Y_n = f(X_i, \text{Geometrie- \& Oberflächenmerkmale})$  notwendigen und zu messenden Merkmale ausweist. Die mit den Experten vorgenommene Priorisierung zeigt oberhalb der Winkelhalbierenden die wichtigsten möglichen Einflussgrößen  $X_i$  in Rot.

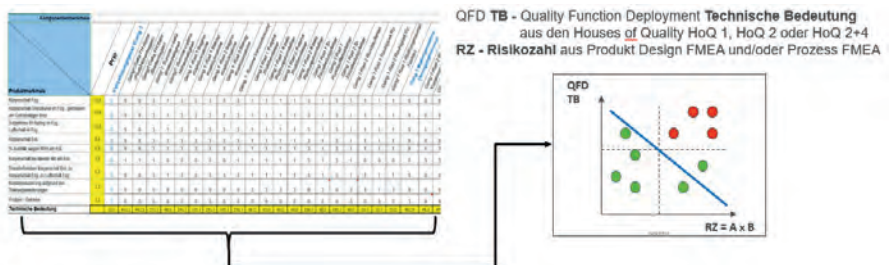


Bild 5: Akustikmerkmale  $Y_n$  vs. mögliche Einflussgrößen  $X_i$  und deren Priorisierung nach Technischer Bedeutung TB und Risikozahl RZ

#### Schritt 4: Daten für Strichproben erheben, speichern und MSA Typ II unterziehen

Aus den einzelnen Luft- und Körperschallmessungen EoL und Fahrzeug, den daraus hervorgegangenen Akustik-Drehzahlkurven und den errechneten Bewertungskennzahlen sowie den subjektiven Bewertungen werden nun für alle Gänge in allen Drehmoment- und Drehzahlbereichen im Zug und Schub die Transferfunktionen gebildet. Alle diese Messungen und subjektiven Bewertungen sind Messsystemanalysen Typ II zu unterziehen, um die Daten und Messwerte für die Vorhersagemodelle „Akustik = f (Geometrie- & Oberflächenmerkmale)“ zu validieren.

Körperschallwerte und die daraus abgeleiteten stetigen Bewertungskennzahlen sind besser geeignet als Luftschallmesswerte, da sie messsystemfähig nach MSA Typ II sind. Subjektive Bewertungen sind dagegen kritischer, da meist nur eine Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit von 60 bis 80% vorliegt. Unter Zuhilfenahme der Transferfunktionen subjektive Bewertung vs. Körperschall-Bewertungskennzahlen ist dieses Manko aber ausgleichbar, da die Körperschallwerte die  $Y_n$  am besten darstellen und für die Vorhersagemodelle mit Geometrie- und Oberflächenmerkmalen verwendet werden.

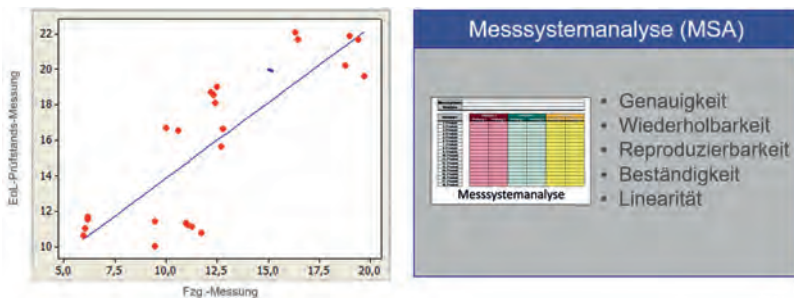


Bild 6: Beispiel einer Transferfunktion Fahrzeug- vs. EoL-Prüfstands-Messungen.

#### Schritt 5: Modelle werden automatisch vom KI-System Analyser® erstellt

Die Anlernstichprobe für die Vorhersagemodelle im KI-/ML-System benötigt valide, messsystemfähige Ergebnisdaten  $Y_n$  und die dazu gelabelten, ebenfalls validen Daten und Messwerte der möglichen Einflussgrößen  $X_i$ . Dazu können ggf. historische Daten und Messwerte verwendet werden. Dies gilt besonders für die in Bild 5 rot markierten möglichen Einflussgrößen  $X_i$  (rechts oberhalb der Winkelhalbierenden), um die Vorhersagemodelle  $Y_n = f(X_i; X_j)$  anlernen zu können. Das Arbeitsfenster der Anlernstichprobe sollte bezüglich des Wertebereichs der Anforderungen  $Y_n$  entsprechend der zu erwartenden Realität erfolgen. Da



das KI-ML-System Analyser® durch den patentierten mathematischen Algorithmus [1] sowohl mit kleinen als auch mit großen Anlernstichproben und Big Data zurechtkommt, können valide Vorhersagemodelle bereits für Prototypen mit wenigen Bauteilen zum Anlernen erzeugt werden. Auch ist es möglich, wenn die Zeit drängt, das erprobte verkürzte Verfahren „Statistischer Schwarz-Weiß-Vergleich“ zur Ermittlung der Anlernstichproben anzuwenden.

### **Schritt 6: Komplexe Wirkzusammenhänge ermitteln und Lösungen umsetzen**

Um die Modellgüte der Vorhersagemodelle abzusichern und mit geringer Stichprobengröße gute Vorhersagemodelle zu erzeugen, durchläuft die Modellbildung im KI-/ML-System Analyser® einen automatisch ablaufenden Algorithmus. Auf eine Sensitivitätsanalyse folgt eine Gruppen-/Familienbildung von untereinander stark varianzgeprägten Einflussgrößen. Anschließend werden nichtlineare Vorhersagemodelle generiert, wobei ein Over-Fitting und damit Pseudo-Korrelationen durch spezielle Algorithmen vermieden werden. Innerhalb einer Familie von Einflussgrößen werden weitere Vorhersagemodelle erzeugt.

Damit entsteht eine 2-Level-Vorhersagemodell-Struktur, die eine komplette Parametrierung aller signifikanten Einflussgrößen in Level 1 und 2 auf optimale Ergebnisse der Ergebnisgrößen  $Y_n$  ermöglicht, ohne in die bekannten Unzulänglichkeits- und Problemthemen bei der Bildung von Modellen zu laufen.

Solche Vorhersagemodelle können zum Steuern und Regeln für robuste Produkte und stabile Prozesse im Closed Loop über den Analyser® Streaming Server verwendet werden. Um die Modellgüte und Genauigkeit der Vorhersagemodelle zu validieren, werden die beobachteten vs. berechneten Werte für alle Ergebniswerte  $Y_n$  aus der Anlernstichprobe gegenübergestellt.

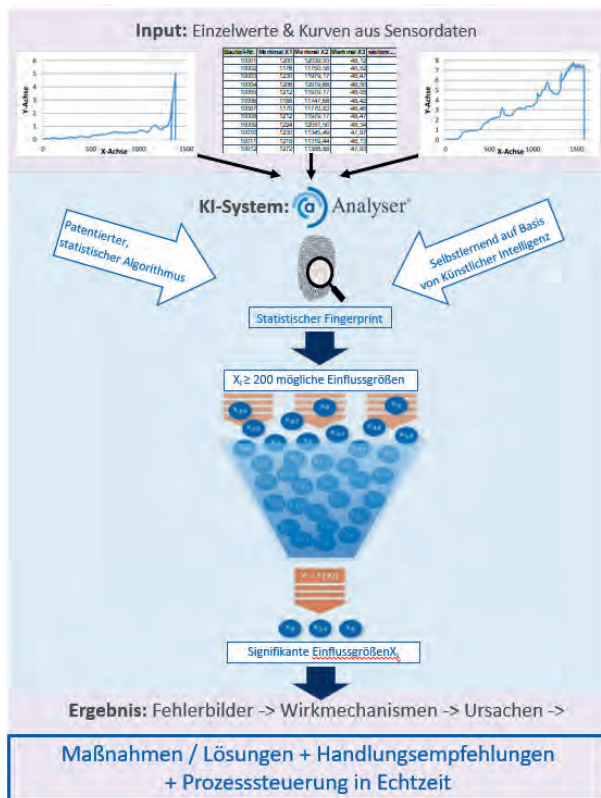


Bild 7: KI-System: Von Einzelwerten, Kurven und Flächen aus Sensordaten über den statistischen Fingerprint zu den Vorhersagemodellen mit den relevanten Einflussgrößen  $X_i$  zum Steuern und Regeln im Closed Loop auf Qualität.

### Schritt 7: Parametrierung und statistische Tolerierung auf Basis der Vorhersagemodelle

Auf Basis der Vorhersagemodelle können nun die Einflussgrößen  $X_i$  bzw. die Geometrie- und Oberflächenmerkmale parametrierung und toleriert werden. Dazu wird bei der Bildung der Vorhersagemodelle jedes Ergebnis  $Y_n$  auf sein Optimum eingestellt. Das System errechnet dann in Summe die besten Einstellungen mit dem größten Erwünschtheitsgrad  $D$  über alle Ergebnisgrößen  $Y_n$  für alle relevanten Einflussgrößen  $X_i$  von Level 1 und vererbt diese optimalen Nominal- und Einstellwerte in die Level 2 Einflussgrößen und ermittelt die Nominalwerte der Level 2 Einflussgrößen mittels Transferfunktionen.



Bild 8: Parametrierung der Level 1 Einflussgrößen Xi: Geometrie- &amp; Oberflächendaten



Bild 9: Parametrierung der Level 2 Einflussgrößen Xi: Geometrie- &amp; Oberflächendaten

## 5. Ergebnis

Die unerwünschten Schwingungen in Antriebssträngen, deren Ursachen aufgrund komplexer Wirkzusammenhänge im Produkt mit konventionellem Ansatz nicht gefunden wurden, konnten mit Hilfe der KI-Software Analyser® abgestellt werden. In Verbindung mit der Methodik Robust Design wurden unbekannte Wechselwirkungen in den Produkt- und Komponentengeometrien und deren Wirkung auf das Akustik-/NVH-Verhalten identifiziert und quantifiziert. Durch die Vorhersagemodelle des Analyser® ergibt sich ein kompletter Design-Parametersatz mit den neuen Nominalwerten und größeren Toleranzen. Schwingungen bzw. Akustik- und NVH-Themen in Antriebssträngen lassen sich so sicher vorhersagen und nachhaltig reduzieren oder abstellen.

Das KI-System und die Methodik Robust Design haben sich in zahlreichen Industrie-Projekten unterschiedlicher Branchen für Produktabsicherungen und Prozessoptimierungen bewährt.

- [1] Europäische Patent Nummer 10 2017 104 884 vom 8.3.2017. System und Verfahren zum Bestimmen von Fehlerbildern aus Sensordaten in Produktvalidierungs- und Fertigungsprozessen.

# Mit Schwingungsanalyse Produktqualität und Produktionsprozesse in Echtzeit überwachen

## Einsatz eines Softwaretools bei der Zahnradfertigung

**Sandro Moschkau**, Schaeffler Digital Solutions GmbH, Chemnitz

### Kurzfassung

Bei der Herstellung von Getriebezahnrädern ist auf die Geometrietreue der Verzahnung sowie auf eine besonders hohe Oberflächengüte zu achten. Es gilt, Mikrowelligkeiten an den Zahnrandflanken frühzeitig zu erkennen, um hohe Nachbearbeitungskosten zu vermeiden. Eine wirkungsvolle Methode ist die Echtzeitüberwachung des Produktionsprozesses auf Basis von Schwingungsanalyse. In diesem Beitrag werden Herausforderungen bei der Echtzeitüberwachung von Produktqualität und Produktionsprozessen beschrieben und als Lösungsvorschlag ein Softwaretool vorgestellt. Neben Aufbau und Funktionsweise des Systems geht es um reale Einsparmöglichkeiten aus der Praxis, vor allem mit Bezug zur Zahnradfertigung.

### Abstract (optional)

In the manufacture of gears, attention must be paid to the geometrical accuracy of the teeth and to a particularly high surface quality. It is important to detect micro waviness on the gear flanks at an early stage in order to avoid high reworking costs. One effective method is real-time monitoring of the production process based on vibration analysis. This paper describes challenges in real-time monitoring of product quality and production processes and presents a software tool as a proposed solution. In addition to the structure and functionality of the system, real savings opportunities from practice are discussed, especially with reference to gear manufacturing.

### 1. Herausforderungen bei der Optimierung der Produktqualität in der Zahnradfertigung

Die Qualitätsansprüche an die Zahnradfertigung sind durch die zunehmende Elektromobilität weiter gestiegen. Der Fokus liegt vor allem auf der Vermeidung einer ungewollten Geräuschentwicklung im Getriebe. Um ungewollte Geräusche zu vermeiden, wird bei der Herstellung von Getriebezahnrädern auf extreme Genauigkeit geachtet, um eine besonders hohe Geometrietreue der Verzahnung zu erreichen. In der Praxis zeigt sich aber, dass manch ge-

ometrietreues Zahnrad zu lauterer Geräuschen führen kann, als ein weniger perfektes Zahnrad (1).

Woran liegt das? Verfahren wie Honen oder Schleifen ermöglichen sehr geringe Formabweichung, bringen aber unter Umständen andere Probleme mit sich: Mikrowelligkeiten, also periodische Geometrieabweichungen auf den Zahnrädern, entstehen in der Regel durch Schwingungen während des Herstellungsprozesses und sind oft schuld an einer späteren unangenehmen Geräuscentwicklung. Die Ursachen für Welligkeiten an den Zahnradflanken reichen von Relativbewegungen zwischen Werkzeug und Werkstück, Verschleiß am Spindel-lager, ungenauen Parametern am Direktantrieb bis hin zu äußeren Einflüssen in der Fertigungshalle. Fertigungsfehler können aber schon weit vor der Feinbearbeitung entstehen, z.B. während der Wärmebehandlung durch Härteverzüge (1).

Auf dem Prüfstand werden Mikrowelligkeiten durch sogenannte Geisterordnungen im Schwingungsbild sichtbar. Bei der auf Fourier-Transformation basierenden Ordnungsanalyse ist jede Ordnung des Frequenzspektrums im Normalfall durch die Zähnezahzahl teilbar. Aus Auffälligkeiten an den Zahneingriffsordnungen kann man ablesen, welches Zahnrad Geometrieabweichungen aufweist. Geisterordnungen sind kein Vielfaches der Zähnezahzahl – sie würden sich nicht durch eine Verbesserung der Zahnradgeometrie entfernen lassen. Vielmehr stammen solche Abweichungen im Schwingungsbild aus Fertigungsungenauigkeiten und daraus resultierenden Welligkeiten auf dem Werkstück.

Wurde die Geräuscentwicklung auf die Welligkeit der Zahnradfertigung zurückgeführt, muss die genaue Ursache herausgefunden werden, damit der Maschinenbediener die entsprechenden Parameter optimieren kann. Die Ursachensuche ist aufwendig, da verschiedenste Gegebenheiten zusammenspielen: Steifigkeit der Aufspannung, Spindel-Unwuchten, Werkzeugverschleiß, Werkzeugbrüche, Axialvorschub und Eigenfrequenzen der Maschine sind einige Beispiele (2). Neben diesen Störfaktoren gibt es Fertigungsgewohnheiten mit Optimierungspotential, wie z.B. konstante Abrichtzyklen. Es wird nach einer bestimmten Anzahl von Teilen abgerichtet, ohne weitere Einflussfaktoren zu berücksichtigen. Dabei kann ein zu spätes Abrichten den Ausschuss und das Risiko von Werkzeugbrüchen erhöhen. Zu frühes Abrichten führt zur Reduzierung der Werkzeugstandzeit und zudem wird die Ausbringung der Fertigung gesenkt. Hierbei gilt es, einen effizienten Mittelweg zu finden.

Mit Methoden wie der Fertigungssimulation können Einflüsse von Prozess- und Werkzeugfehlern untersucht werden, jedoch erst am Ende der Prozesskette, wenn das Getriebe schon ungewollte Geräusche verursacht. Hier setzt die Echtzeitüberwachung an – genauer gesagt schon viel früher in der Prozesskette. Warum sollte ein Werkstück aus der Wärmebehandlung mit Härteverzug ein Feinbearbeitungsverfahren durchlaufen? Ziel sollte es sein, „First-

Time-Quality“ zu produzieren. Also Fehlerursachen zu erkennen und fehlerhafte Teile frühzeitig aus der Produktion auszuschleusen, um Ressourcen wie Material, Energie, Werkzeug- und damit unnötige Kosten zu sparen.

Die Hauptherausforderungen bei der Optimierung der Produktqualität in der Zahnradfertigung sind also die hohe Geometrietreue, die Vermeidung von Welligkeiten, die Optimierung des Produktionsprozesses und die frühzeitige Erkennung von Produktionsfehlern in Echtzeit während der Fertigung.

## **2. Herausforderungen bei der Echtzeitüberwachung von Produktqualität und Produktionsprozessen**

Bei der Überwachung von Produktionsprozessen stellen die Heterogenität im Maschinenpark und die Vielfalt an Fertigungsverfahren nach wie vor Herausforderungen für Digitalisierungsbestrebungen dar. Maschinen unterschiedlichster Hersteller verfügen nicht über einheitliche Schnittstellen. Neben modernen Maschinen, die bereits mit unterschiedlichen Systemen zur Datenerfassung und teilweise zur Echtzeitüberwachung ausgestattet sind, stehen ältere Modelle aus einer Zeit, in der eine flächendeckende Digitalisierung keine Rolle spielte. Es ist eine Herausforderung, aus diesen veralteten Steuerungen Daten zu erfassen.

Zu den unterschiedlichen Maschinen kommt die Vielfalt an Fertigungsverfahren. Will man diese mit Schwingungsanalysen überwachen, müssen Schwingungssensoren nachträglich angebracht werden. Das kann je nach Verfahren schwierig werden, da die Sensoren sehr nah an den drehenden Teilen angebracht werden, um ein möglichst unverfälschtes Schwingungsbild zu bekommen. Das Verschrauben der Sensoren ist dem Kleben oder der magnetischen Anbringung vorzuziehen, da sich Verklebungen und Magnete durch Verschmutzungen lösen können. Doch auch wenn die Schwingungen über verschiedene Bearbeitungsprozesse hinweg überwacht werden, sind sie untereinander nicht vergleichbar. Zum Beispiel helfen die Erkenntnisse beim Schleifen kaum dabei, die Probleme beim Honen zu erkennen.

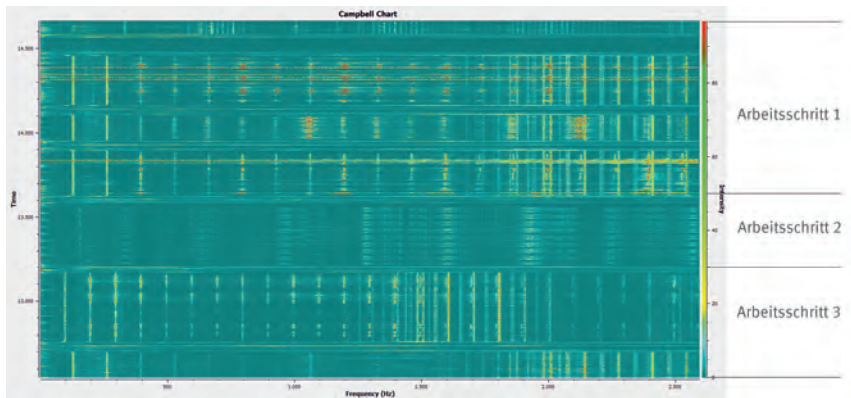


Bild 1: Unterschiedliche Arbeitsschritte innerhalb eines Arbeitsvorgangs weisen unterschiedliche Schwingungsbilder auf

Zwischen den einzelnen Fertigungsschritten fehlt es zudem an Rückverfolgbarkeit und der Weitergabe von Qualitätsdaten, das heißt, die Schwingungsanalyse eines Werkstücks kann beim Feinschleifen erhöhte Schwingungswerte ergeben, weil das Teil schon mit minderer Qualität in den Prozess hineingelangt ist; die Fehler stammen jedoch vom vorherigen Fertigungsschritt. Viele einzelne kleine Fehler, die in den verschiedenen Prozessschritten auftreten, werden nicht ganzheitlich verfolgt, sodass die Entstehung der Fehler im Nachhinein nicht oder nur schwer nachvollziehbar ist.

Was ist also bei der Echtzeitüberwachung von Produktqualität und Produktionsprozessen zu beachten? Vibrationsanalyse ist eine verbreitete Methode zur Echtzeitüberwachung bei rotierenden Verfahren. Der Vergleich der Schwingungsdaten gegenüber Sollwerten muss in Echtzeit erfolgen; gleichzeitig findet die Kommunikation zur Maschinensteuerung und die Reaktion der Maschine statt. Nur so kann ein rechtzeitiges Ausschleusen von N.i.O.-Teilen und der sofortige Not-Stopp der Maschine, zum Beispiel bei Werkzeugbrüchen, erfolgen. Dies erfordert eine sehr schnelle, maschinennahe Informationsübertragung. Zur späteren Auswertung der Schwingungsdaten und Nachverfolgbarkeit von bestimmten Werkstücken müssen die erfassten Daten gespeichert werden, wobei die Maschine nicht immer an ein zentrales Netzwerk angebunden ist. Daten müssen daher effizient auf einem Edge-Device gespeichert werden, ohne die Produktionshalle mit zu viel und unnötig kostenintensiver Hardware vollzustellen.



Bei der Analyse der Vibrationsdaten ist zu beachten, dass Schwingungen mit hohen Amplituden nicht automatisch ein Indiz für eine schlechte Teilequalität sind. Auch die Änderung von Prozessparametern (zum Beispiel von Vorschub oder Spindeldrehzahl) hat einen großen Einfluss auf das Schwingungsbild. Deshalb sollte die Überwachung des Prozesses nicht ausschließlich ganzheitlich erfolgen, sondern sollte zusätzlich auf einzelne Arbeitsschritte und Materialien heruntergebrochen werden.

### 3. Funktionsweise und Aufbau eines Echtzeit-Schwingungsanalyse-Systems

In diesem Kapitel wird ein Softwaresystem mit dem Markennamen „autinityVC“ beschrieben, welches seit 2016 in mehreren Unternehmen im Einsatz ist. Die Software dient zur Echtzeit-Schwingungsanalyse von drehenden Teilen und Lagern während der laufenden Produktion und kann individuell auf den jeweiligen Prozess zugeschnitten werden. autinityVC greift bei erkannten Abweichungen unverzüglich in die laufende Produktion ein und veranlasst zum Beispiel das Ausschleusen von fehlerhaften Teilen oder den Notrückzug bei erkanntem Werkzeugbruch.

Wichtig bei den oft unter dem Begriff „Industrie4.0“ vermarkteten Systemen ist die geringe Anforderung an die bestehende IT-Infrastruktur. Bei autinityVC wurde dies realisiert, indem die Software auf einem kleinen Industrie-PC zur Hutschienenmontage ohne bewegliche Teile wie Lüfter oder Festplatte installiert wird. Der Industrie-PC kommuniziert direkt mit der Steuerung der Maschine, um relevante Prozessinformationen zu erhalten beziehungsweise um im Fehlerfall Signale auf die Steuerung zu senden. Alle gängigen Steuerungen können auf diese Weise angebunden werden. Durch die Unabhängigkeit zum Maschinenhersteller wird das System auch einem heterogenen Maschinenpark gerecht. Es ist außerdem ohne Retrofit für ältere Maschinen nutzbar.

Eine weitere Besonderheit ist, dass die verwendete Schwingungsdiagnose-Elektronik bis zu vier Vibrationssensoren abfragen kann, um die rohen Zeitsignale zu erfassen. Ermöglicht wird dies durch eine spezielle Firmware für die eingesetzten Schwingungselektroniken. Auch das spart Hardware, da sonst pro Sensor eine Schwingungselektronik notwendig wäre. Die Sensoren werden sehr nah an rotierenden Werkzeugen, Lagern oder weiteren prozessabhängigen Punkten wie dem Auflagelineal oder dem Reitstock angebracht, um Störeinflüsse oder gedämpfte Signale zu vermeiden.

Die Funktionsweise von autinityVC entspricht dem Vergleich von Anomalieabweichungen von Frequenzspektren. Das heißt, die Software analysiert während der Bearbeitung die physikalischen und prozessualen Messdaten aus einer beliebigen Anzahl von Schwingungssensoren, erzeugt daraus mittels Fast-Fourier-Transformation (FFT) fortlaufend ein Fre-

quenzspektrum und vergleicht dieses mit dem passenden hinterlegten Referenzspektrum. Welches der hinterlegten Referenzspektren zum Vergleich herangezogen werden muss, entscheidet das System in Echtzeit anhand der Prozessdaten, die es zeitgleich von der Maschinensteuerung (SPS) bezieht. Es können beliebig viele Prozessinformationen aus der Steuerung abgefragt werden, z.B. der aktuelle Teiletyp oder der Bearbeitungsschritt. Das Referenzspektrum legt anhand von Ober- und Untergrenzen den erlaubten Toleranzbereich der Schwingungsamplituden fest.

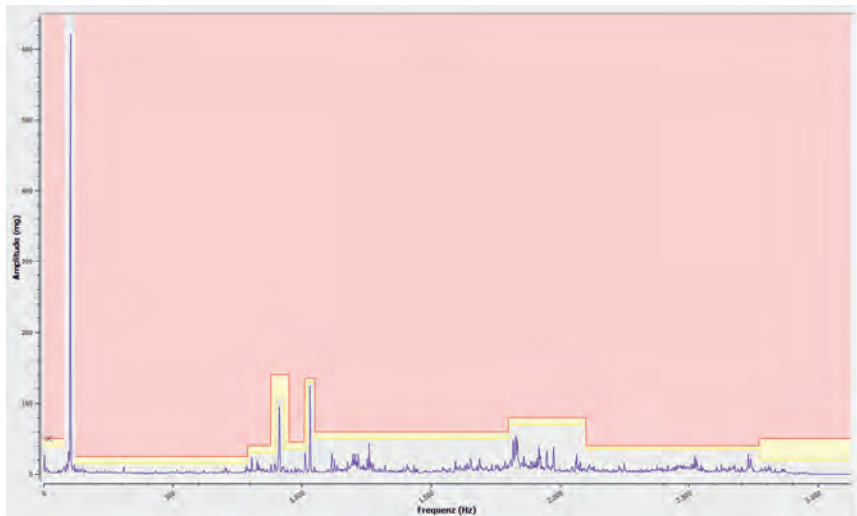


Bild 2: Werte für Ober- und Untergrenzen können im Referenzspektrum für beliebig viele Frequenzbereiche festgelegt werden.

Dieser Referenzvergleich kann dabei entweder starr anhand von einer Vielzahl von fest definierten Frequenzbereichen oder, bei dynamischen Prozessen, anhand von festgelegten Ordnungen geschehen. Bei einer Grenzwertverletzung wird ein Signal an die SPS geschickt, um unverzüglich Gegenmaßnahmen einzuleiten, z.B. die Ausschleusung von fehlerhaften Teilen oder die Abschaltung der Maschine. Zugleich zeichnet VibroControl in diesem Falle alle Werte genau auf, um eine präzise Feindiagnostik und die Traceability der n.i.O-Teile zu gewährleisten. Es ist dabei konfigurierbar, welche Arbeitsschritte (oder welche Zeitfenster innerhalb eines Arbeitsschritts) überwacht werden sollen. Auch gesonderte Programme wie beispielsweise das Abrichten des Werkzeugs können mit eigenen Referenzen überwacht

werden. Solange die Produktion fehlerfrei läuft, erfolgt die Speicherung der Daten erst nach einer automatischen Auswertung – das vermeidet unverhältnismäßig große Datensätze. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, die erfassten Daten zur erweiterten Analyse an Drittsysteme (z.B. QDAS®-Suite) zu schicken.

Zur nachträglichen Auswertung der Schwingungsdaten und zur Erstellung von Referenzwerten werden alle aufgezeichneten Spektren inklusive der zugehörigen, individuell konfigurierbaren, maschinenspezifischen Prozesswerte abgespeichert. Mit weiteren Tools, die zum System gehören, ist eine komplette nachträgliche Analyse und das Tracking von n.i.O.-Teilen möglich. Außerdem können Korrelationen zwischen Prozesswerten und Auffälligkeiten im Schwingungsbild anhand der Daten ermittelt werden. Die Analyse-Tools bieten grafische und statistische Auswertungsmethoden, wie zum Beispiel Campbell-Diagramm, Trendchart, Standardabweichung und Quantilberechnung, mit denen der Anwender auffällige Frequenzbereiche identifizieren kann.

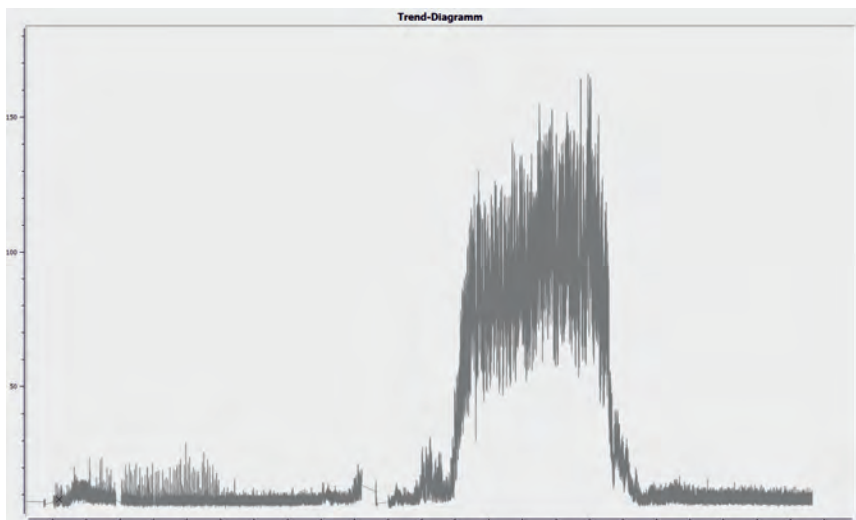


Bild 3: Beispiel eines Trendcharts als grafische Hilfe zur Schwingungsauswertung. Die Verschlechterung der Werte über die Zeit tritt durch Werkzeugverschleiß auf. Nach dem Abrichten verbessern sich die Werte deutlich.

Die Erkenntnisse aus den Analysen dienen dann zur Definition von Referenzspektren, die genau auf das jeweilige Material und den Arbeitsschritt zugeschnitten sind. Vorhandene Referenzspektren können verfeinert werden, damit die Reaktion des Systems noch genauer ausfällt.

#### **4. Erkenntnisse und Einsparmöglichkeiten aus der Praxis**

Aktuell wird autinityVC unter anderem beim Schleifen und Honen von Zahnrädern und Wellen sowie beim Innen- und Außenrundsleifen unterschiedlicher Teile eingesetzt. Besonders beim Honen konnte durch die Werkzeugbruchererkennung ein hoher Mehrwert erzielt werden. Die Beschädigung des Honrings wird ohne die Software nicht erkannt, sodass Werkstücke aus der Maschine kommen, die nicht oder nur unzureichend bearbeitet wurden. Durch die Echtzeitüberwachung erkennt autinityVC derartige Werkzeugbrüche durch einen Stoß im Schwingungsbild und stoppt die Maschine sofort. Neben dem Schleifen und Honen ist die Getriebegehäusefertigung mit Werkzeugmaschinen zu nennen, wobei die Unwucht am Werkzeug beim Fräßen und Bohren überwacht wird.

Hohes Einsparpotential bietet zudem die 100%-Kontrolle während der Bearbeitung. Durch Rückschlüsse aus den Ergebnissen der End-of-Line-Prüfung und den lückenlosen Datenaufzeichnungen können die Referenzspektren passgenau konfiguriert werden, sodass fehlerhafte Teile ausgeschleust und nicht erst verbaut werden. In der Getriebefertigung sparen Unternehmen viel Zeit und Geld, da die Getriebe seltener wieder auseinandergenommen, betroffene Zahnräder gewechselt, die Getriebe wieder zusammengebaut und nochmals getestet werden müssen.

Andere Nutzer des autinityVC verlängern die Werkzeugstandzeiten, indem die Teilequalität im Schwingungsbild beobachtet wird. Solange die Qualität in Ordnung ist, muss das Werkzeug noch nicht erneuert werden. Die Vielseitigkeit der Schwingungsanalyse-Software wird außerdem in der Instandhaltung genutzt: Hierbei geben spezielle Programme Rückschlüsse auf den technischen Zustand der Maschine, zum Beispiel werden Lagerschäden, Motorschäden und Schäden an den Führungsschienen entdeckt. In der Praxis hat sich gezeigt, dass Peaks bei 8000 Hz auf einen verunreinigten Motordrehgeber hinweisen. Ein weiteres interessantes Verhalten wurde bei Honmaschinen beobachtet: Auffällige Schwingungen im Bereich der zehnten Ordnung weisen häufig auf Werkstücke hin, die in vorhergehenden Prozessen in Mitleidenschaft gezogen wurden, zum Beispiel durch Fehler im Härteprozess.

## 5. Zusammenfassung

Im Kontext der Zahnradfertigung können mithilfe von Echtzeitüberwachung während der laufenden Produktion Mikrowelligkeiten frühzeitig erkannt werden. Diese entstehen durch Produktionsfehler, welche vielfältige Ursachen haben können. Mit geeigneten Softwaretools zur Vibrationsüberwachung ist es möglich, fehlerhafte Teile direkt aus dem Produktionsprozess zu entfernen und durch nachträgliche Analysen der aufgezeichneten Schwingungsdaten die Ursachen ausfindig zu machen.

Eines der im Einsatz befindlichen Softwaresysteme ist autinityVC, welches durch die hohe Kompatibilität zu verschiedenen Maschinensteuerungen und dem geringen Hardwareaufwand auch in heterogenen Maschinenparks leicht nachzurüsten ist. Die Software analysiert den Produktionsprozess ganzheitlich, aber gleichzeitig individuell für jeden Arbeitsschritt vom Ansetzen am Werkstück über die Bearbeitung bis hin zum Ausfahren in Echtzeit. Bei Über- oder Unterschreitung von Grenzwerten schlägt es Alarm und gibt Meldung an die Maschinenteuerung. Diese führt daraufhin die Ausschleusung des NIO-Teils bzw. den Notrücklauf im Falle eines Crashes durch. Hauptsächlich konnten Einsparungen durch Werkzeugbrucherkennung, Qualitätskontrolle in Echtzeit, Reduktion des Nachbearbeitungsaufwand und durch Instandhaltungsmaßnahmen erzielt werden.

*AutinityVC ist ein Produkt der Schaeffler Digital Solutions GmbH, ein Tochterunternehmen der Schaeffler Gruppe, die seit über 70 Jahren als ein weltweit führender Automobil- und Industriezulieferer zukunftsweisende Erfindungen und Entwicklungen in den Bereichen Bewegung und Mobilität vorantreibt. Als Teil des Vorstandsbereichs Produktion, Supply Chain Management und Einkauf entwickelt und integriert die Schaeffler Digital Solutions GmbH webbasierte Software, die durch ihre hohe Kompatibilität mit vorhandenen Systemen, Sensoren und Steuerungen sämtliche Daten an verschiedensten Maschinen abfragen und verarbeiten kann.*

## Literatur

- [1] Dr.-Ing. Müller, H.: Geräuscentwicklung von Verzahnungen: nichts sehen, nichts hören, nichts sagen. Klingelberg Whitepaper, 2016.
- [2] Prof. Dr.-Ing. Gravel, G.: Dem Geräusch auf der Spur – Welligkeiten auf Zahnflanken und ihre Ursachen. GETPRO Kongress zur Hart-Feinbearbeitung, 2017.

# Zustandsschätzung in dynamisch beanspruchten Strukturen am Beispiel von Windenergieanlagen

M.Sc. J. Luthe, Dipl.-Ing. J. Ehret, M.Sc. Y. Su,

Prof. Dr.-Ing. habil. C. Woernle,

Universität Rostock, Lehrstuhl für Technische Mechanik/Dynamik,  
Rostock;

apl. Prof. Dr.-Ing. habil. J. Zierath, W2E Wind to Energy GmbH, Rostock

## Kurzfassung

Windenergieanlagen (WEA) spielen durch ihre vergleichsweise hohe Energieeffizienz eine wichtige Rolle, um den Übergang zu nachhaltigen Energiequellen zu bewerkstelligen. Die Auslegung der mechanischen Struktur auf eine Referenzlebensdauer von 20-25 Jahren erfolgt dabei standortspezifisch. Gemäß den Richtlinien des DNVGL oder der IEC werden die Standorte allerdings nur grob hinsichtlich der dort zu erwartenden Belastungen klassifiziert. In der Folge können die tatsächlichen Beanspruchungen der Anlagen geringer sein als im Auslegungsprozess angenommen, wodurch auch nach Erreichen der jeweiligen Referenzlebensdauer noch strukturelle Reserven vorhanden sein können. Um diese Reserven ausnutzen zu können, ist die Erfassung der tatsächlichen Beanspruchungsgeschichte der WEA-Tragstrukturen im laufenden Anlagenbetrieb im Sinne eines Monitorings erforderlich. Da die direkte Messung der Beanspruchungen einer WEA im Betrieb nur an zugänglichen Stellen der Struktur möglich und zudem mit einem hohen messtechnischen und kostenintensiven Aufwand verbunden ist, wird die indirekte, modellbasierte Ableitung von Ermüdungsindikatoren auf Basis von Inertialsensorik als vorteilhafte Alternative angesehen. Im vorliegenden Beitrag wird das Rahmenkonzept zur modellbasierten Schätzung elastischer Deformationen in WEA-Tragstrukturen vorgestellt, welche einen essentiellen Teil der gesamten Prozesskette bildet. Das Konzept wird anhand experimenteller Untersuchungen an einem strukturdynamischen Teststand einer Windenergieanlage im Labormaßstab demonstriert.

## 1 Einleitung

Wie in den Zertifizierungsrichtlinien des DNVGL [1] oder der IEC angegeben, werden Windenergieanlagen (WEA) in der Regel für eine Lebensdauer zwischen 20 und 25 Jahren konzipiert. Die Auslegung der mechanischen Strukturen von Windenergieanlagen basiert auf den spezifischen Errichtungsstandorten, die in den Zertifizierungsrichtlinien nur grob nach den dort zu erwartenden Lasten klassifiziert sind. Infolgedessen können die tatsächlichen Ermüdungsbelastungen geringer sein als ursprünglich angenommen, so dass auch nach Errei-

chen der genehmigten Lebensdauer noch Strukturreserven verbleiben, die für den sicheren Weiterbetrieb der Anlagen ausgenutzt werden können. Eine Voraussetzung dafür ist allerdings, dass die strukturellen Reserven mit hoher Genauigkeit abgeschätzt werden können. Dies erfordert die Erfassung der Beanspruchungen, die während der gesamten Betriebszeit der Anlagen aufgetreten sind. Ausgehend von dieser Zielsetzung wird seit 2019 im BMWi-Verbundforschungsprojekt DynaWind<sup>2</sup> ein Konzept zur kontinuierlichen Erfassung der tatsächlichen Beanspruchungen für Windenergieanlagen entwickelt. Das Konzept basiert auf der Abschätzung des Verformungszustandes der Windenergieanlagenblätter und des Turms auf der Grundlage eines Verformungsmodells und einer möglichst kleinen Anzahl robuster und langlebiger Sensoren.

Ein zunächst naheliegender Ansatz ist die direkte Messung von Verformungen und Spannungen durch Dehnungsmessstreifen (DMS). Nachteile dieser Lösung sind die zeitintensive Applikation von DMS, die oft stark eingeschränkten Zugänglichkeit von kritischen Meßstellen und die unzureichenden Langzeitstabilität von DMS. Mit der rasch fortschreitenden Entwicklung von kostengünstigen mikromechanischen Inertialsensoren mit hoher Messgenauigkeit rücken Lösungsansätze in den Vordergrund, aus gemessenen Bewegungsgrößen modellgestützt die Verformungen abzuschätzen. Dieses Konzept orientiert sich an dem aus der Inertialnavigation [11, 12] bekannten Prinzip der Integrierten Bewegungsmessung mit Beschleunigungssensoren und Gyroskopen, das für die Erfassung von Bewegungen in flexiblen mechanischen Strukturen erfolgreich angewandt worden ist [4, 7]. Um daraus Lageinformationen zu erhalten, sind numerische Integrationen durchzuführen, welche durch zusätzliche Signale gestützt werden müssen. Dies erfolgt durch Daten- bzw. Sensorfusion, wobei das Prinzip des Zustandsbeobachters bzw. Kalman-Filters angewandt wird. Dementsprechend wird im vorliegenden Beitrag die Methode der Integrierten Bewegungsmessung auf die Erfassung des elastischen Verschiebungsfeldes der Hauptstrukturen Turm und Blätter im laufenden Betrieb der WEA übertragen. Aus den elastischen Verschiebungen können dann mit Hilfe von Finite-Elemente (FE) Strukturmodellen Verformungen und Spannungen an interessierenden Stellen der Struktur ermittelt werden. Der Ermüdungszustand wird durch eine daran anschließende Ermüdungsrechnung abgeschätzt [3].

Die elastischen Verschiebungen sollen für die Substrukturen Turm und Blätter unabhängig voneinander ermittelt werden. Bei den Rotorblättern ist dabei der kinematische Einfluss der Rotordrehung auf gemessene Bewegungsgrößen an einzelnen Stellen des Rotorblatts zu berücksichtigen. Der Turm mit fester Einspannung am Boden kann dann als ein Sonderfall der Blätter betrachtet werden. Vor diesem Hintergrund wird im vorliegenden Beitrag das Konzept zur modellgestützten, minimalsensorischen Schätzung bzw. Beobachtung der Verschiebungen eines Rotorblatts beschrieben.

Der Beitrag ist wie folgt aufgebaut: In Abschnitt 2 werden die kinematischen Differentialgleichungen für die Beschreibung der Blattverformung aus einem modal reduzierten Finite-Elemente-Modell der Blattstruktur und den Messungen von zwei auf dem Blatt angeordneten inertialen Messeinheiten hergeleitet. Diese sind die Systemgleichungen für das in Abschnitt 3.3 vorgestellte Kalman-Filter zur Beobachtung der Verformungen im Betrieb der WEA.



## 2 Substrukturmodell

Im Substrukturmodell eines Rotorblatts müssen die dynamischen Wirkungen der nichtlinearen, aber bekannten Starrkörperbewegung des gesamten Rotors berücksichtigt werden. Hierzu wird das FE-Modell in einem bewegten Referenzsystem (*Floating Frame of Reference*, FFR) formuliert. Entsprechend der FFR-Methode in der Mehrkörperdynamik ermöglicht dieser Ansatz eine Trennung der, in der vorliegenden Aufgabenstellung bekannten, Starrkörperbewegung und der überlagerten elastischen Verformungen [8, 9]. Um die in den dynamischen Gleichgewichtsbedingungen auftretenden Volumenintegrale mit Hilfe der von kommerziellen FE-Programmen bereitgestellten FE-Matrizen berechnen zu können, wird speziell die Methode der knotenbasierten FFR-Methode (*Nodal-Based Floating Frame of Reference*, NFFR) für den Modellaufbau verwendet [8, 14].

Die elastischen Verschiebungen und Verdrehungen der FE-Knoten gegenüber der unverformten Konfiguration des Blattes werden dabei als klein und linear-elastisch angenommen. Wird das Referenzkoordinatensystem  $\mathcal{K}_R$  in den Knoten  $\mathcal{K}_N^1$  des FE-Modells gelegt, so können die elastischen Verschiebungen und Verdrehungen der übrigen FE-Knoten gegenüber  $\mathcal{K}_R$  durch die Vektoren  $\mathbf{u}_e^i$  und  $\varphi_e^i$  mit  $i = 2, \dots, n$  beschrieben werden. Sie werden im  $6(n-1)$ -Vektor

$$\mathbf{q}(t) = [\mathbf{u}_e^2(t), \dots, \mathbf{u}_e^n(t), \varphi_e^2(t), \dots, \varphi_e^n(t)]^T \quad (1)$$

zusammengefasst. Das FE-Modell wird anschließend unter Verwendung einer  $(6(n-1), n_s)$ -Reduktionsmatrix  $\mathbf{V}$  so reduziert, dass die Verschiebungen und Verdrehungen  $\mathbf{q}(t)$  durch eine stark reduzierte Anzahl von  $n_s \ll n$  elastischen Koordinaten  $\mathbf{s}(t)$  im interessierenden Frequenzbereich näherungsweise beschrieben werden [5],

$$\mathbf{q}(t) \simeq \mathbf{V} \mathbf{s}(t). \quad (2)$$

Für die Rekonstruktion des Dehnungsfeldes der Struktur  $\epsilon(\mathbf{r}, t)$  wird von dem bei linear-elastischen Systemen bestehenden Zusammenhang zwischen den elastischen Koordinaten und den Dehnungen an den  $n$  Strukturknoten ausgegangen, der mit einer  $(6n, n_s)$  Matrix reduzierter Dehnungsmoden  ${}^0\Phi_{V,\epsilon}$  ausgedrückt werden kann,

$${}^0\epsilon(\mathbf{r}, t) = {}^0\Phi_{V,\epsilon}(\mathbf{r}) \mathbf{s}(t). \quad (3)$$

Die Matrix  ${}^0\Phi_{V,\epsilon}$  kann aus kommerziellen FE-Programmen nicht exportiert werden. Sie kann aber spaltenweise durch eine Abfolge von  $n_s$  statischen Analysen berechnet werden, bei denen jeweils eine Koordinate  $s_j = 1$  gesetzt wird und die anderen Koordinaten den Wert null haben [10].

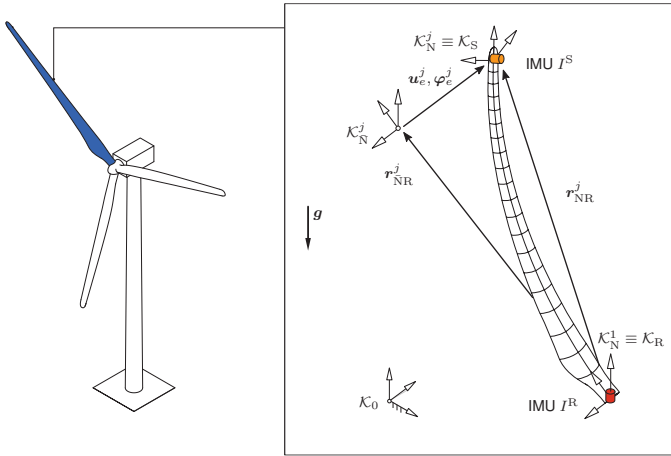


Abb. 1: Kinematische Beschreibung der Blattunterstruktur, die am Knoten  $K_N^j$  mit einem Struktursensor  $I^S$  und einem zusätzlichen Referenzsensor  $I^R$  ausgestattet ist.

### 3 Integrierte Bewegungsmessung

#### 3.1 Sensorkonzept

Als Sensoren werden inertielle Messeinheiten (Inertial Measurement Unit, IMU) verwendet. Eine IMU misst die jeweils drei Komponenten der absoluten Beschleunigung und der absoluten Winkelgeschwindigkeit im sensoreigenen Koordinatensystem. Zur Erfassung der großen Referenzbewegung des Blattes, im wesentlichen ist dies die Rotordrehung, wird eine Referenz-IMU  $I^R$  in der Blattwurzel positioniert und so ausgerichtet, dass das Sensorkoordinatensystem mit dem Referenzsystem  $K_R$  übereinstimmt, wie es in Abbildung 1 dargestellt ist.

Zur Erfassung der Strukturverformungen wird eine Struktur-IMU  $I^S$  in der Nähe des Blattendes am Messknoten  $K_N^j$  positioniert. Der mit  $K_N^j$  bezeichnete Messknoten auf der undeformierten Struktur soll hier die gleiche Ausrichtung wie das Referenzsystem  $K_R$  besitzen. Die elastischen Verschiebungen und Verdrehungen  $u_e^j$  bzw.  $\varphi_e^j$  des Messknotens  $K_N^j$  gegenüber  $K_N^j$  können mit Hilfe der Booleschen Zuordnungsmatrizen  $S_u^j$  und  $S_\varphi^j$  aus dem Vektor  $q$  entnommen werden,

$${}^R u_e^j(t) = S_u^j q(t), \quad \varphi_e^j(t) = S_\varphi^j q(t). \quad (4)$$

#### 3.2 Kinematische Messgleichungen

Die Referenz-IMU  $I^R$  misst im Sensor-Koordinatensystem  $K_R$  die Beschleunigung  ${}^R a_{R0}$  und die Winkelgeschwindigkeit  ${}^R \omega_{R0}$  des Referenzsystems  $K_R$  relativ zum Inertialsystem  $K_0$ . Entsprechend liefert die Struktur-Inertialmesseinheit  $I^S$  im Sensor-Koordinatensystem  $K_S$  die Beschleunigung  ${}^S a_{S0}$  und die Winkelgeschwindigkeit  ${}^S \omega_{S0}$  des Referenzsystems  $K_S$  relativ zu  $K_0$ .

Die gemessenen Beschleunigungen  ${}^R\mathbf{a}_{R0}$  und  ${}^S\mathbf{a}_{S0}$  enthalten jeweils die Erdbeschleunigung. Mit Hilfe der vektoriellen Gleichungen der Relativbewegung unter Berücksichtigung der kinematischen Verformungsbeschreibung (2) können daraus Messgleichungen als kinematische Differentialgleichungen für die elastischen Koordinaten  $\mathbf{s}$  hergeleitet werden. Die auftretenden Vektoren werden günstig im Referenzsystem  $\mathcal{K}_R$  angegeben. Die im Sensor-Koordinatensystem  $\mathcal{K}_S$  gemessene Beschleunigung  ${}^S\mathbf{a}_{S0}$  und Winkelgeschwindigkeit  ${}^S\boldsymbol{\omega}_{S0}$  werden dazu mit Hilfe der Transformationsmatrix  ${}^{RS}\mathbf{R}$  von  $\mathcal{K}_S$  nach  $\mathcal{K}_R$  überführt,

$${}^R\mathbf{a}_{S0} = {}^{RS}\mathbf{R} \, {}^S\mathbf{a}_{S0}, \quad {}^R\boldsymbol{\omega}_{S0} = {}^{RS}\mathbf{R} \, {}^S\boldsymbol{\omega}_{S0}. \quad (5)$$

Die Transformationsmatrix  ${}^{RS}\mathbf{R}$  wird mit der kleinen elastischen Verdrehung des Sensorknotens  $\boldsymbol{\varphi}_e^j$  aus (4) ausgedrückt (Einheitsmatrix  $\mathbf{I}$ ),

$${}^{RS}\mathbf{R} = \mathbf{I} + \tilde{\boldsymbol{\varphi}}_e^j = \mathbf{I} + (\mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j)^{\sim}. \quad (6)$$

Die übergesetzte Tildesymbol kennzeichnet dabei die Bildung der schiefsymmetrischen Matrix zum Vektorprodukt, also  $\mathbf{a} \times \mathbf{b} = \tilde{\mathbf{a}} \mathbf{b} = -\tilde{\mathbf{b}} \mathbf{a}$ .

**Kinematische Gleichungen für die Winkelgeschwindigkeiten** Die Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}_{S0}$  des Sensorkoordinatensystems  $\mathcal{K}_S$  setzt sich aus der Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}_{R0}$  des Referenzsystems  $\mathcal{K}_R$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}_{SR}$  von  $\mathcal{K}_S$  relativ zu  $\mathcal{K}_R$  zusammen. Bei Darstellung der Vektoren in  $\mathcal{K}_R$  gilt

$${}^R\boldsymbol{\omega}_{S0} = {}^R\boldsymbol{\omega}_{R0} + {}^R\boldsymbol{\omega}_{SR}. \quad (7)$$

Einsetzen von  ${}^R\boldsymbol{\omega}_{S0}$  aus (5) unter Berücksichtigung von (6) sowie der Zeitableitung der elastischen Drehung  ${}^R\boldsymbol{\omega}_{SR} = \mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j \dot{\mathbf{q}}$  in (7) liefert die kinematischen Gleichungen für die Winkelgeschwindigkeiten

$$\mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j \dot{\mathbf{q}} + {}^S\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{S0} \mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j \mathbf{q} = {}^S\boldsymbol{\omega}_{S0} - {}^R\boldsymbol{\omega}_{R0} \quad (8)$$

mit den durch die IMUs gemessenen Winkelgeschwindigkeiten  ${}^R\boldsymbol{\omega}_{R0}$  und  ${}^S\boldsymbol{\omega}_{S0}$ . Durch numerische Differentiation können daraus auch die Beziehungen für die Winkelbeschleunigungen  $\dot{\boldsymbol{\omega}} = \boldsymbol{\alpha}$  ermittelt werden,

$$\mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j \ddot{\mathbf{q}} + {}^S\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{S0} \mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j \dot{\mathbf{q}} + {}^S\tilde{\boldsymbol{\alpha}}_{S0} \mathbf{S}_{\boldsymbol{\varphi}}^j \mathbf{q} = {}^S\boldsymbol{\alpha}_{S0} - {}^R\boldsymbol{\alpha}_{R0}. \quad (9)$$

**Kinematische Gleichungen für die Beschleunigungen** Die Beschleunigung  $\mathbf{a}_{S0}$  von  $\mathcal{K}_S$  relativ zu  $\mathcal{K}_0$  kann mit Hilfe der vektoriellen Beziehungen der Relativkinematik durch die Bewegung des Referenzsystems  $\mathcal{K}_R$  und die Bewegung von  $\mathcal{K}_S$  relativ zu  $\mathcal{K}_R$  ausgedrückt werden [13]. Bei Darstellung der Vektoren in  $\mathcal{K}_R$  gilt

$${}^R\mathbf{a}_{S0} = {}^R\mathbf{a}_{R0} + {}^R\mathbf{a}_{NR}^j + {}^R\tilde{\boldsymbol{\alpha}}_{R0} {}^R\mathbf{r}_{NR}^j + 2 {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\mathbf{v}_{NR}^j + {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\mathbf{r}_{NR}^j. \quad (10)$$

Ort, Geschwindigkeit und Beschleunigung von  $\mathcal{K}_S \equiv \mathcal{K}_N^j$  relativ zu  $\mathcal{K}_R$  werden durch die Verformung unter Berücksichtigung der kinematischen Größen aufgrund der elastischen Blattverformung ausgedrückt,

$${}^R\mathbf{r}_{NR}^j = {}^R\mathbf{r}_{NR}^j + \mathbf{S}_u^j \mathbf{q}, \quad {}^R\mathbf{v}_{NR}^j = \mathbf{S}_u^j \dot{\mathbf{q}}, \quad {}^R\mathbf{a}_{NR}^j = \mathbf{S}_u^j \ddot{\mathbf{q}}. \quad (11)$$

Einsetzen von  ${}^R\mathbf{a}_{S0}$  aus (5) mit (6) sowie von  ${}^R\mathbf{r}_{NR}^j$ ,  ${}^R\mathbf{v}_{NR}^j$  und  ${}^R\mathbf{a}_{NR}^j$  aus (11) in (10) führt auf die kinematischen Gleichungen für die Beschleunigungen

$$\begin{aligned} \mathbf{S}_u^j \ddot{\mathbf{q}} + 2 {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} \mathbf{S}_u^j \dot{\mathbf{q}} + \left( ({}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} + {}^R\tilde{\boldsymbol{\alpha}}_{R0}) \mathbf{S}_u^j + {}^S\tilde{\mathbf{a}}_{S0} \mathbf{S}_\varphi^j \right) \mathbf{q} \\ = {}^S\mathbf{a}_{S0} - \left( {}^R\mathbf{a}_{R0} + ({}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} + {}^R\tilde{\boldsymbol{\alpha}}_{R0}) {}^R\mathbf{r}_{NR}^j \right). \end{aligned} \quad (12)$$

mit den Messgrößen der IMUs  ${}^S\mathbf{a}_{S0}$ ,  ${}^R\mathbf{a}_{R0}$ ,  ${}^R\boldsymbol{\omega}_{R0}$  sowie der durch Differentiation von  ${}^R\boldsymbol{\omega}_{R0}$  zu bestimmenden Winkelbeschleunigung  ${}^R\boldsymbol{\alpha}_{R0}$ .

**Kinematische Differentialgleichungen für die elastischen Koordinaten** Die kinematischen Gleichungen (8) und (12) lassen sich zusammenfassen zu einem Gesamtsystem der Form

$$\mathbf{N}_r \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{N}_v \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{N}_a \mathbf{q} = \boldsymbol{\nu}. \quad (13)$$

mit

$$\mathbf{N}_r = \begin{bmatrix} \mathbf{S}_u^j \\ \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{N}_v = \begin{bmatrix} 2 {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} \mathbf{S}_u^j \\ \mathbf{S}_\varphi^j \end{bmatrix}, \quad \mathbf{N}_a = \begin{bmatrix} ({}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} + {}^R\tilde{\boldsymbol{\alpha}}_{R0}) \mathbf{S}_u^j + {}^S\tilde{\mathbf{a}}_{S0} \mathbf{S}_\varphi^j \\ {}^S\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{S0} \mathbf{S}_\varphi^j \end{bmatrix} \quad (14)$$

und

$$\boldsymbol{\nu} = \begin{bmatrix} {}^S\mathbf{a}_{S0} - \left( {}^R\mathbf{a}_{R0} + ({}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} {}^R\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{R0} + {}^R\tilde{\boldsymbol{\alpha}}_{R0}) {}^R\mathbf{r}_{NR}^j \right) \\ {}^S\tilde{\boldsymbol{\omega}}_{S0} - {}^R\boldsymbol{\omega}_{R0} \end{bmatrix}. \quad (15)$$

Einsetzen der Koordinatenreduktion (2) in (13) ergibt schließlich das gesuchte kinematische Differentialgleichungssystem für die elastischen Koordinaten  $\mathbf{s}$ ,

$$\mathbf{N}_r \mathbf{V} \ddot{\mathbf{s}} + \mathbf{N}_v \mathbf{V} \dot{\mathbf{s}} + \mathbf{N}_a \mathbf{V} \mathbf{s} = \boldsymbol{\nu}. \quad (16)$$

Die gesuchten zeitlichen Verläufe der elastischen Koordinaten  $\mathbf{s}(t)$  können unter idealen Bedingungen durch numerische Integration der Differentialgleichungen (16) berechnet werden, woraus mit Hilfe von (2) die elastischen Verschiebungen  $\mathbf{q}$  rekonstruiert werden können. Mit Hilfe des FE-Strukturmodells können daraus anschließend die zeitlichen Verläufe der Verformungen (Dehnungen) und Spannungen an interessierenden Strukturpunkten berechnet werden.

Die ungestützte Zeitintegration von (16) ist allerdings wegen zahlreicher unbekannter Einflüsse nicht praktikabel. Hierzu zählen Diskretisierungsfehler des Integrationsverfahrens, unbekannte Anfangsbedingungen  $\mathbf{s}(0)$  und  $\dot{\mathbf{s}}(0)$  sowie Bias und Rauschen der Sensorsignale. Die kinemati-

schen Differentialgleichungen werden daher als Beobachtergleichungen in einem Kalman-Filter implementiert.

### 3.3 Zustandsbeobachter für die elastischen Verformungen

In einer Beobachterstruktur wird die numerische Integration der Modellgleichungen durch ergänzende Messgrößen gestützt. Bei der vorliegenden Aufgabenstellung wären dazu Dehnungsmessungen an geeigneten Strukturpunkten prinzipiell geeignet. Da jedoch für die Verformungsschätzung auf Dehnungsmessungen verzichtet werden soll und nur inertielle Messgrößen verwendet werden sollen, wird ein alternatives Konzept zur Stützung vorgeschlagen. Es basiert auf der Überlegung, dass sich die Strukturschwingungen um eine quasistationäre Konfiguration herum einstellen. Dabei wird angenommen, dass sich diese Konfiguration in Relation zu den Frequenzen der zu beobachtenden Strukturschwingungen aufgrund der variierenden mittleren Windgeschwindigkeit nur langsam verändert. Dementsprechend wird davon ausgegangen, dass sich die elastischen Koordinaten  $s(t)$  aus einem langsam veränderlichen, niederfrequenten Anteil (LF)  $\dot{s}(t)$  und einem höherfrequenten Anteil (HF)  $\dot{\dot{s}}(t)$  zusammensetzen,

$$s(t) = \dot{s}(t) + \dot{\dot{s}}(t). \quad (17)$$

Das vorgeschlagene Konzept basiert darauf, durch Fusion der voneinander unabhängigen Schätzungen von  $\dot{s}(t)$  und  $\dot{\dot{s}}(t)$  im Kalman-Filter die gesuchte Systemantwort  $s(t)$  zu rekonstruieren. Für die Berechnung von Schätzwerten für  $\dot{\dot{s}}(t)$  wird das Systemmodell (16) als Beobachtermodell verwendet, das durch Schätzwerte für  $\dot{s}(t)$  gestützt wird. Zu diesem Zweck werden die Messdaten der beiden IMUs durch Filterung in ihre jeweiligen LF- und HF-Anteile aufgeteilt, also beispielsweise  $\dot{S}_{a_{S0}}(t) = \dot{S}_{a_{S0}}(t) + \dot{\dot{S}}_{a_{S0}}(t)$ .

**Systemmodell** Das Beobachtermodell für die HF-Anteile der elastischen Koordinaten  $\dot{\dot{s}}(t)$  wird aus dem Systemmodell (16) abgeleitet, indem die Matrizen  $N_v$  und  $N_a$  sowie der Vektor  $\nu$  mit Hilfe der hochpassgefilterten Anteile der inertialen Messgrößen berechnet werden,

$$N_r V \ddot{s} + \dot{N}_v V \dot{s} + \dot{N}_a V s = \dot{\nu} + w_S. \quad (18)$$

Zusätzlich wurde in (18) ein mittelwertfreies, normalverteiltes Rauschen  $w_S$  berücksichtigt, das Messrauschen der Inertialsensoren und bis zu einem gewissen Grad auch Unsicherheiten im kinematischen Strukturmodell approximieren soll.

Um die kinematischen Differentialgleichungen (18) als Systemmodell in einem Zustandsbeobachter verwenden zu können, müssen sie in eine Zustandsform überführt werden. Hierzu ist (18) nach den Beschleunigungen der elastischen Koordinaten  $\ddot{s}$  aufzulösen. Die Matrix  $N_r V$  hat unter Berücksichtigung des Aufbaus der  $(6, 6(n-1))$ -Matrix  $N_r$  aus (14) sowie der  $(6(n-1), n_s)$ -Reduktionsmatrix  $V$  aus (2) den maximalen Rang 3. Damit können maximal  $n_s = 3$  elastische Koordinaten  $s$  berücksichtigt werden. Soll eine größere Anzahl von Strukturmoden beobachtet werden, so werden weitere Struktur-IMUs benötigt. Sollen wie im nachfolgen-

den Beispiel nur  $n_s < 3$  elastische Koordinaten beobachtet werden, so ist das Gleichungssystem für  $\ddot{s}$  überbestimmt, und es kann eine Näherungslösung mit Hilfe der MOORE-PENROSE-Pseudoinversen, gekennzeichnet durch  $(\bullet)^\dagger$ , gebildet werden [2]. Das System (18) geht dann über in die Zustandsform  $\dot{x} = A x + B u + w$  mit dem Zustandsvektor  $x = [s \ \dot{s}]^T \in \mathbb{R}^{2n_s}$ , den Systemmatrizen

$$A = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -(\dot{N}_r V)^\dagger \dot{N}_a V & -(\dot{N}_r V)^\dagger \dot{N}_v V \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ (\dot{N}_r V)^\dagger \end{bmatrix} \quad (19)$$

sowie dem Eingangs- und Rauschvektor

$$u = \dot{\nu}, \quad w = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ (\dot{N}_r V)^\dagger w_S \end{bmatrix} \quad (20)$$

Die Ausgangsgleichung des Systemmodells besitzt die Form

$$y = C x + v \quad (21)$$

und liefert mit  $C = [\mathbf{I} \ \mathbf{0}]$  die HF-Anteile  $y \equiv \dot{s}$ . Der Vektor  $v$  stellt den Stützrauschvektor dar, der als weißer, stochastischer Prozess mit verschwindenden Erwartungswerten angenommen wird.

**Stützmodell** Für die Stützung des Kalman-Filters werden die quasistationären LF-Anteile der elastischen Koordinaten  $\dot{s}$  herangezogen. Sie können mit Hilfe des Systemmodells (16) geschätzt werden, indem die Matrix  $\dot{N}_a$  sowie der Vektor  $\nu$  mit Hilfe der tiefpassgefilterten Anteile der inertialen Messgrößen berechnet werden und die zeitlichen Ableitungen von  $\dot{s}$  nicht berücksichtigt werden,

$$\dot{N}_a V \dot{s} = \dot{\nu}, \quad (22)$$

Eine Näherungslösung für  $\dot{s}$  wird mit Hilfe der Moore-Penrose-Pseudoinversen der  $(6, n_s)$ -Matrix  $\dot{N}_a V$  erhalten,

$$\dot{s} = (\dot{N}_a V)^\dagger \dot{\nu}. \quad (23)$$

Der in Abschnitt 4 untersuchte Lastfall am Teststand bewirkt eine Anregung der Strukturkomponenten zu Schwingungen um ihre jeweilige Nulllage. Damit können die beschreibenden elastischen Koordinaten als mittelwertfrei angenommen werden, und die Stützgleichung (23) vereinfacht sich in diesem Fall zu  $\dot{s} = 0$ . Die grundlegende Struktur des implementierten Zustandsbeobachters ist in Abb. 2 als Blockschaltbild dargestellt.

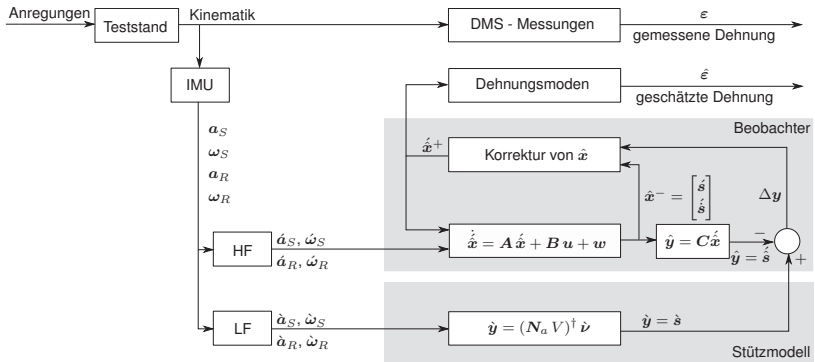


Abb. 2: Blockschaltbild der Beobachterstruktur

## 4 Experimentelle Untersuchungen

### 4.1 Strukturdynamischer Teststand einer Windenergieanlage

Für den Test von Methoden zur schwingungstechnischen Analyse von elastischen Strukturen wurde der in Abb. 3 gezeigte strukturdynamische Teststand einer Windenergieanlage im Labormaßstab aufgebaut [6]. Für die Validierung der beschriebenen Methodik zur Schätzung von Dehnungen wurde ein Rotorblatt mit IMUs und einer DMS-Rosette versehen. Die Struktur wurde bei stillstehendem Rotor durch einen auf den Turm wirkenden Shaker mit einer harmonischen Krafterregung mit der ersten Eigenfrequenz des fest eingespannten Rotorblatts von 2,7 Hz beaufschlagt.

Für die Zustandsschätzung wurden die ersten beiden Eigenformen des Blattes senkrecht bzw. in der Rotorebene zum Aufbau der Matrix  $V$  in (2) berücksichtigt. Damit ergeben sich für den hier betrachteten Lastfall  $n_s = 2$  reduzierte Koordinaten  $s = [s_1 \ s_2]^T$ .

### 4.2 Experimentelle Ergebnisse

Um die Leistungsfähigkeit der in Abschnitt 3 beschriebenen Methodik zu bewerten, werden das Time Response Kriterium (TRAC) und der mittlere relative Fehler (MRE) gemäß

$$\text{TRAC} = \frac{(\sum_{k=1}^N y_k \hat{y}_k)^2}{(\sum_{k=1}^N y_k^2) (\sum_{k=1}^N \hat{y}_k^2)} \in [0,1], \quad \text{MRE} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \frac{|y_k - \hat{y}_k|}{\max(|y|)} \in [0,1] \quad (24)$$

herangezogen. Während das TRAC insbesondere für eine qualitative Beurteilung der Korrelation zweier Zeitreihen geeignet ist, gibt der MRE Aufschluss über quantitative Abweichungen der Signale zueinander. Im Falle identischer Signale werden ein TRAC-Wert von 1 und ein MRE-Wert von 0 erhalten.

Die für den betrachteten Lastfall erhaltenen Ergebnisse sind in Abb. 4 dargestellt. In Abb. 4 a und b stehen die beiden Zeitverläufe der geschätzten elastischen Koordinaten  $s_1$  und  $s_2$ , welche

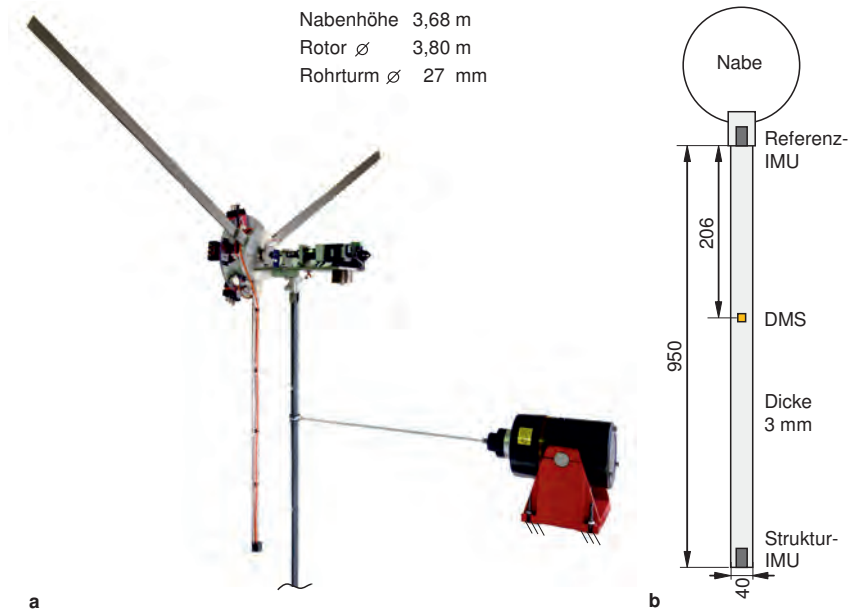


Abb. 3: Strukturdynamischer Teststand. **a** Konfiguration. **b** Rotorblatt mit Sensoren

unter Anwendung der in Abschnitt 3 beschriebenen Methodik aus den gemessenen Zeitreihen der Struktur-IMU erhalten wurden. Deutlich ist zu erkennen, dass die harmonische Kraftanregung der Struktur durch den Shaker erst nach einer Zeitspanne von 10 s eingesetzt hat. Basierend auf den Schätzgrößen  $s_1$  und  $s_2$  erfolgt anschließend unter Anwendung von (3) die Schätzung der axialen Dehnungskomponente an der Position des DMS. In Abb. 4 b und c ist die Zeitreihe dieser Schätzung (gestrichelt) der direkten DMS-Messung (durchgezogen) gegenübergestellt. Der erhaltene TRAC-Wert von 0,995 und MRE-Wert von 3,28 % bestätigen eine sehr hohe qualitative wie auch quantitative Übereinstimmung der Verläufe. Die Gegenüberstellung des Leistungsdichtespektrums beider Signale in Abb. 4 d bestätigt, dass die wesentlichen Frequenzanteile in den geschätzten Dehnungsverläufen enthalten sind, wobei die Zeitverläufe der geschätzten Dehnung durch Anwendung des Kalman-Filters geglättet wurden. Zudem zeigt auch die für eine mögliche anschließende Ermüdungsschätzung relevante Rainflow-Klassifizierung der Schwingspiele Abb. 4 e eine sehr gute Übereinstimmung.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Das Prinzip der integrierten Verformungsmessung für bewegte elastische Strukturen auf der Grundlage inertialer Messgrößen wurde beschrieben und konnte an einer Teststruktur für einen ausgewählten Lastfall erfolgreich experimentell demonstriert und validiert werden. Hierzu zäh-



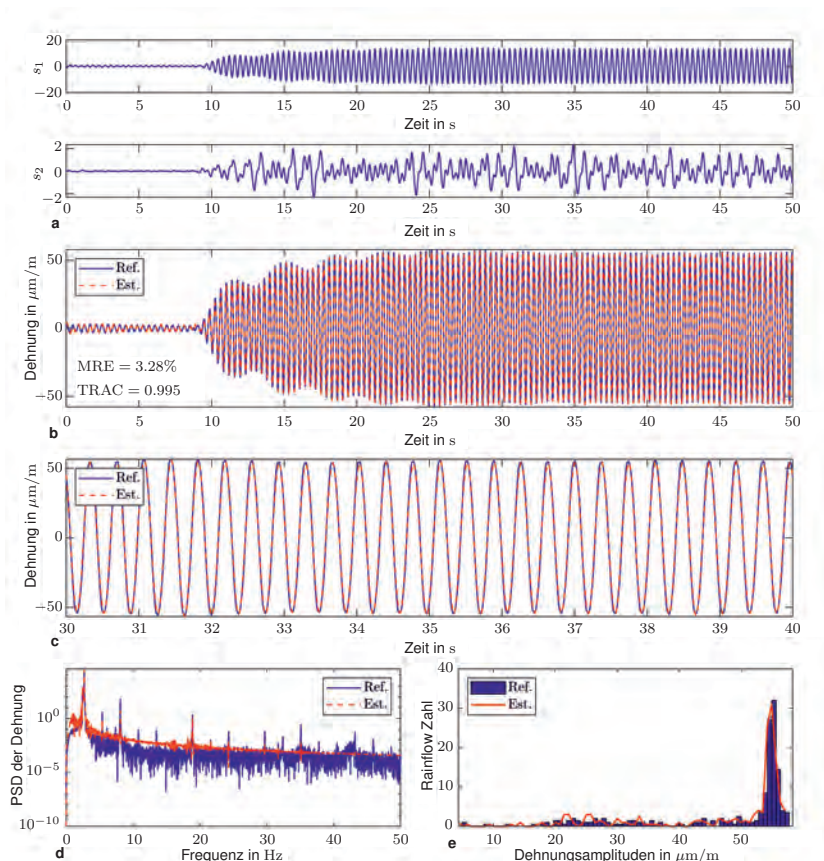


Abb. 4: Experimentelle Ergebnisse. **a** Durch den Beobachter rekonstruierte Verläufe der elastischen Koordinaten  $s_1$  und  $s_2$ . **b** Rekonstruierte und durch die DMS gemessene Verläufe der Dehnung. **c** Ausschnitt aus den Verläufen der Dehnung im Intervall  $30 \leq t \leq 40$  s. **d** Leistungsspektraldichte der Dehnung. **e** Rainflow-Zählung der Dehnungsamplituden.

len die Analyse weiterer Lastfälle, auch bei drehendem Rotor, und die Verformungsschätzung bei Schwingungen um einen nichtverschwindenden Mittelwert. Bei Windenergieanlagen liegt dieser Fall vor, da die Strukturen durch den stationären Anteil der Windlast ausgelenkt werden. Darüber hinaus wird die Implementierung der Methode an einer 2 MW Windenergieanlage vorbereitet.

**Förderhinweis** Das Projekt DynaWind<sup>2</sup> wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages unter den Förderkennzeichen 0325228E/F/G gefördert.

## Literatur

- [1] *Guideline for the Certification of Wind Turbines*. Germanischer Lloyd, Hamburg, 2010.
- [2] Farhat, C. and Rixen, D. Linear Algebra. In Simon Braun and David J. Ewins, editors, *Encyclopedia of vibration*, pages 710–720. Academic Press, San Diego, 2002.
- [3] Fink, R., Häusler, S., and Sander, M. FEM-Implementierung eines progressiven Schädigungsmodells für Glasfaserverbundwerkstoffe. In *53. Tagung DVM-Arbeitskreis Bruchmechanik und Bauteilsicherheit, DVM-Bericht 253*, pages 147–156, 2021.
- [4] Kaswekar, P. *Integrated Motion Measurement of Three-Dimensional Lightweight structures*. Dr. Hut, München, 2017.
- [5] Luthe, J., Schulze, A., Zierath, J., Rosenow, S.-E., and Woernle, C. A concept for the estimation of displacement fields in flexible wind turbine structures. In B. Dilworth and M. Mains, editors, *Topics in Modal Analysis & Testing, Vol. 8*, pages 247–254, Cham, 2021. Springer.
- [6] Rachholz, R. *Numerische und experimentelle Untersuchungen der Dynamik von Windenergieanlagen am Beispiel einer 2 MW Referenzanlage und eines strukturdynamisch skalierten Teststands*. Dr. Hut, München, 2020.
- [7] Örtel, T. *Integrierte Bewegungsmessung an flexiblen Strukturen*. Dr. Hut, München, 2010.
- [8] Schwertassek, R. and Wallrapp, O. *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 1999.
- [9] Shabana, A. A. *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge University Press, Cambridge, third edition, 2009.
- [10] Tobias, C. and Eberhard, P. Stress recovery with krylov-subspaces in reduced elastic multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 25(4):377–393, 2011.
- [11] Wagner, J. F. Adapting the principle of integrated navigation systems to measuring the motion of rigid multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 11:87–110, 2004.
- [12] Wendel, J. *Integrierte Navigationssysteme: Sensordatenfusion, GPS und Inertiale Navigation*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2009.
- [13] Woernle, C. *Mehrkörpersysteme*. Springer-Vieweg, Berlin, 2016.
- [14] Zwölfer, A. and Gerstmayr, J. A concise nodal-based derivation of the floating frame of reference formulation for displacement-based solid finite elements. *Multibody System Dynamics*, 49(3):291–313, 2020.

# Virtueller Sensor zur Überwachung von Schwingungen an spanenden Werkzeugmaschinen

## Modellgestützte Schwingungsüberwachung auf Basis von „transmissibility functions“

**F. Dörrer**, M.Sc., Dr. rer. nat. **A. Otto**, Dr.-Ing. **M. Kolouch**, Ph.D.,  
Prof. Dr.-Ing. **S. Ihlenfeldt**,  
Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU,  
Chemnitz

### Kurzfassung

In diesem Beitrag werden virtuelle Sensoren für die Überwachung von Schwingungen an spanenden Werkzeugmaschinen vorgestellt. Diese werden auf Grundlage experimentell gewonnener Daten aufgestellt, ein ausführlicher CAD-Datensatz der Werkzeugmaschine wird nicht benötigt. Dies bietet große Vorteile im Hinblick auf die benötigten Kosten. Die virtuellen Sensoren beruhen im Kern auf speziellen Übertragungsfunktionen, engl. „transmissibility functions (TMFs)“, welche auf die Daten der direkten Positionssensoren nahe der Kugelgewindemuttern zugreifen. Das bietet große Vorteile in Bezug auf die Qualität der Ausgangsdaten der virtuellen Sensoren. In diesem Artikel wird vertieft auf die experimentelle Identifikation des Modellteils der virtuellen Sensoren eingegangen. Die mathematische Definition der virtuellen Sensoren wird genauer erläutert um die Grundlage für die experimentelle Ableitung der Übertragungsfunktionen zu generieren. In Abhängigkeit der Maschinenstruktur werden verschiedene Strategien zur Erstellung der Sensoren verglichen und auf ihre physikalische Korrektheit überprüft. Maschinenspezifische Einflussfaktoren, wie die Position der Hauptspindel und die Auswahl der Sensoren werden hinsichtlich ihres Einflusses auf die resultierenden TMFs untersucht. Das Ergebnis wird mit Hilfe eines Testzyklus validiert.

## 1. Einleitung

Spanende Werkzeugmaschinen sind ein zentraler Bestandteil industrieller Fertigungsketten. In Deutschland wurden im Jahr 2019 Bearbeitungszentren und Fräsmaschinen im Wert von 3,5 Mrd. EUR produziert [1]. Schwingungen sind oft ein begrenzender Faktor für die Leistungsfähigkeit von Werkzeugmaschinen oder führen zu schlechter Arbeitsgenauigkeit. Sie entstehen durch variierende Prozesskräfte oder dynamische Antriebskräfte und werden im Wesentlichen von der Regelung und der Mechanik der Maschine beeinflusst.

Für die Überwachung spanender Prozesse können aktuell verschiedene Ansätze genutzt werden [2], [3]. Diese benötigen jedoch zusätzliche externe Sensorik. Das bedeutet erhöhte Kosten und mehr Wartungsaufwand. Beispiele hierfür sind akustische Ansätze und die Schwingungsüberwachung der Hauptspindel mit Hilfe externer Beschleunigungssensoren.

Akustische Methoden detektieren akustische Anomalien, benötigen aber hierfür ein großes Maß an zusätzlicher Sensorik [4]. Die Überwachung von Schwingungen an der Hauptspindel mit Hilfe externer Beschleunigungssensoren benötigt ebenfalls zusätzliche Sensorik [5] [6].

Andererseits gibt es Möglichkeiten die Schwingungen, Stabilität und Werkzeugverlagerungen mit Hilfe von Modellen vorherzusagen [7], [8], [9], [10]. Hier werden jedoch keine Messungen aus dem realen Prozess genutzt und daher ist eine gute Vorhersage mit sehr viel Aufwand verbunden. Diese Lösungen haben sich aufgrund ihrer hohen Komplexität und des damit verbundenen hohen Aufwandes jedoch nicht durchgesetzt.

In diesem Beitrag wird ein virtueller Sensor bzw. Softsensor vorgestellt, der auf Basis der präzisen und hochdynamischen internen Positionssensoren die Schwingungen am TCP (Tool-Center-Point) von spanenden NC-Maschinen vorhersagt und gleichzeitig schnell und kostengünstig zu implementieren ist, weil er auf experimentell gewonnenen Daten beruht.

Besonderer Fokus liegt in diesem Beitrag auf der experimentellen Identifikation der virtuellen Sensoren. Im folgenden Abschnitt wird die Theorie hierfür vorgestellt. In Abs. 3 wird der Entstehungsprozess der virtuellen Sensoren genauer beleuchtet. Danach wird ein exemplarisch erstellter virtueller Sensor mit Hilfe eines dynamischen Testzyklus verifiziert.

## 2. Mathematische Definition der virtuellen Sensoren

Bild 1 zeigt die für die Betrachtung des dynamischen Verhaltens der WZM relevanten Punkte. Der Servomotor wirkt mit einem Moment auf den Kugelgewindetrieb, welcher den Führungsschlitten und die dazugehörige nachgelagerte Mechanik, inklusive Werkzeug, in Bewegung setzt. Im Servomotor befindet sich ein Messsystem, welches klassischer Weise, die Geschwindigkeit der Motorwelle

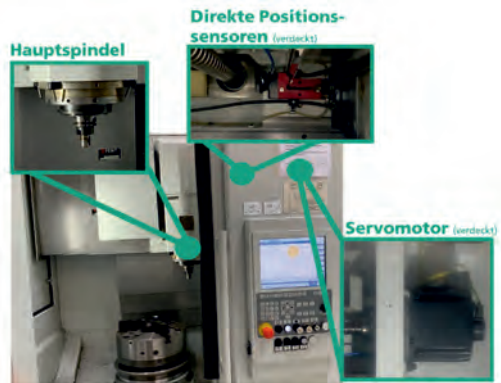


Bild 1: Übersicht über relevante Punkte an der WZM

ermittelt und an die Regelung zurückführt. Durch Integration kann dieses Signal genutzt werden um die Position der Motorwelle zu bestimmen. An der Kugelgewindemutter befindet sich ein direkter Positionssensor. Dieses Messsystem ist räumlich am dichtesten am Tool-Center-Point (TCP) und wird für den Betrieb der Regelung zurückgeführt. An der Hauptspindel, bzw. am TCP, befindet sich keine zusätzliche Sensorik um dessen Position zu bestimmen. In einem Fräsprozess greifen am Motor und am TCP Kräfte an. Am Motor greift ein Moment an um die nachgelagerte Mechanik in Bewegung zu setzen, die am TCP angreifende Kraft resultiert aus dem Fräsprozess. Somit lässt sich das dynamische Übertragungsverhalten der Maschine, wie folgt beschreiben (Formel (1)). Die in diesem Beitrag aufgezeigten Berechnungsvorschriften und Diagramme beziehen sich auf die X-Achse eines 5-Achs-Fräszentrums. Die Berechnungen und Vorgehensweise kann jedoch analog auch auf andere Achsen erweitert werden.

$$\begin{bmatrix} X_D(j\omega) \\ X_E(j\omega) \\ X_T(j\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{DD}(j\omega) & H_{DT}(j\omega) \\ H_{ED}(j\omega) & H_{ET}(j\omega) \\ H_{TD}(j\omega) & H_{TT}(j\omega) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_D(j\omega) \\ F_T(j\omega) \end{bmatrix} \quad (1)$$

$X$  bezieht sich auf die Positionsdaten der X-Achse,  $F$  auf die angreifenden Kräfte und  $H_{ik}(j\omega)$  stellt einen Nachgiebigkeitsfrequenzgang mit dem Kraftansatzpunkt  $k$  und dem Auswertepunkt der Verlagerung  $i$  dar. Der Index D meint hierbei den Servomotor, E bezieht sich auf den direkten Positionssensor nahe der Kugelgewindemutter und T meint den TCP. Der komplexe

Operator wird mit  $j$  angegeben, die Kreisfrequenz ist  $\omega$ . Formel (1) lässt sich alternativ, wie folgt darstellen (Formel (2) – (4)).

$$X_D(j\omega) = H_{DD}(j\omega)F_D(j\omega) + H_{DT}(j\omega)F_T(j\omega) \quad (2)$$

$$X_E(j\omega) = H_{ED}(j\omega)F_D(j\omega) + H_{ET}(j\omega)F_T(j\omega) \quad (3)$$

$$X_T(j\omega) = H_{TD}(j\omega)F_D(j\omega) + H_{TT}(j\omega)F_T(j\omega) \quad (4)$$

Stellt man Formel (2) und (3) nach den angreifenden Kräften um und setzt man diese in Formel 4 ein, so ergeben sich 4 Möglichkeiten um die Position des TCP zu berechnen. Diese sind in Formel (5) – (8) dargestellt.

$$X_T(j\omega) = T_{TD}^T(j\omega)(X_D(j\omega) - H_{DD}(j\omega)F_D(j\omega)) + H_{TD}(j\omega)F_D(j\omega) \quad (5)$$

$$X_T(j\omega) = T_{TD}^D(j\omega)(X_D(j\omega) - H_{DT}(j\omega)F_T(j\omega)) + H_{TT}(j\omega)F_T(j\omega) \quad (6)$$

$$X_T(j\omega) = T_{TE}^T(j\omega)(X_E(j\omega) - H_{ED}(j\omega)F_D(j\omega)) + H_{TD}(j\omega)F_D(j\omega) \quad (7)$$

$$X_T(j\omega) = T_{TE}^D(j\omega)(X_E(j\omega) - H_{ET}(j\omega)F_T(j\omega)) + H_{TT}(j\omega)F_T(j\omega) \quad (8)$$

Die aufgezeigten Ansätze beruhen im Kern auf „transmissibility functions“ (TMFs)  $T$ . Diese Funktionen stellen das Übertragungsverhalten gleichartiger Signale zueinander ins Verhältnis. Beispielsweise die Position des TCPs in Abhängigkeit der Position der direkten Positionssensoren. Diese Funktionen sind nicht nur abhängig vom Ein- und Ausgangssignal, sondern auch vom Punkt, an dem die Kraft angreift, die die Verlagerung zur Folge hat. Formel (9) und Bild 2 verdeutlichen dies [11]. Die hochgestellten Indizes an den Positionsdaten und der TMF beziehen sich auf den Ansatzpunkt der Kraft, welcher die Verlagerung zur Folge hat, der tiefgestellten bezeichnen den Wirkungspunkt der Verlagerung.

$$T_{iz}^k(j\omega) = \frac{X_i^k(j\omega)}{X_z^k(j\omega)} = \frac{H_{ik}(j\omega)F_k(j\omega)}{H_{zk}(j\omega)F_k(j\omega)} = \frac{H_{ik}(j\omega)}{H_{zk}(j\omega)} \quad (9)$$

Eliminiert man den Einfluss der Prozesskraft in Gleichung (8) so erhält man Gleichung (10). Die hier aufgeführte TMF wird in diesem Beitrag exemplarisch immer wieder aufgegriffen. Prozesskräfte können vernachlässigt werden, wenn sich das Werkzeug nicht im Eingriff mit dem Bauteil befindet, oder die angreifenden Kräfte vernachlässigbar klein sind.

$$X_T^D(j\omega) = T_{TE}^D(j\omega)X_E^D(j\omega) \quad (10)$$

TMFs bieten im Wesentlichen drei Vorteile. Die Eingangsdaten für die Vorhersage der TCP-Position sind die Daten der direkten Positionssensoren nahe der Kugelgewindemutter. Diese sind maximal Nahe am TCP, beinhalten die Dynamik des gesamten vorgelagerten

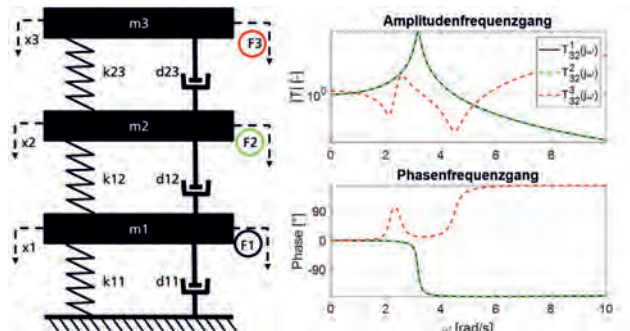


Bild 2: Exemplarischer Dreimassen-Schwinger (links) mit daraus resultierenden TMFs (rechts)

Antriebsstranges und sind über den gesamten benötigten Frequenzbereich sehr zuverlässig.

Die im Originalen Ansatz (Formel (4))

benötigten

Eingangswerte sind die Kraft des Motors und die an TCP wirkende Kraft. Die Motorkraft muss aus

dem Stromsensoren ermittelt werden. Diese sind im unteren Frequenzbereich meist unzuverlässig und liefern hier nur unzureichend genaue Eingangsdaten. Die am TCP angreifende Kraft muss geschätzt, oder simulativ ermittelt werden. Die in Formel (5) – (8) aufgeführten Ansätze eliminieren jeweils einen dieser Kraftterme und erlauben die Berechnung der TCP-Position auf Basis der hoch-präzisen Daten der direkten Positionssensoren nahe der Kugelgewindemuttern.

### 3. Generierung der experimentell zu ermittelnden Übertragungsfrequenzgänge

#### 3.1 Anregungsstrategien im Vergleich

Die in Formel (5) - (8) aufgeführten Übertragungsfrequenzgänge können mit Hilfe von experimentellen Methoden direkt an der Werkzeugmaschine aufgenommen werden. Diese Rohdaten werden dann im Bezug auf ihre modalen Parameter analysiert und in ein Modell überführt. In einem

ersten Schritt muss hierfür eine geeignete Messstrategie

aufgestellt werden.

Diese beginnt mit einer geeigneten

Anregungsstrategie. Die

Maschinenstruktur muss

mit einer breitbandigen



Bild 4: Übersicht über die zur Verfügung stehenden Anregungsstrategien zur Generierung der experimentellen TMFs

Kraft möglichst gleichmäßig angeregt werden um die modalen Parameter der Maschine identifizieren zu können. Hierfür gibt es prinzipiell zwei potenzielle Optionen, vgl. Bild 4. Es kann eine externe Kraft eingebracht werden, beispielsweise mit einem Impulshammer am Werkzeug, der Hauptspindel oder in der Nähe des Führungsschuhs. Hierfür muss die Maschinenstruktur gut zugänglich und nicht durch Schutzbleche verdeckt sein. Alternativ hierzu kann die Maschinenstruktur mit Hilfe interner Testsignale breitbandig angeregt werden.

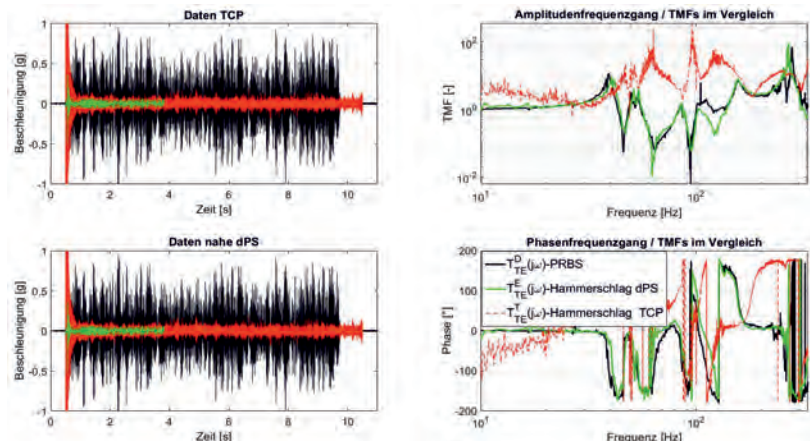


Bild 3: Vergleich der Anregungsstrategien am Beispiel der X-Achse eines Fräszentrums



Hierzu stehen beispielsweise pseudostochastische binären Rauschsignale (PRBS), ein Sollwertsprung oder eine Sollwertrampe zur Verfügung. Alternativ hierzu kann auch eine Anregung durch einen Fräsprozess realisiert werden (OMA) [12], [13].

Um die Übertragungsfrequenzgänge korrekt zu identifizieren, ist es von äußerster Wichtigkeit die richtigen Punkte für die Befestigung der Sensoren und die richtigen Kraftansatzpunkte zu definieren. Gerade bei TMFs können Fehler in der Messstrategie dazu führen, dass die falsche Funktion identifiziert wird. Hier sind Minimal-Modelle nützlich. Die klassische Struktur einer Werkzeugmaschinenachse mit Motor, Kugelgewindetrieb und dahinter befindlicher Mechanik inklusive Hauptspindel, kann beispielsweise durch einen Dreimassenschwinger approximiert werden. Bild 2 zeigt ein solches Modell. Will man die Funktion  $T_{32}^1(j\omega)$  identifizieren, so zeigt das Minimal-Modell, dass die Funktion  $T_{32}^1(j\omega)$  mit  $T_{32}^2(j\omega)$  überein stimmt. Dies bedeutet in der Theorie, dass es unerheblich sein sollte, ob die Maschine mit einem internen Testsignal, beispielsweise einem PRBS oder aber mit einem Hammerimpuls in der Nähe der direkten Positionssensoren (dPS) angeregt wird. Diese Theorie wurde anhand eines 5-Achs-Fräszentrums überprüft. Bild 3 zeigt das Ergebnis. Die Daten wurden mit externen Beschleunigungssensoren an der Hauptspindel und in der Nähe der direkten Positionssensoren ermittelt. Im ersten Fall wurde die Maschine mit Hilfe einer breitbandigen Anregung vom Motor der X-Achse (PRBS, in schwarz) zum Schwingen angeregt. Die grünen Daten stammen von einer Anregung mit einem Impulshammer in der Nähe der dPS. Die Roten sind infolge einer Impulsanregung am TCP aufgenommen wurden. Zu sehen ist, dass die aufgestellte Theorie (Bild 2) in der Realität bestätigt wird (Bild 3). Die TMF  $T_{TE}^D(j\omega)$  stimmt mit  $T_{TE}^E(j\omega)$  überein,  $T_{TE}^T(j\omega)$  unterscheidet sich jedoch stark von den anderen. Es lässt sich also festhalten, dass es von äußerster Wichtigkeit ist, die richtigen Mess- und Kraftanregungspunkte für die Ableitung der TMFs zu wählen. Dies muss in Abhängigkeit der Maschinenstruktur und des Steuerungstyps geschehen.

### 3.2 Sensorauswahl und -positionierung

Um die in Formel (10) aufgeführte TMF zu identifizieren ist es zwingend notwendig externe Sensorik, bspw. einen triaxialen piezoelektrischen Beschleunigungssensor an der Hauptspindel in der Nähe des TCP anzubringen, weil hier keine interne Sensorik zur Überwachung zur Verfügung steht. Die zweite relevante Position, welche es zu überwachen gilt, sind die dPS der Maschine. Hier stehen bereits Positionssensoren zur Verfügung. Alternativ zu diesen kann jedoch auch hier ein externer Beschleunigungssensor angebracht werden, um die notwendigen Signale aufzunehmen. Diese zweite Option erlaubt es den Messbereich für die benötigten Übertragungsfunktionen deutlich zu erweitern. Während moderne Werkzeugmaschinen Positionsdaten mit einer Abtastfrequenz von bis zu 500 Hz zur

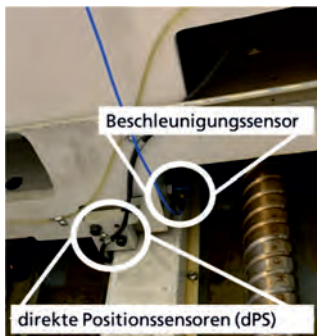


Bild 6: Positionierung eines

externen

Beschleunigungssensors nahe

der internen direkten

Positionssensoren

aufzeichnen. Lediglich bei 100-120 Hz unterscheiden sich die Signale. Wird die Position des Sensors optimiert, werden die Abweichungen minimiert. Zu sehen ist ebenfalls, dass der Messbereich der externen Sensoren deutlich größer ist, als der der internen dPS.

Verfügung stellen, kann diese bei Maschinen mit älteren Steuerungsständen deutlich niedriger sein. Ist das Anregungssignal entsprechend breitbandig können so auch hochdynamische Eigenfrequenzen in der Werkzeugmaschinenstruktur berücksichtigt werden. Bild 6 zeigt eine mögliche Positionierung eines externen Beschleunigungssensors (rechte Seite) in der Nähe der direkten Positionssensoren (linke Seite). Bild 5 vergleicht die Antwort des externen Beschleunigungssensors (in schwarz) mit der Antwort der dPS infolge einer Kräfteanregung am TCP. Die Sensoranordnung unterscheidet sich leicht von der in Bild 6 gezeigten. Zu sehen ist, dass beide Messsysteme ähnliche Antworten

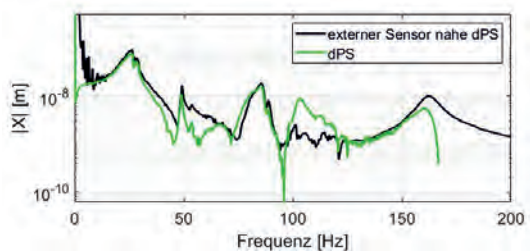


Bild 5: Vergleich interner und externer Sensorik infolge einer Anregung mit einem Impulshammer am TCP

### 3.3 Positionsabhängigkeit der virtuellen Sensoren

Die dynamischen Eigenschaften der Werkzeugmaschine sind abhängig von der Position der Hauptspindel im Arbeitsraum. Hierzu gibt es bereits Veröffentlichungen in Bezug auf reguläre Übertragungsfunktionen [12], [13], [14], [15]. Beleuchtet wird in diesem Abschnitt, in wie weit die Position der Hauptspindel Auswirkungen auf die in Formel (10) eingeführte TMF hat. Hierfür wurde eine 5-Achs-Fräsmaschine, bei der die X- und Y-Achse an einem Maschinenständer montiert sind, mit Hilfe eines PRBS auf der X-Achse angeregt und es

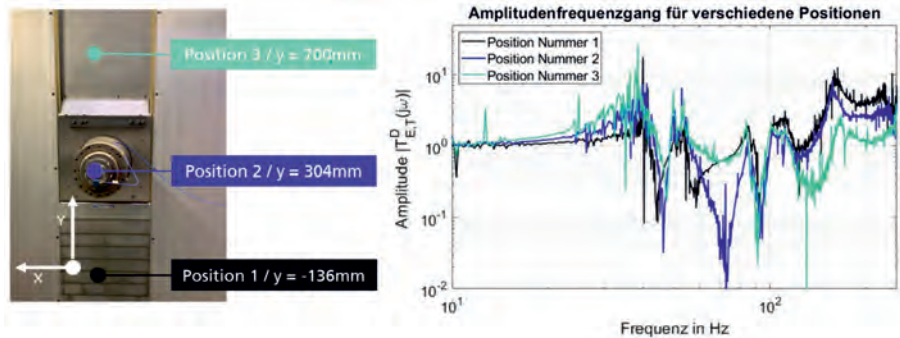


Bild 7: Hauptspindel eines 5-Achs-Fräszentrums (links) und experimentell ermittelte TMFs für verschiedene Achs-Positionen (rechts)

wurden TMF an drei verschiedenen y - Positionen (vgl. Bild 7 links) aufgenommen. Die resultierenden TMFs wurden aus drei Messungen gemittelt, um die Verläufe zu glätten und sind auf der rechten Seite von Bild 7 zu sehen. Die Verläufe weichen für die drei verschiedenen Positionen voneinander ab. Diese Abweichung werden sich in den identifizierten modalen Parametern widerspiegeln, und somit im späteren Maschinenmodell, widerspiegeln. Deswegen sind bei der Identifikation der Übertragungsfrequenzgänge konstruktive Besonderheiten der abzubildenden WZM zu berücksichtigen.

### 3.4 Ableitungsstrategien im Überblick

Ist eine passende Anregungsstrategie, und sind geeignete Messpunkte gefunden wurden, so muss definiert werden, in welcher Form die experimentellen Daten aufgenommen, und in ein

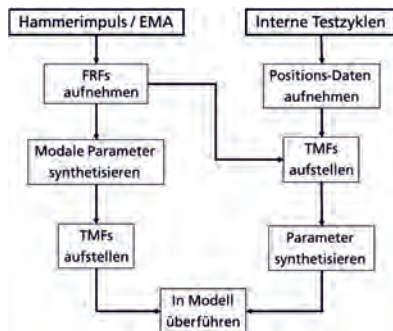


Bild 9: Vorgehen bei der Ableitung der

Modell überführt werden. Einige Möglichkeiten hierfür sind in Bild 9 dargestellt. Die experimentelle Modalanalyse ist ein weit verbreitetes Verfahren zur Ermittlung modaler Parameter spanender Werkzeugmaschinen [16]. Hier werden klassische Übertragungsfrequenzgänge, welche eine Verlagerung infolge einer einwirkenden Kraft beschreiben im Frequenzbereich aufgenommen und auf ihre modalen Parameter analysiert (Eigenfrequenzen, modale Dämpfungen, Eigenvektoren). Dafür existieren bereits kommerzielle Lösungen. Die so ermittelten modalen Parameter können in einer Transferfunktion zu der benötigten TMF kombiniert werden. Diese Option ist in Bild 8 dargestellt. Hier wurde die Maschine in der Nähe der KGMs mit einem Impulshammer breitbandig angeregt, zeitgleich wurde mit Hilfe externer Beschleunigungssensoren die Antworten an der Kugelgewindemutter und an der Hauptspindel ermittelt. Die so erzeugten Frequenzgänge  $H_{E,T}(j\omega)$  und  $H_{E,E}(j\omega)$  wurden dann synthetisiert. Dies ist in Bild 8 auf der linken Seite und im Zentrum zu sehen. Rechts befindet sich die aus den beiden Frequenzgängen synthetisierte TMF  $T_{E,T}^E(j\omega)$  (grün) und die dazugehörigen ermittelten Daten aus den Beschleunigungssensoren. Zu sehen ist, dass die TMF so vergleichsweise gut abgebildet wird. Alternativ hierzu könnten auch nur die Verlagerungen aufgezeichnet werden und dann ein speziell definiertes dynamisches System (bspw. ein 5

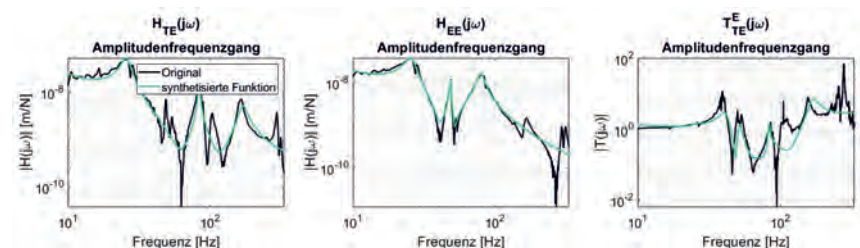


Bild 8: Abgeleitete FRFs und daraus ermittelte TMF

Massenschwinger) definiert werden und mit Hilfe modaler oder nicht modaler Parameter an die Zielfunktion angenähert werden. Diese Option ermöglicht mehr Freiheiten in der Parametrierung, ist aber aufwendiger. Sind die modalen Parameter synthetisiert wurden, können sie mathematisch bspw. durch eine Transferfunktion im Frequenzbereich, oder durch ein Zustandsraummodell im Zeitbereich dargestellt werden.

#### 4. Verifikation der erzielten Ergebnisse

Um den aufgestellten virtuellen Sensor zu verifizieren wurde ein Testzyklus durch das digital abgebildete Fräszentrum absolviert. Die dem Sensor zugrunde liegende Übertragungsfunktion ist in Bild 10 auf der linken oberen Seite zu sehen. In schwarz sind hierbei originalen Messdaten abgebildet, in Grün die daraus synthetisierte Funktion. Die TMF wurde mit Hilfe eines Führungsfrequenzgangs ermittelt. Dieser regt die Maschine bis ca. 330 Hz breitbandig zum Schwingen an, bis zu dieser Frequenz kann die Übertragungsfunktion zuverlässig ermittelt werden, alles darüber hinaus wird durch das Modell nur unzureichend abgebildet. Sowohl am Werkzeug, als auch in der Nähe der direkten Positionssensoren wurden Beschleunigungssensoren angebracht, die einen größeren Frequenzbereich abbilden (bis ca. 800 Hz). Die so ermittelten Daten wurden für die Verifikation genutzt. Bild 10 zeigt auf der oberen rechten Seite den gesamten Zyklus. In Schwarz sind die original an der Maschine gemessenen Beschleunigungsdaten zu sehen, in Grün die simulierten. Im unteren Bereich der Abbildung ist zu sehen, das die niederfrequenten Anteile des Signals sehr gut durch die

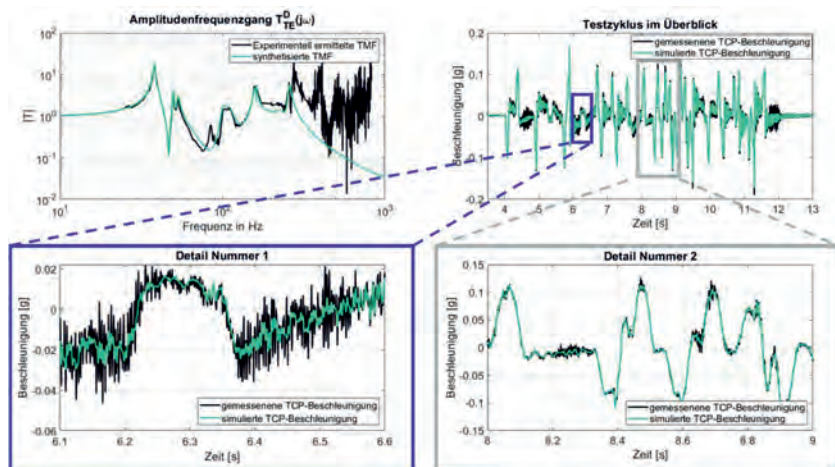


Bild 10: Verifikation am Beispiel eines absolvierten Test-Zyklus

Übertragungsfunktion abgebildet werden (Detail Nummer 2). Den hochfrequenten Bereich bildet die Übertragungsfunktion, wie zu erwarten war, nur ungenau ab. Der Messbereich kann in Abhängigkeit der Abtastrate der Maschine, welche meist bei 330 Hz bis 500 Hz liegt, erweitert werden. Der aufgestellte dynamische virtuelle Sensor beschreibt das Verhalten der Maschinenachse zuverlässig.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde vertieft auf die Generierung virtueller Sensoren für die Überwachung der Genauigkeit spanender Werkzeugmaschinen eingegangen. Die Sensoren basieren auf experimentellen Daten und sind aus diesem Grund vergleichsweise kostengünstig. Die mathematische Definition wurde genauer erläutert. Hier wurden die Vorteile der verwendeten TMFs präsentiert. Es wurden sowohl Maschinen interne Testzyklen, als auch etablierte Ansätze aus der experimentellen Modalanalyse genutzt um die TMFs aufzustellen, die auf die Positionsdaten der direkten Messsysteme zugreifen um die Verlagerung des Werkzeugs vorherzusagen. Hierfür wurden insgesamt vier potenzielle Ansätze präsentiert. Der Einfluss konstruktiver Besonderheiten der Werkzeugmaschine auf die resultierenden Übertragungsfunktionen wurde anhand eines Beispiels verdeutlicht. Die so ermittelten modalen Parameter wurden in ein Modell überführt und anhand eines Testzyklus validiert. Hier wurde deutlich, dass der virtuelle Sensor im betrachteten Frequenzbereich sehr zuverlässig arbeitet.

In einem nächsten Schritt werden die virtuellen Sensoren um das geometrische Verhalten der Werkzeugmaschine ergänzt. Dieses kann ebenso zu dominanten Kontur-Fehlern am Werkstück führen, wie das dynamische Verhalten der Maschine. Die so erzeugten kombinierten Sensoren werden validiert, in das bestehende Tool zur Überwachung der Genauigkeit spanender Werkzeugmaschinen implementiert und weiterentwickelt. Ziel des angestrebten Vorhabens ist die Kombination mehrerer virtueller Sensoren auf Basis experimentell gewonnener Werte für optimale Prozessplanung und -überwachung, bei minimalen Investitionskosten.

## Literaturverzeichnis

- [1] B. Geis, N. Kuczaty, S. Pelz und J. Salokat, „Marktbericht 2019,“ Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW), Frankfurt a.M., 2019.
- [2] Y. Zhou und W. Xue, „Review of tool condition monitoring methods in milling processes,“ *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, p. 2509–2523, 23 Februar 2018.
- [3] T. Mohanraj, S. Shankar, R. Rajasekar, N. R. Sakthivel und A. Pramanik, „Tool condition monitoring techniques in milling process — a review,“ *Journal of Materials Research and Technology*, p. 1032–1042, 2020.
- [4] M. Liu und S. Y. Liang, „Analytical modeling of acoustic emission for monitoring of peripheral milling process,“ *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, pp. 589–606, 1991.
- [5] D. Barton, J. Federhen und J. Fleischer, „Retrofittable vibration-based monitoring of milling processes using wavelet packet transform,“ *Procedia CIRP*, p. 353–358, 2021.
- [6] C. K. Madhusudana, H. Kumar und S. Narendranath, „Condition monitoring of face milling tool using K-star algorithm and histogram features of vibration signal,“ *Engineering Science and Technology, an International Journal*, p. 1543–1551, 2016.
- [7] Y. Altintas, P. Kersting, D. Biermann, E. Budak, B. Denkena und I. Lazoglu, „Virtual process systems for part machining operations,“ *CIRP Annals*, Bd. 63, Nr. 2, p. 585–605, 2014.
- [8] D. Biermann, T. Surmann und P. Kersting, „Oscillator-based approach for modeling process dynamics in NC milling with position- and time-dependent modal parameters,“ *Production Engineering*, Bd. 7, Nr. 4, p. 417–422, 2013.
- [9] K. Großmann und M. Löser, „Einflussgrößen auf die Stabilität von Zerspanprozessen – eine vergleichende Untersuchung,“ *ZWF*, Bd. 106, pp. 147–152, 2011.
- [10] A. Otto, S. Rauh, M. Kolouch und G. Radons, „Extension of Tlusty's law for the identification of chatter stability lobes in multi-dimensional cutting processes,“ *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Bd. 82/83, pp. 50 - 58, 2014.
- [11] A. Maamar, T.-P. Le, V. Gagnol und L. Sabourin, „Modal identification of a machine tool structure during machining operations,“ *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, p. 253–264, 2 Januar 2019.

- [12] J. Berthold, M. Kolouch, J. Regel und M. Putz, „INVESTIGATION OF THE DYNAMIC BEHAVIOR OF MACHINE TOOLS DURING CUTTING BY OPERATIONAL MODAL ANALYSIS,“ *MM SJ (MM Science Journal)*, Bd. 04, p. 3078–3085, 2019.
- [13] J. Berthold, M. Kolouch, V. Wittstock und M. Putz, „Identification of modal parameters of machine tools during cutting by operational modal analysis,“ *Procedia CIRP*, Nr. 77, p. 473–476, 2018.
- [14] M. Law, S. Ihlenfeldt, M. Wabner, Y. Altintas und R. Neugebauer, „Position-dependent dynamics and stability of serial-parallel kinematic machines,“ *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, p. 375–378, 3 September 2013.
- [15] C. Brecher, H. Altstädter und M. Daniels, „Axis Position Dependent Dynamics of Multi-axis Milling Machines,“ *Procedia CIRP*, p. 508–514, 3 September 2015.
- [16] H. Natke, Einführung in Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse schwingungsfähiger elastomechanischer Systeme, Vieweg Verlag, 1992.
- [17] F. Dörner, A. Otto, M. Kolouch und U. Frieß, „Modularer digitaler Zwilling für Werkzeugmaschinen,“ *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, pp. 7-8, 2021.



# Anwendung einer Homotopie-Optimierungs-Methode zur Identifikation der Modellparameter eines Roboterprototyps

**Y. Luo, U. J. Römer, S. Riegraf, A. Fidlin,**  
Institut für Technische Mechanik, Karlsruher Institut für Technologie,  
Karlsruhe;  
**M. Zirkel, L. Zentner,** Fachgebiet Nachgiebige Systeme,  
Technische Universität Ilmenau, Ilmenau

## Kurzfassung

Bei der Entwicklung eines Roboter Prototyps mit fünf Segmenten sind die Systemparameter zu identifizieren, die für den modellbasierten Regelungsentwurf notwendig sind. Die periodische Gehbewegung bei konstanter Geschwindigkeit wird durch die geregelten Schwingungen der Beine erzeugt. Das dynamische Experiment in Form eines Doppelpendels wird auf der Hälfte des Prototyps inklusive einem Oberschenkel und einem Unterschenkel durchgeführt. Die Rotationswinkel in der Hüfte- und Kniegelenke wird durch zwei Winkelsensoren aufgenommen. Das Parameteridentifikationsprozess wird als ein Homotopie-Methode basiertes Optimierungsproblem formuliert, das die Abweichung zwischen der gemessenen Zeitreihe und der simulierten Winkel-Trajektorie minimiert. Währenddessen werden die Anfangsbedingungen der Simulation, Sensorkalibrierung und Systemparameter variiert, bis ein globales Minimum erreicht ist. Die vorgestellte Methode zeigt eine zuverlässige und reproduzierbare Abschätzung der Parameter auf das reale System.

## 1 Einleitung

Die experimentelle Identifikation von Parametern in Modellen nichtlinearer dynamischer Systeme ist ein wichtiger Schritt bei der Verwendung modellbasierter Reglerkonzepte und bei der Validierung von Simulationsergebnissen. Während zur Parameteridentifikation bei linearen Systemen Methoden zur experimentellen Modalanalyse genutzt werden können [1], existiert für nichtlineare Systeme keine vergleichbare allgemeine Methodik. Vielmehr gibt es eine Vielzahl an Methoden und Varianten, die je nach System besser oder weniger gut zur Identifikation der interessierenden Parameter geeignet sind.

Im Folgenden sollen die Parameter eines zweibeinigen Roboterprototyps identifiziert werden, um diese sowohl in einer modellbasierten Regelung, als auch zur Validierung von Simulationsergebnissen zu nutzen. Als besondere Anforderung ergibt sich hierbei die Notwendigkeit, einen automatisierten Prozess zur Parameteridentifikation für das Prototypsystem zu entwickeln: im Rahmen der geplanten Experimente sollen viele Modifikationen des Systems vorgenommen werden, die jeweils eine erneute Identifikation erforderlich machen. Eine Möglichkeit, die Parameter eines Systems gewöhnlicher Differentialgleichungen zu identifizieren, ist die Formulierung als Optimierungsproblem [2]. Hierbei wird das Residuum zwischen gemessenen und simulierten Zeitreihen des Systems als

Zielfunktional durch ein geeignetes Optimierungsverfahren wie die Gauss-Newton-Methode oder die Levenberg-Marquardt-Methode [3] minimiert. Das Ergebnis bei diesem Vorgehen ist jedoch abhängig von den Anfangswerten für die gesuchten Parameter, da das Optimierungsproblem im Allgemeinen lokale Minima besitzt und das Optimierungsverfahren mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht das globale Minimum ermittelt. Andererseits eignet sich dieser Ansatz gut, um den Prozess zur Parameteridentifikation durch einen Algorithmus zu automatisieren, der lediglich gemessene Zeitreihen des jeweiligen Systems benötigt, deren Erzeugung und Aufzeichnung ggf. auch automatisiert werden kann.

In [4] wird vorgeschlagen, die Formulierung als Optimierungsproblem mit einem Homotopie-Verfahren zu kombinieren, um das Problem der Konvergenz zu lokalen Minima zu reduzieren. Das System wird zur Simulation der Zeitreihen zunächst um einen Beobachter mit hoher Verstärkung erweitert, der verhindert, dass aufgrund der Parameterabweichungen große Abweichungen zwischen Messung und Simulation auftreten. Durch das Homotopie-Verfahren wird die Beobacherverstärkung immer weiter reduziert, bis schließlich das ursprüngliche System ohne Beobachter simuliert wird. Innerhalb jedes Homotopie-Schrittes wird das entsprechende Optimierungsproblem gelöst, womit sich am Ende wieder die Lösung des ursprünglichen Problems ergibt. Das Verfahren wurde bisher vor allem theoretisch unter Verwendung simulierter Messdaten untersucht und zeigt dabei die gewünschte Konvergenz zum globalen Optimum [4, 5]. Eine tatsächliche Anwendung zur Identifikation der Parameter eines realen Systems auf Basis tatsächlicher Messdaten ist nach unserem Kenntnisstand jedoch bisher nicht bekannt.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Anwendung der Homotopie-Optimierungs-Methode zur Identifikation der Parameter eines Roboterprototyps. Dabei werden in Abschnitt 2 zunächst das Modell, das zugehörige Prototypsystem und die zu identifizierenden Parameter vorgestellt. In Abschnitt 3 werden die verwendete Homotopie-Optimierungs-Methode eingeführt und die algorithmische Implementierung beschrieben. Auf den Aufbau und die Durchführung der Experimente mit einem Roboterbein zur Aufzeichnung von Messdaten wird in Abschnitt 4 eingegangen. Die Auswertung und Interpretation der Ergebnisse erfolgt in Abschnitt 5. In Abschnitt 6 werden die Ergebnisse zusammengefasst.

## 2 Robotermodell und Prototyp

Das Robotermodell und der darauf basierende Prototyp sind in Abb. 1 dargestellt. Das Modell in Abb. 1a besteht aus fünf Starrkörpersegmenten: einem Oberkörper ( $OK$ ), zwei Oberschenkeln ( $OS$ ) und zwei Unterschenkeln ( $US$ ), die in den aktuierten Hüft- und Kniegelenken drehbar miteinander verbunden sind. Dieses mechanische Modell wird durch die jeweiligen Parameter Segmentlänge<sup>1</sup>  $\ell_{OK}$ ,  $\ell_{OS}$ ,  $\ell_{US}$ , Schwerpunktsabstand  $r_{OK}$ ,  $r_{OS}$ ,  $r_{US}$ , Segmentmasse  $m_{OK}$ ,  $m_{OS}$ ,  $m_{US}$  und -massenträgheitsmoment  $J_{OK}$ ,  $J_{OS}$ ,  $J_{US}$  beschrieben. Dem Modell liegt die Annahme zugrunde, dass die Antriebsstränge starr mit dem jeweils angetriebenen Segment verbunden sind. Die Trägheit der Antriebsstränge kann also auf die jeweilige Abtriebswelle reduziert und dem angetriebenen

<sup>1</sup>Die Segmentlänge des Oberkörpers  $\ell_{OK}$  hat keinen Einfluss auf die Dynamik des Systems; sie taucht nicht als Parameter in den Systemgleichungen auf und muss daher nicht genau bestimmt werden.

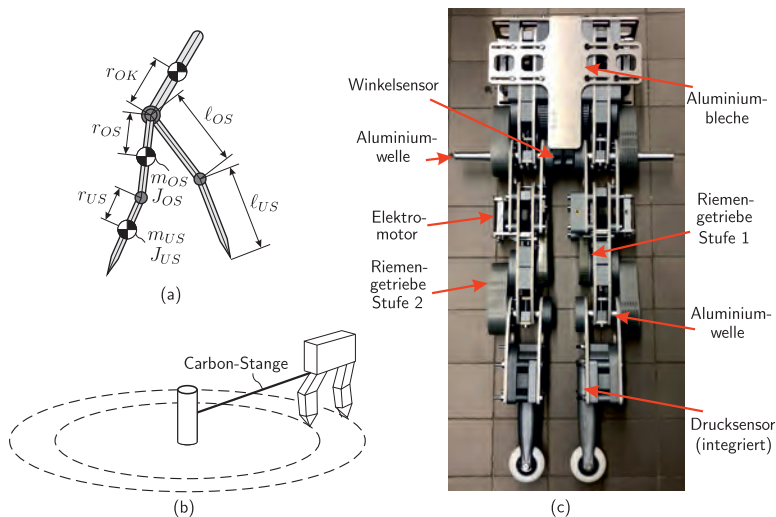


Abb. 1: (a) Mechanische Parameter des Robotermodells, (b) Konzept zum Realisieren der ebenen Laufbewegung des Prototyps und (c) der Prototyp aus fünf starren Segmenten (ohne Verklebung).

Segment aufgeschlagen werden.

Auf Grundlage dieses Modells wurde in Vorarbeiten [6, 7, 8] durch Simulationen und mittels numerischer Optimierung untersucht, wie die Energieeffizienz beim Gehen durch die Verwendung von nachgiebigen Mechanismen gesteigert werden kann. Diese sollen als nichtlineare Torsionsfedern zwischen benachbarten Robotersegmenten angebracht werden, um die Dynamik des unregulierten Systems so zu gestalten, dass die freien Schwingungen der späteren Gehbewegung möglichst ähnlich sind. Durch ein Regelungskonzept auf Basis der hybriden Nullodynamik [9, 10] können Gehbewegungen erzeugt und stabilisiert werden, die die passive Dynamik des mechanischen Systems ausnutzen, um eine hohe Energieeffizienz zu erreichen. Die Kennlinien der elastischen Kopplungen werden gemeinsam mit den Referenzbewegungen der Regelung für verschiedene Durchschnittsgeschwindigkeiten und Untergründe durch numerische Optimierung bestimmt. Ergebnis dieses Optimierungsprozesses ist eine periodische Gehbewegung, die der Resonanzbewegung des mechanischen Systems entspricht und damit eine hohe Energieeffizienz erreicht [11]. Die Resonanzbewegung besteht im Wesentlichen aus den freien Schwingungen der Roboterbeine, die durch die Aktoren lediglich leicht modifiziert werden, um Energieverluste während eines Schritts auszugleichen und dadurch einen Grenzzyklus als Lösung des geregelten Systems zu erzeugen.

Das Ziel der Prototypentwicklung ist die experimentelle Validierung der Simulationsergebnisse aus den Vorarbeiten. Das Konzept in Abb. 1b, dessen erfolgreiche Umsetzung bereits mehrfach in der Literatur dokumentiert ist [13, 14, 15], dient als Basis für die konstruktive Gestaltung des Roboterprototyps in Abb. 1c. Dieser soll das in den Simulationen zugrunde gelegte Modell möglichst gut

widerspiegeln. Ziel der beabsichtigten Experimente ist die Untersuchung und Optimierung der Energieeffizienz bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Untergründen. Hierfür ist der Einsatz vieler unterschiedlicher nachgiebiger Mechanismen für die elastische Kopplung der Robotersegmente vorgesehen, um die passive Dynamik entsprechend anzupassen. Um schnelle und einfache Modifikationen des Prototyps zu ermöglichen, werden hauptsächlich wasserstrahlgeschnittene Aluminiumbleche und 3D-gedruckte PLA-Teile zum Aufbau der Segmente verwendet. Ein seitliches Umkippen des Prototyps wird durch eine Führung mittels einer Carbon-Stange auf Höhe der Hüfte verhindert. Dadurch läuft der Prototyp auf einer Kreisbahn, was Experimente mit beliebiger Wegstrecke ohne ein Laufband erlaubt. Die Winkel in den Hüft- und Kniegelenken sowie der Winkel zwischen Führungsstange und Oberkörper werden durch kontaktlose Hallsensorarrays gemessen. Weiterhin sind in den Unterschenkeln zwei resistive Drucksensoren integriert um den Kontaktzustand der Beine mit dem Boden zu detektieren. Die Aktuierung aller Gelenke erfolgt durch identische Antriebsstränge, die jeweils aus einem elektronisch kommutierten Synchronmotor und einen zweistufigen Riementriebe bestehen. Die Antriebsstränge für die Hüftgelenke befinden sich im Oberkörper, die für die Kniegelenke in den jeweiligen Oberschenkeln. Da sie keine Antriebsstränge enthalten, haben die Unterschenkel eine wesentlich geringere Masse im Vergleich zu den anderen Segmenten. Eine detaillierte Beschreibung des Entwicklungsprozesses wird in [12] gegeben.

Ziel der beabsichtigten Experimente ist die Untersuchung und Optimierung der Energieeffizienz bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Untergründen. Hierfür ist der Einsatz vieler unterschiedlicher nachgiebiger Mechanismen für die elastische Kopplung der Robotersegmente vorgesehen, um die passive Dynamik entsprechend anzupassen. Nach jeder Modifikation des Prototypsystems muss hierbei eine erneute Identifikation der Modellparameter erfolgen, da diese sowohl für die modellbasierte Regelung auf Basis der hybriden Nulldynamik, als auch für die Validierung mit den Simulationen erforderlich sind. Zur Inbetriebnahme des Prototypsystems und für eine erste Validierung mit den Simulationen aus den Vorarbeiten wird zunächst eine Version des Prototyps ohne elastische Kopplungen aufgebaut.

Eine erste Schätzung der Modellparameter dieses Systems kann aus dem CAD-Modell des Prototyps extrahiert werden. Die Genauigkeit dieser Schätzung ist jedoch für den beabsichtigten Einsatz bei der Regelung und Validierung nicht ausreichend, da im CAD-Modell einige Vereinfachungen vorhanden sind. So ist keine Verkabelung modelliert und die Parameter einiger Komponenten wie Elektromotoren, Sensoren und Zahnriemen sind nicht oder nur unzureichend bekannt. Von den gesuchten Parametern werden lediglich die Segmentlängen  $\ell_{OK}$ ,  $\ell_{OS}$  und  $\ell_{US}$  aus dem CAD-Modell entnommen, da die Fertigung der Stützstruktur aus wasserstrahlgeschnittenen Aluminiumblechen mit vernachlässigbaren Toleranzen einher geht. Zur Ermittlung der Segmentmassen und Schwerpunktlagen wird der Prototyp an den Hüft- und Kniegelenken, an den Fußspitzen und am oberen Ende des Oberkörpers gelagert, sodass er horizontal gestreckt ist. Aus den statischen Lagerreaktionskräften und den Kräfte- und Momentenbilanzen des Systems können direkt die Parameter  $m_{OK}$ ,  $r_{OK}$ ,  $m_{OS}$ ,  $r_{OS}$ ,  $m_{US}$  und  $r_{US}$  bestimmt werden. Die Durchführung dieser statischen Messung und die automatisierte Auswertung zur Identifikation dieser Parameter ist mit geringem Aufwand automatisiert möglich. Lediglich die Lagerung des Prototyps muss manuell erfolgen.

Die verbleibenden unbekannten Parameter des Systems müssen aus dynamischen Experimenten mittels der Homotopie-Optimierungs-Methode bestimmt werden. Dies sind zum einen die Massenträgheitsmomente der Segmente  $J_{OK}$ ,  $J_{OS}$  und  $J_{US}$ , zum anderen wirken in den Gelenken Widerstandsmomente aufgrund von Energiedissipation, die in den Vorarbeiten bisher nicht modelliert wurden. Um diese möglichst einfach zu parametrisieren, wird für die Widerstandsmomente in den Hüft- und Kniegelenken der Ansatz

$$M_{W,i} = -(p_{R,i} \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_i) + p_{D,i} \dot{\varphi}_i), \quad i \in \{H, K\} \quad (1)$$

verwendet, der aus einem konstanten und einem geschwindigkeitsproportionalen Term mit den Parametern  $p_{R,i}, p_{D,i} \geq 0$  besteht und der Bewegung im jeweiligen Gelenk entgegen gerichtet ist.

### 3 Homotopie-Optimierungs-Methode

Das Parameteridentifikationsproblem wird, wie in [4] beschrieben, als Optimierungsproblem formuliert. Das System wird durch eine gewöhnliche Differentialgleichung in Zustandsform

$$\dot{\mathbf{x}} = \tilde{\mathbf{f}}(\mathbf{x}, \mathbf{p}, t) \quad (2)$$

mit den Zuständen  $\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_{2m}]^T$  und zu bestimmenden Parametern  $\mathbf{p} = [p_1, \dots, p_m]^T$  modelliert. Für das mechanische System des Roboterprototyps mit den generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q} = [q_1, \dots, q_n]^T$  ergibt sich mit den Zuständen  $\mathbf{x} = [\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}]^T$  ein Differentialgleichungssystem der Form

$$\dot{\mathbf{x}} = \frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{p}, t) \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Aus einem dynamischen Experiment mit dem realen System liegen zu den Zeitpunkten  $t[k] = k T_A$ ,  $k = 0, \dots, K$  gemessene Zeitreihen mit der konstanten Abtastzeit  $T_A$  vor. Die Messwerte  $\hat{q}_j[k]$  liegen dabei zu allen Zeitpunkten  $t[k]$ , jedoch nicht notwendigerweise für alle generalisierten Koordinaten vor.<sup>2</sup> Zur Bestimmung der unbekannten Parameter  $\mathbf{p}$  und der ebenfalls nicht genau bekannten Anfangsbedingungen  $\mathbf{x}_0$  des Experiments, wird das Residuum

$$V(\mathbf{x}_0, \mathbf{p}) = \frac{1}{2} \sum_j \sum_{k=1}^K (\hat{q}_j[k] - q_j[k])^2 \left( \approx \frac{1}{2} \sum_j \left( \int_0^T (\hat{q}_j - q_j)^2 dt \right) \right) \quad (4)$$

minimiert.

Das globale Minimum entspricht den optimalen Systemparametern  $\mathbf{p}^*$ , mit denen die größte Übereinstimmung zwischen Modell und realem Systemverhalten erreicht wird. Daneben existieren jedoch im Allgemeinen noch viele lokale Minima, zu denen ein Optimierungsverfahren je nach Anfangsbedingungen  $\mathbf{x}_0$  und Anfangsparametern  $\mathbf{p}_0$  konvergieren kann. Um die Wahrscheinlichkeit zu erhöhen, dass das Optimierungsverfahren auch bei schlechter Initialisierung zum globalen Optimum und damit zu den gewünschten Parameterwerten  $\mathbf{p}^*$  konvergiert, wird das ursprüngliche Problem (3) um

<sup>2</sup>Im Folgenden wird der in [4] beschriebene Sonderfall behandelt, dass lediglich generalisierte Koordinaten, jedoch keine generalisierten Geschwindigkeiten gemessen werden. Im allgemeinen Fall, bei dem beliebige Zustände gemessen werden, kann anstatt (5) ein entsprechender Beobachter direkt für das Modell (2) entworfen werden.

einen Beobachter ergänzt:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} + \lambda K_1 (\hat{\mathbf{q}} - \mathbf{q}) \\ \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{p}, t) + \lambda K_2 (\hat{\mathbf{q}} - \mathbf{q}) \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Dabei ist  $\lambda \in [0, 1]$  der Homotopie-Parameter, und die Verstärkungsfaktoren  $K_1$  und  $K_2$  sind konstant, jedoch vom konkreten Problem abhängig zu wählen. Die Fehlerterme  $(\hat{\mathbf{q}} - \mathbf{q}) = [(\hat{q}_1 - q_1), \dots, (\hat{q}_n - q_n)]^\top$  werden dabei zu null gesetzt, falls für eine Koordinate keine Messung vorliegt. Der Homotopie-Parameter  $\lambda$  gibt den Verstärkungsfaktor des Beobachters vor: bei  $\lambda = 1$  dominiert der Beobachter die Systemdynamik und das Residuum  $V(\mathbf{x}_0, \mathbf{p})$  ist selbst bei schlechter Initialisierung der Parameter  $\mathbf{p}_0$  klein. Durch das Optimierungsverfahren kann ein bessere Schätzung für die Parameter  $\mathbf{p}$  ermittelt werden. Anschließend wird der Homotopie-Parameter  $\lambda \leftarrow \lambda - \Delta\lambda$  mit  $\Delta\lambda = 0,2$  Schritt für Schritt reduziert, wodurch der Einfluss des Beobachters auf die Systemdynamik immer geringer wird. In jedem Schritt wird die Minimierung des Residuums mit den optimalen Parametern aus dem vorherigen Homotopie-Schritt initialisiert und die Schätzung für die Parameter aktualisiert. Im letzten Homotopie-Schritt liegt mit  $\lambda = 0$  wieder das ursprüngliche Systemmodell ohne Beobachter vor, womit schließlich die eigentliche Identifikation der Modellparameter durchgeführt wird. Durch die vorherigen Homotopie-Schritte wird eine gute Initialisierung für dieses Optimierungsproblem generiert, wodurch mit hoher Wahrscheinlichkeit das globale Optimum gefunden werden kann. Die ebenfalls nicht genau bekannten Anfangsbedingungen  $\mathbf{x}_0$  werden wie zusätzliche Parameter behandelt und ebenfalls in jedem Schritt durch das Optimierungsverfahren angepasst.

Zur Implementierung der Homotopie-Optimierungs-Methode wird die Open-Source-Programmiersprache Julia verwendet, da hiermit ein einfacher und effizienter Prozess von der Systemmodellierung über den Beobachterentwurf bis hin zur numerischen Optimierung möglich ist. Es werden zunächst mittels der Packages<sup>3</sup> „ModelingToolkit.jl“ und „Symbolics.jl“ die Systemgleichungen symbolisch hergeleitet. Dadurch kann mit geringem Aufwand ein an die vorliegenden Messreihen angepasster Beobachter auf der rechten Seite addiert werden. Zur numerischen Zeitintegration der Differentialgleichung mit konstanter Zeitschrittweite wird das Verfahren „SHLDDRK64“ aus dem Package „DifferentialEquations.jl“ verwendet und schließlich das Residuum  $V(\mathbf{x}_0, \mathbf{p})$  berechnet. Zur Minimierung des Residuums wird das im Package „LsqFit.jl“ enthaltene Levenberg-Marquardt-Verfahren genutzt, dass den benötigten Gradienten des Residuums durch automatisches Differenzieren mit dem Package „ForwardDiff.jl“ bestimmt. Der Aufwand bei der Implementierung ist durch die Nutzung der vorhandenen Algorithmen überschaubar. Da zu Beginn die Systemgleichungen in symbolischer Form erzeugt werden, das Verfahren von der Systemdimension unabhängig ist und die benötigten Ableitungen für das gradientenbasierte Levenberg-Marquardt-Verfahren ebenfalls automatisch erzeugt werden, kann der Algorithmus mit geringem Aufwand für nahezu beliebige mechanische Systeme genutzt werden.

<sup>3</sup>Bibliotheken werden in Julia als Packages bezeichnet.

#### 4 Aufbau und Durchführung der Experimente

Zur Anwendung der Homotopie-Optimierungs-Methode werden Experimente zur Aufzeichnung von Messdaten in Form von Zeitreihen mit einem Roboterbein durchgeführt. Bei den theoretischen Untersuchungen in der Literatur [4] werden simulierte Zeitreihen verwendet, und geprüft, ob die Werte der Systemparameter, mit denen diese erzeugt wurden, durch die Homotopie-Optimierungs-Methode wieder ermittelt werden können. Im Gegensatz dazu sind die „wahren“ Parameter bei einem realen System nicht bekannt, es kann also kein solcher Vergleich durchgeführt werden. Stattdessen werden Experimente mit verschiedenen Systemkonfigurationen durchgeführt, und anhand der Abweichungen zwischen Messdaten und der zugehörigen Simulation entschieden, ob das Ergebnis verwendet wird und der Prozess grundsätzlich für eine automatische Identifikation im Rahmen der geplanten Versuchsreihen geeignet ist. Dazu wird die Systemkomplexität schrittweise gesteigert, indem zunächst nur ein Unterschenkel in Form eines Pendels, und anschließend ein Bein in Form eines Doppelpendels betrachtet wird. Bei der Durchführung und Auswertung der Experimente hat sich gezeigt, dass die Energiedissipation in den Antriebssträngen (Elektromotoren mit zweistufigen Riemengetrieben) so groß ist, dass das System nicht zu nennenswerten freien Schwingungen in der Lage ist. Es werden daher Varianten ohne Antriebsstrang (beide Riemen demontiert), und solche mit halbem Antriebsstrang (nur Riemen der Stufe 2 montiert, vgl. Abb. 1c) betrachtet, die freie Schwingungen ausführen können.<sup>4</sup>

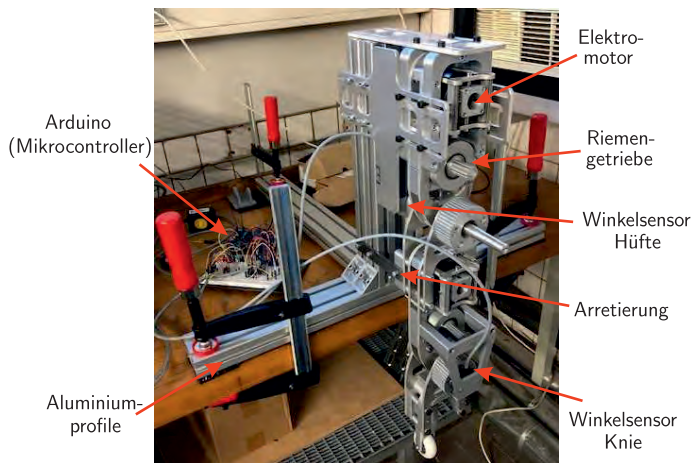


Abb. 2: Versuchsaufbau zur Durchführung von Schwingungsexperimenten mit Messung der Gelenkwinkel für ein Bein des Prototyps.

<sup>4</sup>Um mit dem Prototyp die Simulationsergebnisse zu validieren muss dieser zu freien Schwingungen in der Lage sein. Dazu werden im weiteren Entwicklungsprozess konstruktive Änderungen vorgenommen und anschließend wieder die Systemparameter identifiziert. Nach entsprechender Überarbeitung soll eine Parameteridentifikation für das Gesamtsystem durchgeführt werden.

Zur Aufzeichnung von Messdaten in Form von Zeitreihen wird der Aufbau in Abb. 2 verwendet. Eine Hälfte des Prototyps wird am Oberkörper fest eingespannt, sodass Hüft- und Kniegelenk des Beins beweglich sind und die Schenkel wie ein Doppelpendel schwingen können. Durch eine optionale Arretierungsvorrichtung kann zusätzlich der Oberschenkel fixiert werden, sodass lediglich der Unterschenkel Pendelbewegungen ausführen kann. Durch einen Arduino-Mikrocontroller werden die Winkelsensorsignale  $\hat{\varphi}_H$  und  $\hat{\varphi}_K$  im Hüft- und Kniegelenk ausgelesen und zur zentralen Datenverarbeitung an eine dSpace MicroLabBox übermittelt. Die Abtastfrequenz der Sensorsignale beträgt 1,1 kHz. Der kleinste auflösbare Winkel der 14-Bit Sensoren beträgt ca.  $0,02^\circ$ , für die Wiederholgenauigkeit wurden  $0,1^\circ$  ermittelt.

Zur Aufzeichnung von Zeitreihen wird das Pendel oder das Doppelpendel von Hand ausgelenkt und losgelassen, um freie Schwingungen auszuführen. Da die Anfangsbedingungen ebenso wie unbekannte Parameter durch den in Abschnitt 3 beschriebenen Algorithmus bestimmt werden, werden keine definierte Anfangslage und -geschwindigkeit benötigt. Die Nulllage der Winkelsensoren, die von der jeweiligen Montageorientierung abhängig ist, kann als unbekannter Parameter ebenfalls mitbestimmt werden, sodass hier keine Kalibrierung notwendig ist. Aus den aufgezeichneten Zeitreihen werden für die Parameteridentifikation automatisch die Zeitbereiche ausgewählt, in denen das System frei schwingt und nicht durch den Experimentator manipuliert wird. Da durch die sequentielle Kommunikation mit den Sensoren ein Zeitversatz zwischen den Daten für den Hüft- und den Knie-sensor vorliegt, werden die Signale bei Experimenten mit dem Doppelpendel linear interpoliert, um für alle Signale Daten zu identischen Zeitpunkten zu betrachten.

## 5 Ergebnisse

Vor der Durchführung der dynamischen Experimente werden durch Auslesen aus dem CAD-Modell und mittels der in Abschnitt 2 beschriebenen statischen Versuche die in Tab. 1 angegebenen Segmentlängen, -massen und Schwerpunktsabstände identifiziert. Zur Identifikation der verbleibenden Parameter werden zwei Methoden betrachtet: zum einen die von [4] vorgeschlagene und in Abschnitt 3 beschriebene Homotopie-Optimierungsmethode, bei der eine Messreihe verwendet wird, um die Identifikation durchzuführen. Allerdings liegen bei manchen Versuchskonfigurationen zu kurze Datenreihen vor, die keine sinnvolle Auswertung zulassen. Zum Beispiel, ist das bei zu großer Reibung im Gelenk der Fall. Bei dieser „Original-Methode“ ergeben sich, abhängig davon, welcher Zeitausschnitt aus den Messdaten gewählt wird, unterschiedliche Werte für die identifizierten Parameter. Daher wird ihr eine „Erweiterte Methode“ gegenübergestellt, bei der aus den Zeitverläufen der freien Schwingungen zufällige Samples mit einer Dauer von je 4 s extrahiert werden. Es wird dann nicht für jedes Sample einzeln, sondern für alle Samples gemeinsam ein Satz von Parametern  $p^*$  bestimmt, der die Summe aller Abweichungen in allen Samples minimiert. Die Samples können dabei aus einer langen Zeitreihe, oder aus verschiedenen Messungen desselben Systems stammen. Zusätzlich werden für  $i = 1, \dots, S$  Samples die jeweils unbekannten Anfangsbedingungen  $x_{0,i}$  bestimmt, sodass sich für die „Erweiterte Methode“ die Unbekannten  $[p, x_{0,1}, \dots, x_{0,S}]^T$  ergeben. Eine weitere Motivation die aufgenommenen Daten in gleich große Zeitabschnitte zu teilen liegt darin,



verschiedene Versuchskonfigurationen mit dem gleichen Beinsegment miteinander zu kombinieren. Die Gültigkeit der „Erweiterte Methode“ wird in den folgenden Untersuchungen diskutiert.

	Oberschenkel ( <i>OS</i> )	Unterschenkel ( <i>US</i> )
Segmentmasse $m_i$ (in kg)	2,455	1,015
Segmentlänge $\ell_i$ (in m)	0,300	0,262
Schwerpunktsabstand $r_i$ (in m)	0,123	0,075

Tab. 1: Modellparameter aus der statischen Messung.

Mit dem beschriebenen Versuchsaufbau werden Messungen für drei Systemkonfigurationen durchgeführt: in Abschnitt 5.1 wird das Einzelpendel (Unterschenkel) ohne Antriebsstrang (alle Riemen demontiert) identifiziert; in Abschnitt 5.2 wird das Doppelpendel (gesamtes Bein) ohne Antriebsstränge identifiziert; und in Abschnitt 5.3 wird das Doppelpendel mit der Hälfte des Antriebsstrangs (nur Riemen der Stufe 2 montiert) identifiziert.

5.1 Einzelpendel ohne Riemen

Zunächst werden freie Schwingungen des Unterschenkels gemessen, wobei beide Riemen im Knie-Antriebsstrang demontiert sind. Da die Schwingungen nur sehr langsam abklingen, wird für das Widerstandsmoment lediglich der Parameter  $p_{R,K}$  und  $p_{D,K} = 0$  gesetzt, um ein Overfitting zu vermeiden. Die beiden Methoden („Original-Methode“ in Abb. 3 und „Erweiterte Methode“ in Abb. 4) führen zu fast identischen Systemparametern und ähnlichen Differenzen zwischen simulierten und gemessenen Zeitverläufen. Die Qualität der Identifikation wird nicht durch das zufällige Ausschneiden verschlechtert. In Abb. 4 oben sind alle verwendeten Messdatenausschnitte  $\hat{\varphi}_K$  und die entsprechenden simulierten Zeitverläufe  $\varphi_K$ , die aus den identifizierten optimalen Parametern resultieren, in grün grafisch dargestellt. Dabei gehört zu jedem gestrichelten, simulierten Verlauf eine gemessene, durchgezogene Linie. Eine beispielhafte Messung und zugehörige Simulation sind in rot und schwarz hervorgehoben. Die Abweichungen dieser beiden Verläufe sind im unteren Schaubild dargestellt.

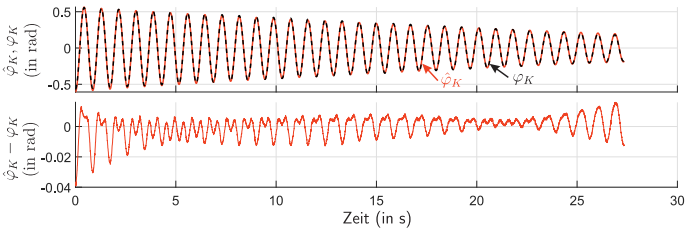


Abb. 3: Die gemessenen  $\hat{\varphi}_K$  (durchgezogene Linien) und simulierten  $\varphi_K$  (gestrichelte Linien) Zeitverläufe des Kniewinkels (oben) und deren Differenzen (unten).

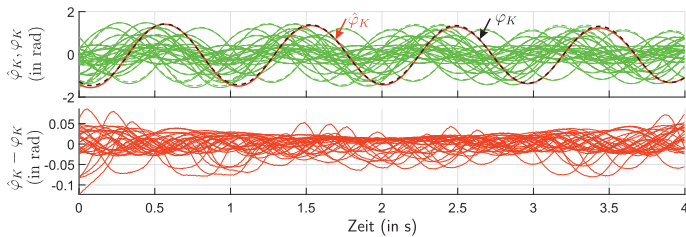


Abb. 4: Die gemessenen  $\hat{\varphi}_K$  (durchgezogene Linien) und simulierten  $\varphi_K$  (gestrichelte Linien) Zeitverläufe des Kniewinkels (oben) und deren Differenzen (unten).

## 5.2 Doppelpendel ohne Riemen

Die Komplexität des Systems wird dadurch erhöht, dass die Arretierung des Oberschenkels gelöst wird und Schwingungen des Beins als Doppelpendel untersucht werden. Dabei werden zunächst noch keine Riemen in den Antriebssträngen verwendet. Wie im vorigen Abschnitt wird nur je ein Parameter  $p_{R,H}$  bzw.  $p_{R,K}$  zur Beschreibung des Widerstandsmoments verwendet, um ein Overfitting zu verhindern. Durch Anwendung der Homotopie-Methode in „Original-Methode“ (Abb. 5) wird für die lange Messreihe gute Systemparameter identifiziert. Die „Erweiterte Methode“ in Abb. 6 verbessert den Identifikationsprozess, der kleinere Differenzen zwischen gemessenen und simulierten Daten ermittelt. Die grafische Darstellung in Abb. 6 ist analog zu Abb. 4, wobei hier zwei Messgrößen mit ihrer zugehörigen Simulation verglichen werden.

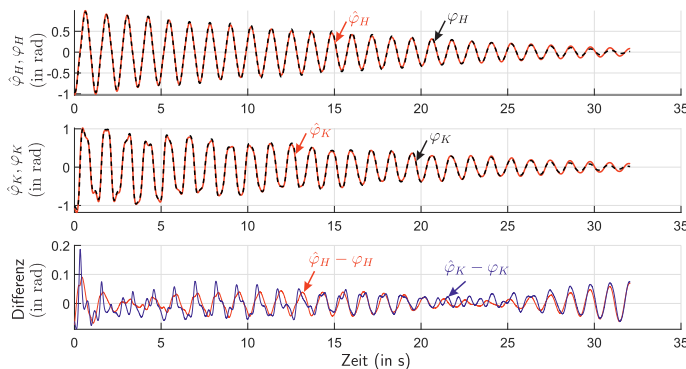


Abb. 5: Die gemessene (durchgezogene Linie) und simulierte Zeitverläufe (gestrichelte Linie) vom Hüftwinkel (Oben) und Kniewinkel (Mitte) und ihre Differenzen (Unten).

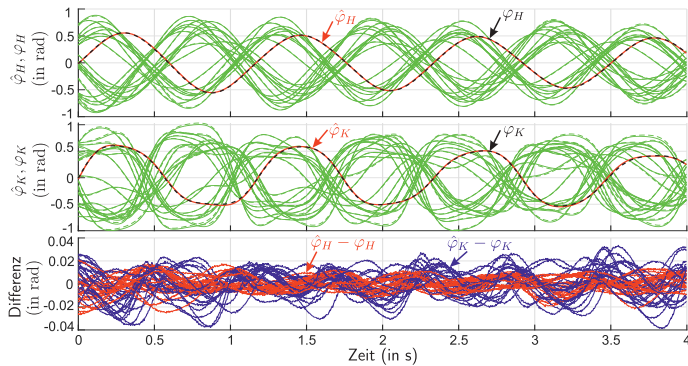


Abb. 6: Die gemessene (durchgezogene Linie) und simulierte Zeitverläufe (gestrichelte Linie) vom Hüftwinkel (Oben) und Kniewinkel (Mitte) und ihre Differenzen (Unten).

### 5.3 Doppelpendel mit Riemen

Zuletzt werden die Riemen der Stufe 2 in die beiden Antriebssträngen des Doppelpendels eingebaut, um die Komplexität weiter zu erhöhen. Da sich dadurch deutlich größere Widerstandsmomente als in den vorherigen Versuchen ergeben, werden je zwei Parameter zu deren Beschreibung verwendet, wie in (1) angegeben. Aufgrund der kürzeren Schwingungsdauern wird nur die „Erweiterte Methode“ für diese Versuchskonfiguration angewendet. Eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment der ausgeschnittenen Messreihe wird gefunden.

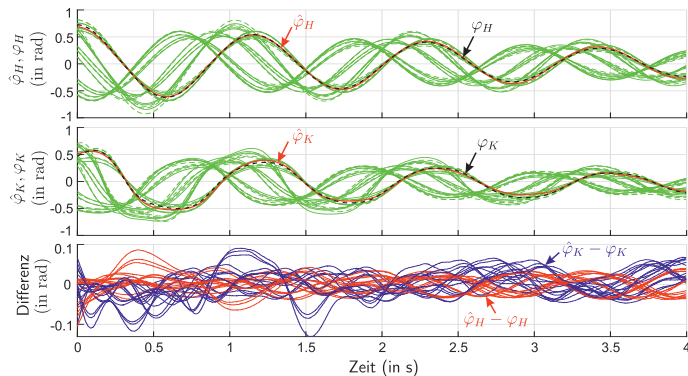


Abb. 7: Die gemessene (durchgezogene Linie) und simulierte Zeitverläufe (gestrichelte Linie) vom Hüftwinkel (Oben) und Kniewinkel (Mitte) und ihre Differenzen (Unten).

## 6 Zusammenfassung

Als Teil des Entwicklungsprozesses eines Roboterprototyps wird eine Methode zur Parameteridentifikation auf Basis einer Homotopie-Optimierungs-Methode entwickelt, um die Systemparameter experimentell zu bestimmen. Die bisher nur theoretisch beschriebene Methode wird für die praktische Anwendung dahingehend erweitert, dass mehrere Messreihen gleichzeitig verwendet werden, um eine bessere Parameterschätzung zu erzielen. Außerdem werden die benötigten Anfangsbedingungen durch die Methode mitbestimmt, ebenso wie die Sensor-Nulllage. Die ursprüngliche Methode wird also dahingehend erweitert, dass gleichzeitig zur Parameteridentifikation auch die Kalibrierung der Sensoren vorgenommen wird. Möglich ist die einfache Erweiterung der ursprünglichen Methode durch die effiziente Implementierung als Algorithmus in Julia. Die Verwendung von Standard-Packages ermöglicht hier die Herleitung symbolischer Ausdrücke für die Systemgleichungen und die spätere Berechnung von Ableitungen durch automatisches Differenzieren, womit die Verwendung des gradientenbasierten Levenberg-Marquardt-Verfahrens sehr flexibel möglich ist.

Die erweiterte Methode wird zur Parameteridentifikation eines Beins des Roboterprototyps verwendet, wobei die Elektromotoren bei der Durchführung der Experimente entkoppelt werden. Die Untersuchungen zeigen, dass die Qualität der Parameteridentifikation nicht durch mehrere ausgeschnittene Messreihen in der erweiterten Methode verschlechtert wird. Der erste Vorteil von solchen kürzeren Ausschnitten liegt daran, dass die Methode auch bei solchen Versuchen angewendet werden können, bei denen keine langen Messreihen vorhanden sind und somit die ursprüngliche Methode zu starker Streuung der zu identifizierenden Parameter führt. Der zweite Vorteil ist die Möglichkeit, die gemessenen Zeitverläufe von verschiedenen Versuchskonfigurationen mit dem gleichen Beinsegment miteinander zu kombinieren. Dadurch wird ein globales Optimierungsproblem formuliert, das alle Versuchsdaten für die Identifikation der gleichen Systemparameter berücksichtigt.

Für die beabsichtigte Verwendung der Homotopie-Optimierungs-Methode zur automatisierten Identifikation der Parameter des Roboterprototyps nach konstruktiven Veränderungen sind noch weitere Anpassungen notwendig. Eine Automatisierung der Versuchsdurchführung kann durch die Verwendung der Elektromotoren in den Antriebssträngen umgesetzt werden, wobei dann nicht mehr freie, sondern erzwungene Schwingungen des Systems betrachtet werden. Voraussetzung hierfür ist jedoch eine genaue Modellierung des Übertragungsverhaltens der Elektromotoren, die noch nicht zur Verfügung steht. Andernfalls kann bei der Parameteridentifikation des Modells nicht unterschieden werden, ob eine geringere Beschleunigung in einem Zeitintervall durch große Massenträgheitsmomente, große Widerstandsmomente (Energiedissipation) oder kleine Motormomente verursacht wird. Zur experimentellen Charakterisierung der Elektromotoren wird in Zukunft ein separater Versuch aufgebaut. Anschließend wird die Identifikation des Gesamten Prototyps fortgesetzt.

**Förderung:** Diese Arbeit wurde durch den DFG-Grant FI 1761/4-1 | ZE 714/16-1 gefördert.

## Literatur

- [1] Jimin He, Zhi-Fang Fu (2001). *Modal Analysis*, Boston, MA: Butterworth-Heinemann.
- [2] Abarbanel, H., Creveling, D., Farsian, R. et al. (2009). Dynamical State and Parameter Estimation. *SIAM Journal on Applied Dynamical Systems* 8(4), S. 1341–1381.
- [3] Nocedal, J., and Wright, S. (1999). *Numerical Optimization*. New York: Springer, S. 259–266.
- [4] Vyasarayani, C.P., Uchida, T., Carvalho, A. et al. (2011). Parameter identification in dynamic systems using the homotopy optimization approach. *Multibody System Dynamics* 26, S. 411–424.
- [5] Vyasarayani, C.P., Uchida, T., and McPhee, J. (2011). Nonlinear Parameter Identification in Multibody Systems Using Homotopy Continuation. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 7(1), 011012.
- [6] Bauer, F., Römer, U.J., Fidlín, A. et al. (2016). Optimal elastic coupling in form of one mechanical spring to improve energy efficiency of walking bipedal robots. *Multibody System Dynamics* 38(3), S. 227–262.
- [7] Bauer, F., Römer, U.J., Fidlín, A. et al. (2016). Optimization of energy efficiency of walking bipedal robots by use of elastic couplings in the form of mechanical springs. *Nonlinear Dynamics* 83, S. 1275–1301.
- [8] Römer, U.J., Kuhs, C., Krause, M. et al. (2016). Simultaneous optimization of gait and design parameters for bipedal robots. 2016 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), S. 1374–1381.
- [9] Westervelt, E., Grizzle, J., and Koditschek, D. (2003). Hybrid zero dynamics of planar biped walkers. *IEEE Transactions on Automatic Control* 48(1), S. 42–56.
- [10] Sadeghian, H., Ott, C., Garofalo, G. et al. (2017). Passivity-based Control of Underactuated Biped Robots within Hybrid Zero Dynamics Approach. 2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), S. 4096–4101.
- [11] Luo, Y., Römer, U.J., Zentner, L. et al. (2021). Improving energy efficiency of a bipedal walker with optimized nonlinear elastic coupling. *NODYCON conference proceedings series*. (zur Veröffentlichung angenommen)
- [12] Luo, Y., Römer, U.J., Zirkel, M. et al. (2021). Design of a robot prototype to investigate and improve bipedal walking efficiency. 1st International Conference on Machine Design. (eingereicht)
- [13] Christine, C., Abba, G., Aoustin, Y. et al. (2003). RABBIT: A testbed for advanced control theory. *IEEE Control Systems Magazine* 23(5), S. 57–79.
- [14] Grizzle, J.W., Hurst, J., Morris, B. et al. (2009). MABEL, a new robotic bipedal walker and runner. 2009 American Control Conference, S. 2030–2036.
- [15] Hubicki, C., Grimes, J., Jones, M. et al. (2016). ATRIAS: Design and validation of a tether-free 3D-capable spring-mass bipedal robot. *The International Journal of Robotics Research* 35(12), S. 1497–1521.



# Wasserfalldiagramme zur Interpretation von Rotorschwingungen

## Theorie und Messung am Beispiel eines Lüfters

**Oliver Zobel, B.Sc., Michael Kreutz, M.Sc.,**

Dr.-Ing. habil. **Thomas Thümmel,**

Lehrstuhl für Angewandte Mechanik (Leitung: Prof. Rixen), Technische Universität München

### Kurzfassung

Wasserfalldiagramme (WFDs) finden bei der Schwingungsanalyse im Maschinenbau häufig Anwendung. Sie stellen in kompakter Form viele Informationen zum Systemverhalten bildlich dar, wobei bekannte und unbekannte Erscheinungen vermischt sind. Der Beitrag zeigt Betriebschwingungsmessungen am Fahrmotorlüfter einer Lokomotive und deren methodische Aufarbeitung mithilfe von WFDs in verschiedenen Darstellungsarten. Durch den Vergleich mit simulierten WFDs von Minimalmodellen können Schwingungsphänomene aus den gemessenen WFDs separiert werden. Aufgrund der bei rotierenden Maschinen auftretenden Kreiselwirkung entstehen gleich- und gegenläufige Eigenfrequenzen und Erregerordnungen. Es wird gezeigt, dass nur mit zweiseitigen WFDs eine Unterscheidung in Gleich- und Gegenlauf möglich ist. Zur zielgenauen Separation und Interpretation der vielfältigen Effekte sind weitere Kenntnisse über das System notwendig, zum Beispiel aus der Auswertung von Orbits, Modal- oder Ordnungsanalysen, sodass Erregerordnungen und Eigenfrequenzen zugeordnet werden können.

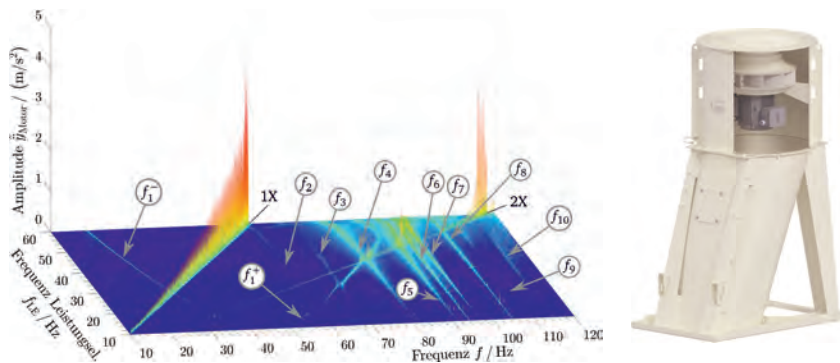


Bild 1: Beispielhaftes Wasserfalldiagramm (links) des Fahrmotorlüfters (rechts)

## 1. Einleitung

WFDs gehören zu den Zeit-Frequenzdarstellungen. Betrachtet werden Signale aus Messungen oder Simulationen, die mit der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt werden. Im Gegensatz zu zweidimensionalen Darstellungen, wie Frequenzgangübertragungsfunktionen, wird bei WFDs zusätzlich eine veränderliche Erregerfrequenz  $f_\Omega$ , Drehzahl  $n$  oder die Zeit  $t$  miteinbezogen, wodurch Veränderungen im Schwingungsverhalten beobachtbar sind.

In WFDs realer Maschinen sind dabei eine Vielzahl verschiedener Phänomene gleichzeitig sichtbar, siehe Bild 1. Hier zeigen  $f_1$  bis  $f_{10}$  auf Eigenfrequenzen und 1X, 2X auf Erregerordnungen. Das WFD ist über der Frequenz der Leistungselektronik  $f_{LE}$  und nicht über der Drehfrequenz des Rotors  $f_\Omega$  aufgetragen. Der Grund hierfür wird in Abschnitt 3.3 erläutert. Um Belastungszustände, Funktionssicherheit und Wartungszustand umfänglich zu beurteilen, aber auch Potential für neue Folgeentwicklungen zu finden, ist ein physikalisches Verständnis der wesentlichen Schwingungsphänomene unabdingbar. Die Separation und Interpretation der einzelnen sichtbaren Effekte gelingt nur mithilfe von zusätzlichem Wissen über das System.

Hilfreiche Informationen können unter anderem aus Modalanalysen, Messungen von Orbits oder der Simulation von Minimalmodellen gewonnen werden. Modelle und besonders Minimalmodelle mit nur wenigen Freiheitsgraden können das reale Objekt nie vollständig abbilden. Sie eignen sich aber sehr gut, um gezielt einzelne Effekte isoliert zu betrachten, die wesentlichen physikalischen Vorgänge qualitativ richtig zu erfassen und zu verstehen [1, S. 11].

In diesem Beitrag soll die methodische Aufarbeitung von Betriebsschwingungsmessungen mithilfe von WFDs am Beispiel eines Fahrmotorlüfters gezeigt werden. Hierfür erfolgt ein Vergleich der in den WFDs auftretenden Effekte mit den Ergebnissen von Simulationen und Modalanalysen. Ebenfalls sollen verschiedene Darstellungsarten der WFDs vorgestellt werden, die unterschiedliche Informationen zum Schwingungsverhalten sichtbar machen.

## 2. Lüfterprüfstand - Objekt und Modellbildung

Der Fahrmotorlüfter wird in Lokomotiven zur Kühlung der elektrischen Maschinen im Betrieb eingesetzt. Die Untersuchung der Betriebsschwingungen erfolgt anhand eines Prüfstandes (Lüfterprüfstand) am Lehrstuhl für Angewandte Mechanik. Hier ist der Fahrmotorlüfter auf einer Platte aus Gusseisen aufgespannt, die durch eine Schwingungsisolierung vom Boden getrennt ist. Als Lüfter wird der obere Teil des Lüfterprüfstandes bezeichnet. Der Lüfter ist mit der Konsole verschraubt, dazwischen liegt eine Zwischenschicht aus Filz, siehe Bild 2.



Im Lüfter befindet sich ein Lüfterrad, welches auf dem Rotor einer Asynchronmaschine befestigt ist, siehe Bild 3. In diesem System stehen mehrere Domänen im Wechselspiel: Aus der Mechanik sind Effekte der Rotor- und Strukturdynamik vorhanden. Hinzu kommen Effekte aus dem elektrischen Antrieb sowie aus der entstehenden Strömung. Diese Effekte sind durch Kopplung miteinander vermischt.

In der Lokomotive werden Schwingungen zum einen über den Lokboden angeregt. Diese entstehen zum Beispiel aus Unebenheiten der Schienen oder anderen Vibrationen im Fahrbetrieb, die auf den Fahrmotorlüfter übertragen werden. Zum anderen regt die Rotation des Lüfterrades aufgrund der stets vorhandenen Unwucht Schwingungen an.

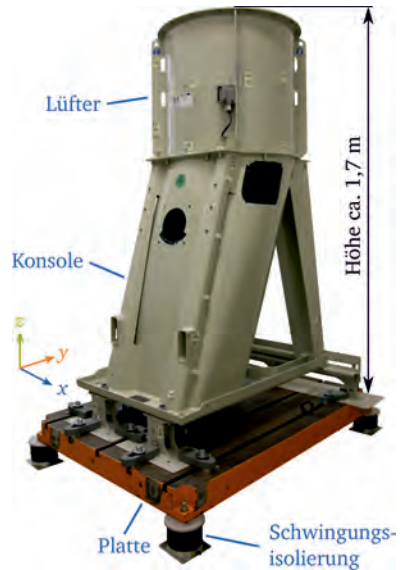


Bild 2: Übersicht Lüfterprüfstand

Im Rahmen dieses Beitrags liegt der Fokus auf der Betrachtung der durch die Unwucht erregten Schwingungen. Als Minimalmodell wird hierfür ein Rotor-System mit einer Scheibe auf einem überkragenden Wellenende betrachtet, siehe Bild 3, welches die rotordynamischen Effekte des Lüfterrades abbilden soll. Betrachtet werden kleine Kippwinkel  $\Psi_x$  und  $\Psi_y$  um das Lager A, der Rotor ist starr. Parameter sind die Masse  $m$ , die Exzentrizität  $\varepsilon$ , die Steifigkeit  $c$ , das polare Massenträgheitsmoment  $J_p$  und das Massenträgheitsmoment  $J_A$  für die Kippung um A.

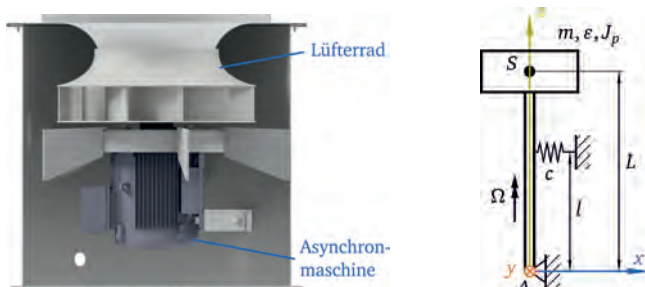


Bild 3: Lüfterrad im Inneren des Lüfters (links) und zugehöriges Minimalmodell (rechts)

Das Minimalmodell des Lüfterrades wird beschrieben durch die beiden Differentialgleichungen

$$J_A \ddot{\Psi}_x + J_p \Omega \dot{\Psi}_y + cl^2 \Psi_x = m\varepsilon \Omega^2 \cos(\Omega t) \quad (1a)$$

$$J_A \ddot{\Psi}_y - J_p \Omega \dot{\Psi}_x + cl^2 \Psi_y = m\varepsilon \Omega^2 \sin(\Omega t). \quad (1b)$$

Die rechte Seite beschreibt die Erregung des Systems mit der Unwucht  $m\varepsilon$ , die mit der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  umläuft [5, 6]. Die linke Seite ergibt sich aus einem Momentengleichgewicht um das Lager A. Aufgrund der gyroskopischen Momente  $J_p \Omega \dot{\Psi}_y$  und  $-J_p \Omega \dot{\Psi}_x$  sind die beiden Differentialgleichungen gekoppelt. Durch die Auslenkung des Rotors entsteht in der  $x$ - $y$ -Querschnittsebene ein Orbit des geometrischen Mittelpunktes der Scheibe, der aufgrund der Exzentrizität  $\varepsilon$  nicht dem Schwerpunkt S entspricht [4]. Der Orbit ist meistens in *gleich*- und *gegenläufige* Kreisbahnen mit unterschiedlicher Umlauffrequenz zerlegbar und kann auch entgegen der Drehrichtung des Rotors, im *Gegenlauf*, durchlaufen werden [2, S. 630 f.].

### 3. Darstellungsarten für Wasserfalldiagramme

Es werden einseitige WFDs (Abschnitt 3.1), zweiseitige WFDs (Abschnitt 3.2) und Ordnungsdigramme (Abschnitt 3.3) unterschieden. Für diese werden zunächst nur stationäre Datensätze betrachtet. Stationär bedeutet, dass die Anregungsfrequenz  $f_\Omega$ , hier die Drehfrequenz des Rotors, während einer einzelnen Simulation beziehungsweise Messung konstant ist. Es werden mehrere Zeitdatensätze mit unterschiedlicher Anregungsfrequenz  $f_\Omega$  erstellt. In Abschnitt 3.4 wird die Erstellung von einseitigen WFDs aus instationären Datensätzen betrachtet.

#### 3.1 Einseitige Wasserfalldiagramme

Die Transformation einzelner Zeitsignale, zum Beispiel  $\Psi_x(t)$ , in den Frequenzbereich ergibt eine frequenzabhängige Amplitude und Phase. Das Amplitudenspektrum besitzt als Abszisse nur positive Frequenzen  $f$ , die Frequenzachse ist *einseitig*. Dies bildet die Grundlage für einseitige WFDs. Bild 4 zeigt ein einseitiges WFD für das simulierte Minimalmodell.

Konstante Eigenfrequenzen erscheinen im einseitigen WFD als Linien parallel zur Achse der Erregerfrequenz  $f_\Omega$ . Die Eigenfrequenzen des betrachteten Rotor-Systems sind durch die Kreiselwirkung von der Winkelgeschwindigkeit  $\Omega$  des Rotors abhängig und spalten sich für  $\Omega > 0$  in zwei Teile auf, die sich von der Bezugskreisfrequenz  $\omega_{\text{ref}}$  (für  $\Omega = 0$ ) entfernen. In Bild 4 ist eine deutliche Resonanz bei  $f \approx 35$  Hz zu sehen. Eine an der Stelle ① zu erwartende Resonanz bei  $f \approx 20$  Hz ist nicht sichtbar. Da nur ein Freiheitsgrad des Rotors betrachtet wird, kann über die Eigenbewegung an den Stellen der Eigenfrequenzen keine Aussage getroffen werden. Eine Unterscheidung in gleich- und gegenläufig ist hier nicht möglich.

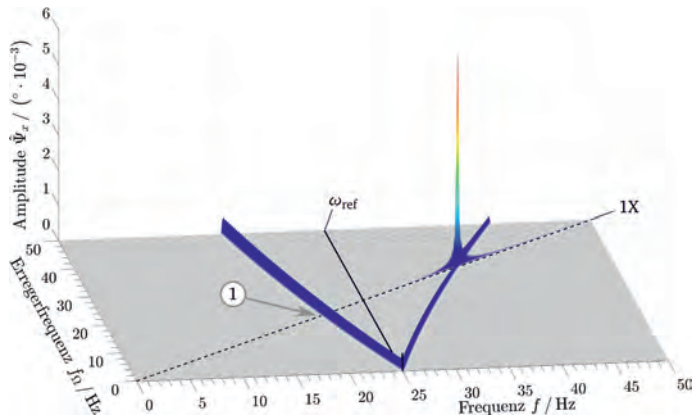


Bild 4: Einseitiges WFD des Minimalmodells des Lüfterrades

### 3.2 Zweiseitige Wasserfalldiagramme

Zur Unterscheidung von Gleichlauf und Gegenlauf eignen sich die zweiseitigen WFDs. Hier werden zwei zueinander orthogonale Koordinatenrichtungen  $x$  und  $y$  auf komplexe Koordinaten  $\underline{r}^+ = x + jy = \hat{r}^+ e^{j\omega t}$  (Anteil Gleichlauf) und  $\underline{r}^- = x - jy = \hat{r}^- e^{-j\omega t}$  (Anteil Gegenlauf) projiziert [9, S. 149 f.]. Für beide Koordinaten wird jeweils ein Amplitudenspektrum gebildet und der Anteil des Gleichlaufes über positive Frequenzen aufgetragen, der Anteil des Gegenlaufes über negative Frequenzen. Das zweiseitige WFD des Minimalmodells ist in Bild 5 dargestellt.

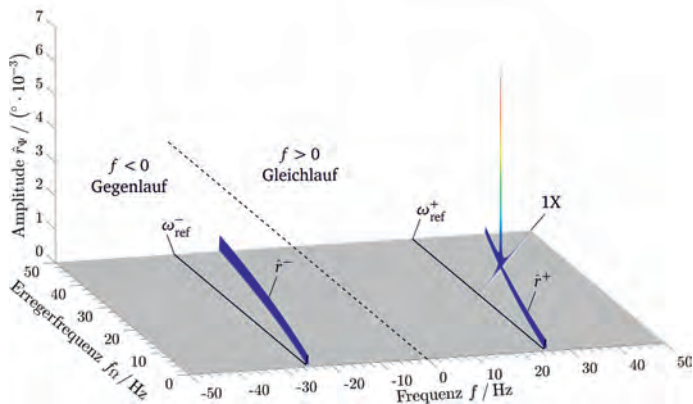


Bild 5: Zweiseitiges WFD des Minimalmodells des Lüfterrades

Hieraus sind der Richtungssinn der Eigenfrequenzen sowie der Erregerordnungen ablesbar. Die erste Erregerordnung (1X), die aus der Unwucht entsteht, befindet sich im Gleichlauf und führt beim Schnitt mit der gleichläufigen Eigenfrequenz zu einer Resonanz. Die gleichläufige Unwuchterregung kann nur Eigenformen im gleichen Umlaufsinn anregen. Da die in Bild 4 an der Stelle ① geschnittene Eigenfrequenz gegenläufig ist, entsteht keine Resonanz; man spricht von Scheinresonanz [5]. Dies wird erst aus dem zweiseitigen WFD ersichtlich, die gegenläufige Eigenfrequenz wird hier nie von der ersten Erregerordnung geschnitten.

### 3.3 Ordnungsdiagramme

Eine weitere Darstellungsart der WFDs sind die Ordnungsdiagramme, mit denen drehzahlsynchrone Anteile besser erkannt werden können. Sie werden durch die Normierung der Frequenzachse mit der jeweiligen Drehfrequenz  $f_{\Omega}$  erstellt. Die einzelnen Frequenzspektren werden nun über der Ordnung aufgetragen. Hierdurch erscheinen die Erregerordnungen parallel zur Achse der Erregerfrequenzen  $f_{\Omega}$ , Eigenfrequenzen als gebogene Linien. Die WFDs des Lüfterprüfstandes sind stets über der Frequenz der Leistungselektronik  $f_{LE}$ , mit welcher der Prüfstand angesteuert wird, aufgetragen. Diese unterscheidet sich aufgrund der Funktionsweise der Asynchronmaschine von der mechanischen Drehfrequenz  $f_{\Omega}$  des Rotors. Zur Normierung mit der mechanischen Drehfrequenz  $f_{\Omega}$  wird daher das Übertragungsverhalten der Asynchronmaschine von  $f_{LE}$  zu  $f_{\Omega}$  benötigt. Für den Lüfterprüfstand lassen sich im Fallbeispiel die Überrollfrequenzen der Wälzlager nach VDI Richtlinie 3832 [8] berechnen. Für die Überrollfrequenz des Außenrings ergibt sich  $f_A \approx f_{\Omega} \cdot 3,6$  und für die des Innenrings  $f_I \approx f_{\Omega} \cdot 5,4$ . Diese können den jeweiligen Erregerordnungen im Ordnungsdiagramm in Bild 6 zugeordnet werden.

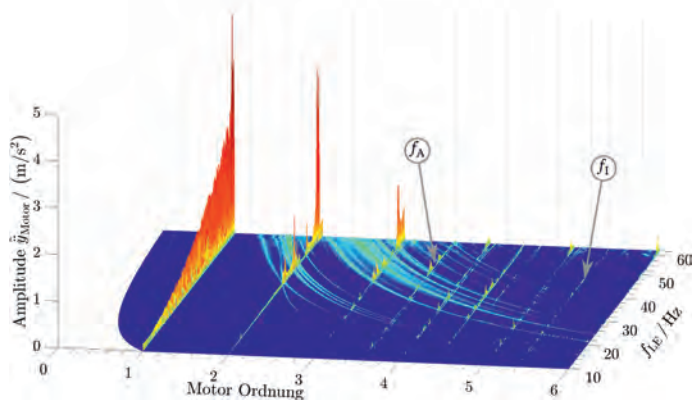


Bild 6: Ordnungsdiagramm der Motorbeschleunigungen des Lüfterprüfstandes in  $y$ -Richtung

### 3.4 Instationäre Wasserfalldiagramme

Bei instationären Betrachtungen wird die Anregungsfrequenz  $f_{\Omega}$  kontinuierlich verändert und ein einziger zusammenhängender Zeitdatensatz erstellt. Aus diesem werden mit Fensterfunktionen kleine Stücke herausgeschnitten und deren Spektrum über der Zeit  $t$  aufgetragen. Je länger der Ausschnitt, desto besser ist die Frequenzauflösung, jedoch ändert sich dann das Schwingungsverhalten stärker, wodurch das Spektrum stärker verschmiert. Es muss folglich ein Kompromiss getroffen werden. Hier wird eine hohe Frequenzauflösung gewählt, um Änderungen der Eigenfrequenzen besser beurteilen zu können. Dafür wird die Drehfrequenz  $f_{\Omega}$  des Rotors sehr langsam verändert, wodurch Beschleunigungseffekte nicht beobachtbar sind.

Im instationären (einseitigen) WFD in Bild 7 ist an der Stelle ① zu sehen, wie sich die Eigenfrequenz  $f_{3,\text{ref}} \approx 71 \text{ Hz}$  mit steigender Drehfrequenz  $f_{\Omega}$  zu höheren Frequenzen  $f$  verschiebt.  $f_{3,\text{ref}}$  ist die mittels Modalanalyse ermittelte Frequenz der dritten Eigenschwingform, bei der sich das Lüfterrad in  $z$ -Richtung bewegt, siehe Bild 8. In Bild 7 wird daher die Beschleunigung in  $z$ -Richtung betrachtet. Das Verhalten ist analog zu dem des nicht-linearen DUFFING-Schwingers. Durch die kubische Kraftkomponente des DUFFING-Schwingers ergibt sich eine amplitudenabhängige Steifigkeit  $c$ , die sich mit ansteigender Amplitude erhöht. Dadurch verschiebt sich die Resonanz beim Annähern an die lineare Eigenfrequenz von unten zu höheren Frequenzen  $f$  [5].

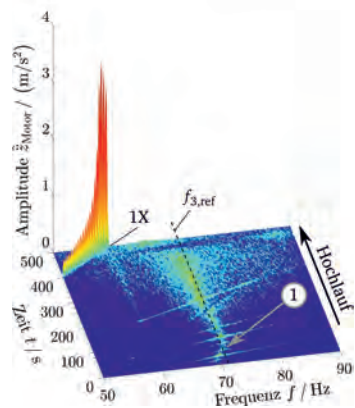


Bild 7: Instationäres WFD der Motorbeschleunigungen des Lüfterprüfstandes in  $z$ -Richtung

Dieses Verhalten ist nur bei der Betrachtung instationärer WFDs beobachtbar und lässt auf eine nicht-lineare Steifigkeit in  $z$ -Richtung schließen, zum Beispiel in der Lagerung des Rotors.



Bild 8: Dritte Eigenschwingform des Lüfterprüfstandes

#### 4. Praktische Anwendung am Lüfterprüfstand

Aus einer Modalanalyse ist bekannt, dass das Lüfterrad bei  $f_1$  kippt. Dieses Verhalten wird durch das Minimalmodell beschrieben und soll nun mit dem Verhalten des Lüfterprüfstandes abgeglichen werden. Dazu wird die Beschleunigung in  $y$ -Richtung betrachtet.

In Bild 9 sind sowohl eine Unwuchterregung (1X), als auch eine gegenläufige ( $f_1^-$ ) und eine gleichläufige ( $f_1^+$ ) Eigenfrequenz des Lüfterrades zu sehen, die aufgrund der Kreiselwirkung von der Drehzahl  $\Omega$  abhängig sind. Beim Schnitt der gegenläufigen Eigenfrequenz  $f_1^-$  mit der ersten Erregerordnung an der Stelle ① entsteht keine sichtbare Resonanz. Dieses Verhalten ist identisch zum Minimalmodell. Am realen Objekt tritt zusätzlich eine zweite Erregerordnung (2X) auf, die zum Beispiel aus einer Fehlausrichtung des Rotors entstehen könnte [7, S. 933 ff.]. Diese führt an der Stelle ② zu einer Resonanz mit der gegenläufigen Eigenfrequenz  $f_1^-$ , die Erregung ist folglich gegenläufig.

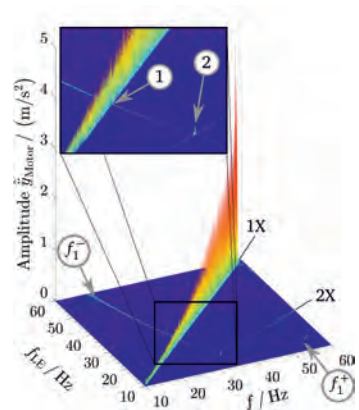


Bild 9: Einseitiges WFD der Motorbeschleunigungen des Lüfterprüfstandes in  $y$ -Richtung

Dies wird durch das zweiseitige WFD in Bild 10 bestätigt. Die Resonanzen an der Stelle ① und ② entstehen durch die gegenläufigen Erregerordnungen  $1X^-$  und  $2X^-$ .

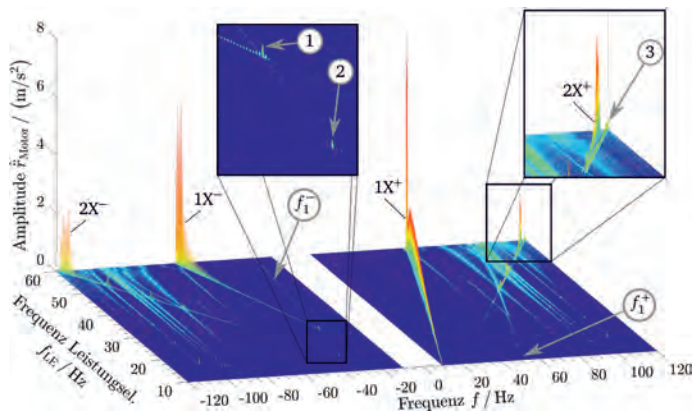


Bild 10: Zweiseitiges WFD der Motorbeschleunigungen des Lüfterprüfstandes

Die zweite Erregerordnung sowie der gegenläufige Anteil in der Erregung stellen nur einen Teil der Effekte dar, die nicht durch das Minimalmodell abgedeckt werden. Im Bild 10 ist an der Stelle ③ zudem eine weitere Erregerordnung zu sehen, die exakt dem Zweifachen der Frequenz der Leistungselektronik  $f_{LE}$  entspricht. Sie entsteht aus Wechselwirkungen mit der Asynchronmaschine. Ebenso sind die restlichen Eigenfrequenzen des Lüfterprüfstandes im Minimalmodell unberücksichtigt, da ja ausschließlich das Verhalten des Rotors abgebildet wird. Während die meisten Eigenfrequenzen nur zu kleineren Amplitudenüberhöhungen der Erregerordnungen führen, beeinflusst die zweite Eigenfrequenz  $f_2 \approx 60$  Hz das Schwingungsverhalten deutlich. Die zugehörige Eigenschwingform entspricht einem Biegen des Lüfterprüfstandes um die  $y$ -Achse, welches zu Bewegungen in  $x$ -Richtung führt, siehe Bild 11 (links).

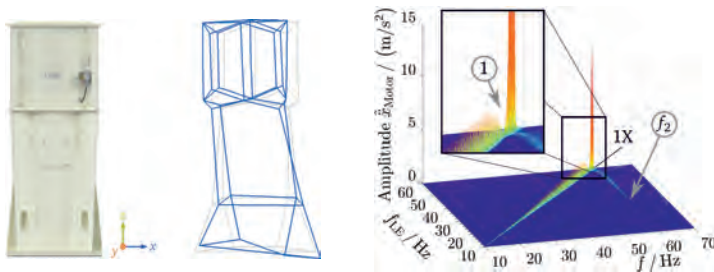


Bild 11: Zweite Eigenschwingform des Lüfterprüfstandes (links) und einseitiges WFD (rechts)

Im WFD in Bild 11 (rechts) ist zu sehen, wie die Amplituden der ersten Erregerordnung in der  $x$ -Richtung zunächst langsam ansteigen und ab einer Drehfrequenz des Rotors von  $f_{\Omega} \approx 58$  Hz sprunghaft zunehmen, da die Erregung mit  $f_{\Omega}$  immer näher an die Eigenfrequenz  $f_2$  rückt. Bevor die Amplituden sprunghaft ansteigen fallen sie an der Stelle ① ab. Dieses Verhalten ist charakteristisch für ein Anstreifen des Rotors. Beim Anstreifen entstehen Reibungskräfte, die entgegengesetzt zur Drehrichtung des Rotors wirken. Durch die mehrfache Anregung während einer Umdrehung entstehen höherfrequente Schwingungen, die sich in mehreren Harmonischen äußern. Daher eignen sich gegenläufige Anteile in mehreren Harmonischen in den Rotorschwingungen als weiteres Kriterium zur Identifikation von Anstreifvorgängen [7, S. 938 ff.].

Bereits im zweiseitigen WFD in Bild 10 war zu sehen, dass die erste und zweite Erregerordnung einen gegenläufigen Anteil enthalten. Zur weiteren Abklärung wären Orbitmessungen von Nutzen, die bisher nicht erfolgten. Für die Betrachtung höherer Erregerordnungen eignet sich ein Ordnungsdiagramm, aus dem die Ordnungen einfach abzulesen sind. Bild 12 zeigt das Ordnungsdiagramm der Beschleunigungen des Motorgehäuses in  $x$ -Richtung.



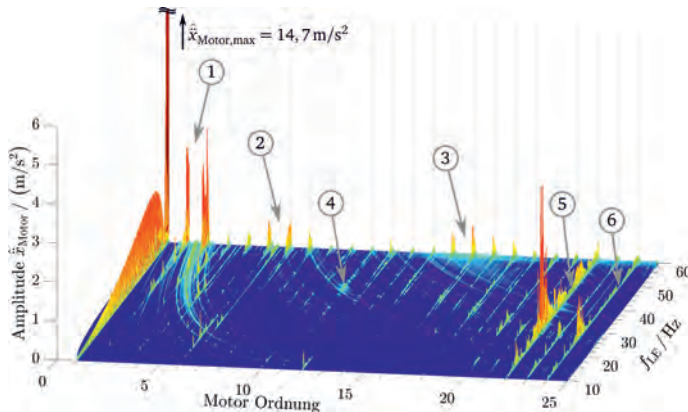


Bild 12: Ordnungsdiagramm der Motorbeschleunigungen in  $x$ -Richtung

Im Ordnungsdiagramm sind unterschiedliche Erregerordnungen zu erkennen, wobei mehrere erst ab Frequenzen von  $f_{LE} > 54 \text{ Hz}$  deutliche Amplituden besitzen, siehe Stellen ① bis ③. Das heißt, die höheren Harmonischen treten in etwa ab der gleichen Frequenz  $f_{LE}$  auf, ab der die Amplituden der ersten Erregerordnung stark abnehmen. Hierdurch erscheint ein Anstreifen des Rotors als Ursache wahrscheinlich. Warum der Rotor anstreift kann verschiedene Gründe haben: Meistens sind andere Mängel, wie eine Massenunwucht, fehlerhafte Wälzlager oder eine Fehlausrichtung des Rotors die Ursache [7, S. 938]. Die hohen Amplituden der ersten Erregerordnung in  $x$ -Richtung aufgrund der Annäherung an die zweite Eigenfrequenz könnten das Anstreifen ebenfalls verstärken oder gar verursachen. In der  $y$ -Richtung (nicht abgebildet) sind die Amplituden der Erregerordnungen ab Frequenzen von  $f_{LE} > 54 \text{ Hz}$  deutlich geringer.

Aus dem Ordnungsdiagramm in Bild 12 lassen sich noch weitere Erkenntnisse gewinnen. An der Stelle ④ befindet sich die elfte Erregerordnung, die durch die elf Lüfterblätter des Lüfterrades und der durch sie erzeugten Strömung entsteht. Pro Umdrehung des Lüfterrades trifft elfmal ein Luftstrom auf einen festen Punkt der Außenwand des Lüfters, wodurch die elfte Erregerordnung entsteht. Die Amplituden dieser Erregerordnung sind eher gering, nicht aber die der 22. Erregerordnung an der Stelle ⑤. Diese Erregerordnung entsteht vermutlich aufgrund einer Aufspaltung des Luftstroms in zwei Teile durch die Aufhängung des Motors [3].

Ebenfalls deutliche Amplituden besitzt die 24. Erregerordnung an der Stelle ⑥, die Ursache ihrer Entstehung ist zur Zeit allerdings nicht bekannt. Aus dem Ordnungsdiagramm alleine sind keine Entstehungsmechanismen ableitbar; es bedarf weiterer Untersuchungen.



## 5. Fazit

Mit den wenigen hier dargestellten WFDs konnten bereits einige der Schwingungsphänomene des Fahrmotorlüfters analysiert und interpretiert werden. Dies gelang allerdings nur unter zur Hilfenahme von zusätzlichem Wissen über das System aus Modalanalysen und aus der Simulation von Minimalmodellen. Die WFDs erlauben eine kompakte Darstellung des Schwingungsverhaltens, jedoch nur für einen einzelnen Freiheitsgrad.

Sämtliche Betrachtungen erfolgten anhand der Beschleunigungen des Motorgehäuses, das Verhalten der restlichen Struktur wird nicht abgebildet. Um das gesamte Schwingungsverhalten beurteilen zu können, bedarf es folglich Messungen an mehreren Stellen des Systems.

Die gezeigten WFDs wurden fast ausschließlich aus stationären Messungen ( $f_{\Omega} = \text{const.}$  während Messung) gewonnen. Während die Erstellung der Messdaten zwar sehr zeitaufwendig ist, vor allem wenn die Frequenz  $f_{\Omega}$  in kleinen Schritten verändert wird, so ist aber die Frequenzauflösung deutlich feiner, wodurch die Schwingungsphänomene besser sichtbar und separierbar sind. Für eine schnelle Analyse eignen sich dagegen die instationären WFDs besser, da ein einzelner Messdatensatz, beispielsweise mit 10 Minuten Länge, für eine genügend hohe Frequenzauflösung ausreicht. Eine stationäre Messserie dauerte dagegen über 9 Stunden.

Speziell für Rotorsysteme erweisen sich die zweiseitigen WFDs, mit denen die Rotorschwingungen in gleich- und gegenläufig unterschieden werden können, als hilfreich. Für die genaue Identifizierung der auftretenden Erregerordnungen bieten sich die Ordnungsdiagramme an, aus denen die drehzahlsynchronen Anteile leicht abgelesen werden können.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich WFDs sehr gut dafür eignen, das Schwingungsverhalten eines realen Objektes mit wenigen Diagrammen abzubilden. Sie beinhalten die realen Betriebsschwingungen des betrachteten Systems inklusive der Effekte durch Kopplung mit anderen Systemen, wie einer elektrischen Maschine. Durch die Messung an einer Stelle des Systems kann mit wenig Aufwand ein schneller Überblick der auftretenden Phänomene generiert werden, vor allem mit den instationären WFDs.

Für ein tieferes Verständnis des Systems reichen WFDs allein nicht aus. Es sind ebenfalls weitere Hilfsmittel für die Verifizierung aufgestellter Theorien, wie zum Beispiel die Messung von Orbits, erforderlich. Die WFDs sind jedoch ein guter Ausgangspunkt für eine genaue Analyse der Betriebsschwingungen eines realen Systems.

## Literatur

- [1] Dresig, H. und Holzweißig, F.: Maschinendynamik. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2016
- [2] Gasch, R., Nordmann, R. und Pfützner, H.: Rotordynamik. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag 2006
- [3] Krügel, S., Maierhofer, J., Wagner, C., Thümmel, T. und Rixen, D. J.: How Housing Dynamics Affect the Monitoring of Rotor Unbalance: A Case Study. 2019
- [4] Thümmel, T., Rossner, M., Wagner, C., Maierhofer, J. und Rixen, D.: Rotor Orbits at Operation Speed and Model-Based Diagnosis of Multiple Errors. In: Proceedings of the 10th International Conference on Rotor Dynamics – IFToMM. Vol. 2. 2018
- [5] Thümmel, T. und Bauer, S.: Messung und Interpretation von Wasserfalldiagrammen für nichtlineare Antriebssysteme. 1998
- [6] Thümmel, T., Rossner, M., Ulbrich, H. und Rixen, D.: Unterscheidung verschiedener Fehlerarten beim modellbasierten Monitoring. In: 11. Internationale Tagung Schwingungen in Rotierenden Maschinen (SIRM). 2015
- [7] Tiwari, R.: Rotor Systems: Analysis and Identification. Guwahati: CRC Press 2017
- [8] VDI Richtlinie 3832: Körperschallmessungen zur Zustandsbeurteilung von Wälzlagern in Maschinen und Anlagen. 2013
- [9] Wagner, C.: Dynamic Modeling of Turbopumps. Dissertation. München: Technische Universität München 2019

# Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben

## Vibration behavior of gear transmissions

Dr.-Ing. **Axel Baumann**, AVL Deutschland GmbH,  
Mainz-Kastel & ZG TriboTech, Waiblingen

### Abstract

The rotational path deviation of an unloaded rolling pair of spur gears, measured in the circumferential direction, is the difference between the largest and smallest deviation during meshing. The rotational path deviation corresponds to fluctuations which the driven wheel executes around the constant rotation. The smaller the rotational path deviation, the more uniformly the rotational movement is transmitted. Geometric errors that arise due to inaccuracies during production and assembly cause additional deviations from the law of gearing and thus lead to deviations in the rotational path during the meshing process of the tooth pairs. As soon as the fixed gear executes torsional vibrations, the excited oscillation of the idler gear results in a rotational path deviation and thus in a deviation from the law of gearing.

Vibration measurements as well as rotational path deviation studies were carried out on a single-stage test gearbox and the following gear parameters varied: straight and helical gearing, circumferential backlash, shifted and non-shifted state, type of oil.

The knowledge gained from these parameter studies will be presented in the paper. For this purpose, the test gear is measured with the structure-borne noise on the housing surface. In addition, the rotational path deviation is recorded by high-resolution incremental encoders and analyzed along the line of action. This explains the cause of the vibration excitation of the gear pair during operation. The paper concludes with a summary of the mechanism of rattle noises in gear transmissions.

### 1. Introduction

The following noises are significant in automotive transmissions: whining/whistling noises and rattling noises. The rolling noises of gear pairs under load are called whining and whistling noises. The gears, as they are used in current vehicle transmissions, are optimized in terms of low vibration excitation, e.g. by helical gearing and tooth profile corrections. The vibrations

of unloaded gear parts excited by the torsional vibration of the drive unit are audible as rattling noises.

The gear stages, shifting components and shafts of the automotive transmission are first caused to vibrate by external and internal excitation. These vibrations are transmitted as structure-borne noise via the bearings and bearing seats and are radiated from the housing surfaces as air-borne noise. From this perspective, the following areas can be subdivided in which measures to reduce noise can be applied: external vibration excitation that is transmitted into the gearbox, internal vibration excitation (e.g. excitation from the meshing, bending vibrations of the shafts), structure-borne sound transmission and sound transmission within the gearbox as well as sound radiation from the housing surfaces [1].

In experimental investigations, Tesch establishes a correlation between gear noise and meshing interference. The tooth deformations and meshing errors that occur, which cause a transmission error in the rotary movement and an abrupt start of the meshing, are shown to be the cause of the noise excitation of gears [2].

Gerber examines the level of dynamic tooth forces along the line of action of spur gears with pitch deviations by measuring tooth root elongations. Due to premature engagement, the maximum tooth root elongation with the maximum tooth forces occurs over the entire line of action at the beginning of the meshing. The level of dynamic tooth forces is largely determined by the intensity of the excitation and damping. The gear damping is influenced by the gear oil and the formation of a lubricating film during gear mesh [3].

The mechanism of generation of rattle noises is described experimentally by Brosey et al. According to Brosey, rattling noises are caused by periodic rotational accelerations of the transmission input shaft, which are excited by the cyclical combustion of the internal combustion engine. As a result, idle gear parts vibrate within their clearance and generate noises when they impact at their boundaries. The level of rattle noises is determined by the moment of inertia and the torque loss of the gear components [4].

Weidner presents a model for the calculation of idle gear component vibrations and determines the necessary model parameters experimentally. The circumferential backlash, the moments of inertia of the gear components, the amplitude of the torsional excitation and the torque losses are mentioned as decisive parameters in order to reduce the rattling noises of automotive transmissions [5].

The focus of the present work is on the rattling noises of the gear stages, which predominantly occur in synchronized automotive transmissions in spur gear design (e.g. MT, AMT, DCT, EDU) under external vibration excitation by the internal combustion engine or the powertrain.

## 2. Gear meshing along the line of action

Along the line of action from the beginning (A) to the end (E) of a tooth pair meshing both the sliding velocity and the load distribution among the tooth pairs varies in magnitude as well as direction [6]. In Fig. 1, the variation in the normal tooth contact force  $F_N(x)$  along the line of action is illustrated as the ratio of actual normal force due to torque transmission to maximum normal force. Here,  $F_N(x)/F_{Nmax}$  stays constant from A to B right before the LPSTC, where it experiences a sudden jump up to 1.0 as the gear mesh transitions from double- to single tooth contact. A similar sudden jump down occurs at HPSTC, now with a transition from single- to double-tooth contact. Beyond HPSTC from D to E,  $F_N(x)/F_{Nmax}$  stays constant as the contact moves toward the tip.

The coefficient of friction  $\mu(x)$  in Fig. 1 is primarily influenced by the sliding component in the rolling motion between the tooth flanks along the line of action. This is rolling friction on which a sliding friction component, so-called slip, is superimposed. Pure rolling friction occurs only

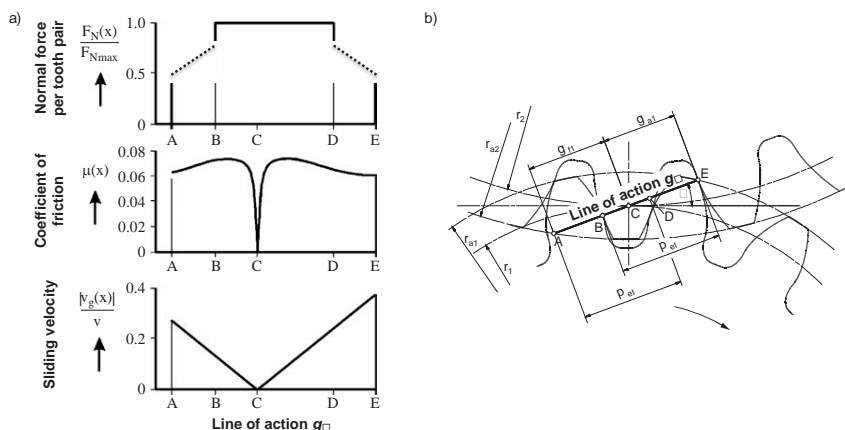


Fig. 1: (a) Local relative parameters of normal force, coefficient of friction and sliding velocity along line of action<sup>1</sup> (AB, DE double point of action; C pitch point; BD single point of action; schematic) [6] and (b) Geometric conditions of involute gearing in transverse plane of pitch surface

<sup>1</sup> It is noted here that these variations can be more or less significant in other gear sets having different speed ratios, tooth size, tooth modifications and involute geometry parameters. A simulation approach is used to study these phenomena in detail [7] through [9].

in the pitch point (C). From the pitch point to the start and end of the engagement, there is also a superimposed sliding friction component, which increases with increasing distance from the pitch point.

The sliding velocity  $v_g(x)$  (absolute amount) increases linearly with increasing distance between the meshing point  $x$  on the line of action from the pitch point (C). At the pitch point (C) itself sliding velocity is zero. Only there is pure rolling, while there is rolling and sliding in the entire rest of the area [10].

As soon as the driving gear is accelerated by torsional vibration excitation, the corresponding gear flank speed changes immediately. The driven gear cannot follow this acceleration immediately due to its moment of inertia and its gear flank is accelerated on the line of action with delay. In this theoretical consideration, this delayed acceleration of the driven gear flank leads to a deviation from the law of gearing and thus to errors in the gear meshing.

### 3. Measurement of the gear meshing behavior with a single-stage gearbox on a HiL test rig

In order to be able to experimentally investigate the meshing behavior of the involute spur gear teeth, a single-stage gearbox was set up and put into operation on a HiL test rig, see Fig. 2. The basic speed of 900 rpm was set on the drive motor of the HiL test rig, on which a sinusoidal speed fluctuation with an excitation frequency of 30 Hz was superimposed. This corresponds to an excitation with the second engine order of a four-cylinder combustion engine. The driving gear of the input shaft meshes with the driven idler gear on the output

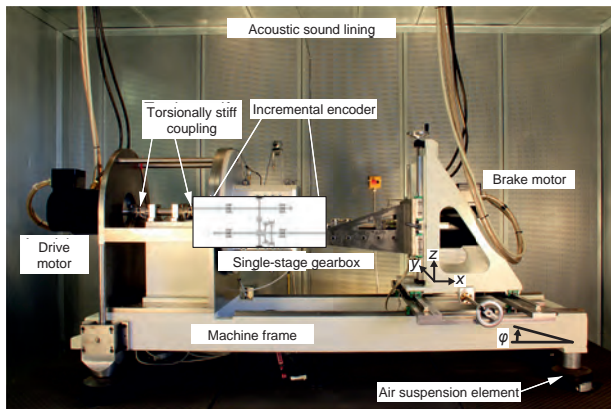


Fig. 2: HiL test rig with single-stage gearbox and high-resolution incremental encoders

Table 1: Gearing data of investigated gear pairs

Helix Angle	$\beta = 0^\circ$		$\beta = 20^\circ$	
Mean circumferential backlash	$j_t = 0.189 \text{ mm}$	$j_t = 0.375 \text{ mm}$	$j_t = 0.198 \text{ mm}$	$j_t = 0.388 \text{ mm}$
Angle of rotation of the idler gear in relation to the fixed gear in degrees and radians	$\Delta\theta = 0.277^\circ$	$\Delta\theta = 0.550^\circ$	$\Delta\theta = 0.292^\circ$	$\Delta\theta = 0.570^\circ$
	$\Delta\theta = 4.836 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$\Delta\theta = 9.592 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$\Delta\theta = 5.089 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$	$\Delta\theta = 9.948 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$

shaft of the gearbox. The idler gear is connected to the output shaft via a synchronization device common in automotive gearboxes [11]. The oil sump temperature was set at 80 °C in all measurements and monitored by a NiCr-Ni element that is integrated in the oil drain plug of the gearbox. Two different gear sets were investigated in the measurement series. Table 1 shows the values of circumferential backlash depending on the type of gear tooth profile and conversion into radians.

The meshing process was measured by recording the angle of rotation with two incremental encoders on the input and output shaft of the gearbox. In order to detect measurement errors due to the stiffness of the gearbox output shaft, the angle of rotation was measured also with a rotary encoder with Hall sensor directly on the idler gear and no significant deviations were found. The difference in the angle of rotation at the gear input and output shaft in the switched state corresponds to the so-called relative angle<sup>2</sup>.

The acceleration sensor on the surface of the gearbox housing enables the detection of impacts from gear parts that are directly related to the torsional vibrations over time. The sampling rate for the detection of the housing acceleration is 25.6 kHz. In acceleration curves over time (raw time data), individual impact processes of the gear parts can be analyzed and thus conclusions can be drawn about the sequence of an impact process. The polarity of the electrical signals is positive for acceleration in the direction of the arrow (directed outwards).

#### 4. Basic measurement results of the gear meshing behavior

Fig. 3 shows the relative angle when using helical gearing without torsional vibration excitation and with excitation 1,500 rad/s<sup>2</sup> on the gearbox input shaft in unloaded condition. The mean backlash  $j_t = 0.198 \text{ mm}$  for helical gearing is considered. Positive values of the relative angle correspond to a contact between the driven gear and the working face flanks of

<sup>2</sup> Also called rotational path deviation, single-flank pitch deviation or transmission error.

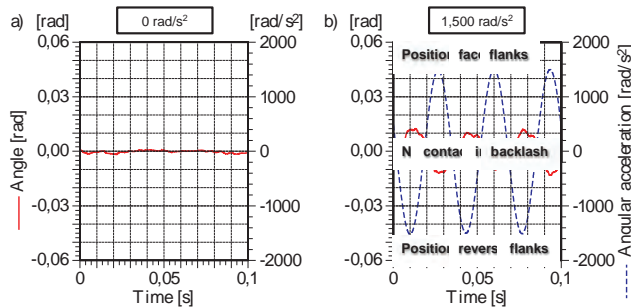


Fig. 3: Relative angle at angular acceleration amplitude of (a)  $0 \text{ rad/s}^2$  and (b)  $1,500 \text{ rad/s}^2$

the driving gear. In contrast, negative values of the relative angle correspond to a position of the driven gear on the reverse flanks during tooth meshing.

In Fig. 3 a), deviations in rotation during the meshing process of the tooth pairs can be measured in the relative angle, which are caused by geometric errors, such as inaccuracies during production and assembly. The meshing pairs of teeth rest on their working face flanks. Fig. 3 b) shows the rotational path deviation at an angular acceleration amplitude of  $1,500 \text{ rad/s}^2$ . With torsional vibration excitation, a relative movement (interference of the meshing tooth pairs) takes place, which is superimposed on the normal rolling movement. Rotational path deviations cause deviations from the law of gearing and disrupt the meshing process of the tooth pairs. If the angular acceleration is in the positive value range, the working face flanks of the driven gear lift off from those of the drive gear and are accelerated in the direction of the reverse flanks. If the angular acceleration is sufficiently high, the mutual reverse flanks impact. As soon as a negative angular acceleration of the driving gear occurs, the driven gear follows this movement with a delay due to its inertia and moves back in the direction of the face flanks of the meshing teeth. In the area of the circumferential backlash, neither the working face nor the reverse flanks are in contact with one another.

## 5. Gear meshing behavior with straight and helical gearing

Fig. 4 shows the rotational path deviation when using straight and helical gearing in the shifted state without torsional vibration excitation. The mean circumferential backlash  $j_t = 0.189 \text{ mm}$  for straight gearing and  $j_t = 0.198 \text{ mm}$  for helical gearing is considered.



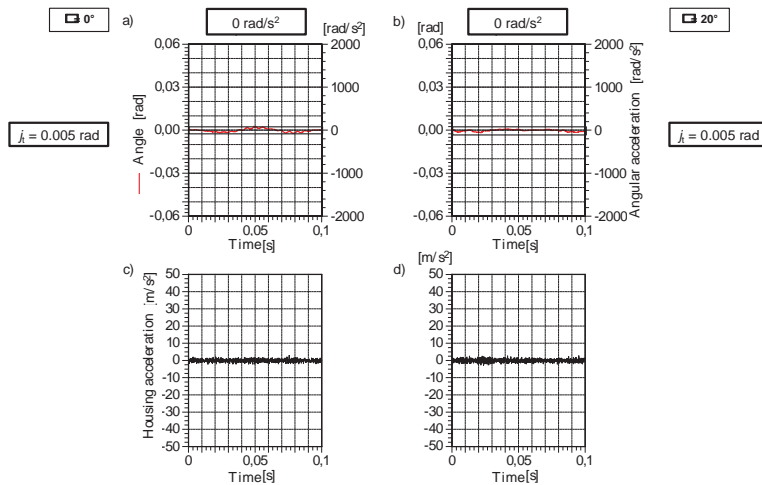


Fig. 4: Relative angle at angular acceleration amplitude of 0 rad/s<sup>2</sup> with (a)  $\beta = 0^\circ$  and (b)  $\beta = 20^\circ$  as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

It can be seen that the straight gearing generates a slightly more pronounced deviation in rotation path than the helical gearing. This can be attributed to assembly or manufacturing errors or to the lower overall coverage of the straight gearing. The overlap ratio of a helical gearing has a positive effect on the noise behavior of the gearing, mainly when it is loaded. With helical gearing, the additional axial force of the gearing influences the load distribution in the shaft bearings, which leads to somewhat higher housing accelerations.

Fig. 5 shows the rotational path deviation with the straight and helical gearing at an angular acceleration amplitude of 1,500 rad/s<sup>2</sup>. In addition to the relative angle, the drive-side oscillation angle of the gearbox input shaft with fixed gear and the resulting curve of the angular acceleration are also indicated. If the angular acceleration is in the positive value range, the face flanks of the idler gear lift off from those of the fixed gear and are accelerated in the direction of the reverse flanks. If the angular acceleration is sufficiently high, the mutual reverse flanks impact. This impact is immediately visible in the course of the housing acceleration. At low angular acceleration amplitudes, the kinetic energy of the idler gear is not sufficient to move up to the reverse flanks. The non-contact phase then ends again without an impact event on the reverse flanks with an impact on the face flanks. As soon as a negative angular acceleration of the fixed gear occurs, the idler gear follows this movement with a delay due to its inertia and moves back in the direction of the face flanks of the

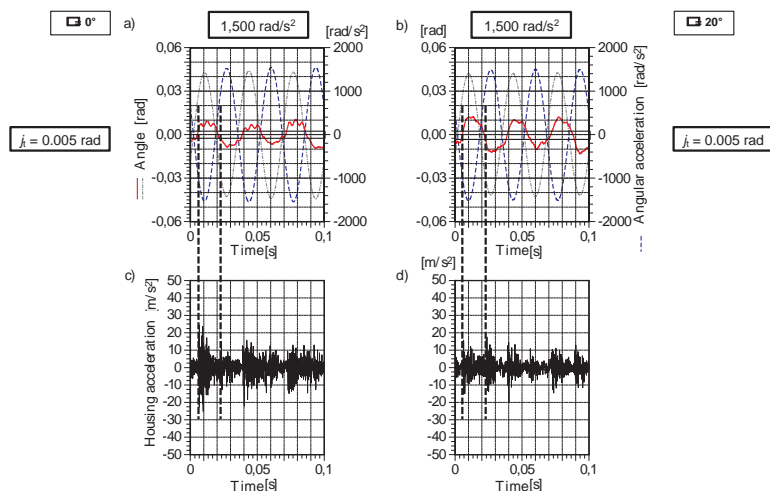


Fig. 5: Relative angle at angular acceleration amplitude of 1,500 rad/s<sup>2</sup> with (a)  $\beta = 0^\circ$  and (b)  $\beta = 20^\circ$  as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

meshing teeth. There are also impacts on the face flanks, which are much more pronounced in terms of the intensity of the housing acceleration than those on the reverse flanks.

In Fig. 5 c), in the relative angle of the straight gearing, superimposed, high-frequency vibrations are also visible, especially with the impacts on the face flanks. As a result, longer, higher acceleration values occur after an impact in the course of the housing acceleration. This can only be explained by the additionally occurring impacts of the subsequent meshing tooth pairs on the face flanks, since the tooth meshing frequency is much higher than the excitation frequency of the torsional vibration. In the case of the helical gearing, these entry impacts do not occur to the same extent, which leads to a lower housing acceleration. Several successive entry impacts briefly generate high forces on the meshing tooth pairs, which lead to these high housing acceleration values. Entry impacts arise as a result of deviations from the ideal tooth flank geometry and thus from the law of gearing. These entry impacts are largely responsible for the level of gearbox rattle noise.

If one compares the maximum amplitudes of the relative angle with the measured angles of rotation of the idler gear compared to the fixed gear according to Table 1, it can be seen that the idler gear moves well beyond the amount of the mean circumferential backlash in both cases. There is consequently a lengthening of the lines of action, which occurs due to elastic deformation of the teeth due to the high tooth forces occurring during the impact processes.

The maximum relative angle measured in Fig. 5 a) for the straight gearing is  $\Delta\theta = 15 \cdot 10^{-3}$  rad and is thus about a factor of 3 higher than the static angle of rotation of the idler gear within the circumferential backlash according to Table 1. In the case of helical gearing, the factor is approx. 4. This can be demonstrated by the different position-dependent tooth stiffness of straight and helical gearing. With straight gearing, a pair of teeth carries over the entire tooth width during the meshing and the total contact ratio is smaller. With helical gearing, the lines of action run diagonally across the tooth flanks in accordance with the helix angle  $\beta = 20^\circ$ . The teeth gradually come into engagement and just as gradually come out of engagement. As a result, at the beginning and at the end of the tooth meshing, a pair of teeth only bears at the corner points of the tooth tip. In these engagement positions, the stiffness is very low and therefore the elastic tooth deformation is greater than with straight gearing.

## 6. Gear meshing behavior with different circumferential backlash

The influence of the circumferential backlash on the rotational path deviation when the idler gear is not shifted is analyzed. The helical gearing is used and the circumferential backlashes  $j_t = 0.198$  mm and  $j_t = 0.388$  mm according to Table 1 are used. Fig. 6 shows the relative angle at an angular acceleration amplitude of  $500 \text{ rad/s}^2$ .

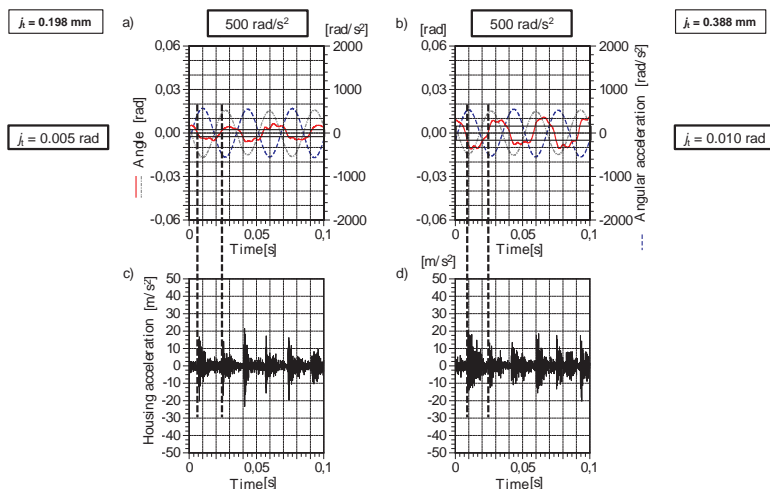


Fig. 6: Relative angle at angular acceleration amplitude of  $500 \text{ rad/s}^2$  with (a)  $j_t = 0.198$  mm and (b)  $j_t = 0.388$  mm as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

At  $j_i = 0.198$  mm, this torsional vibration excitation results in a periodic vibration of the idler gear between the engaging reverse and face flanks. In some cases, entry impacts in the form of superimposed, high-frequency oscillations in the relative angle are also visible on the reverse flank side. At this angular acceleration amplitude, elastic deformation of the tooth pairs takes place, since the maximum amplitude of the relative angle is outside the measured angle of rotation with  $\Delta\theta = 5 \cdot 10^{-3}$  rad.

If the circumferential backlash is increased to  $j_i = 0.388$  mm, the periodic vibration behavior of the idler gear remains largely present within the reverse and face flanks. With increased circumferential backlash, elastic deformation of the tooth pairs also occurs. With  $\Delta\theta = 15 \cdot 10^{-3}$  rad, the maximum amplitude of the relative angle is approximately 1.5 times as large as the measured circumferential backlash according to Table 1. The non-contact phase is lengthened when the angular acceleration changes direction, which is due to the increased circumferential backlash and the delayed reaction of the idler gear due to its moment of inertia. In the case of increased circumferential backlash, entry impacts regularly occur both on the reverse and on the face flanks. As a result, the decrease in the housing acceleration after a shock event takes longer, which leads to a higher housing acceleration overall, see Fig. 6 c) and d).

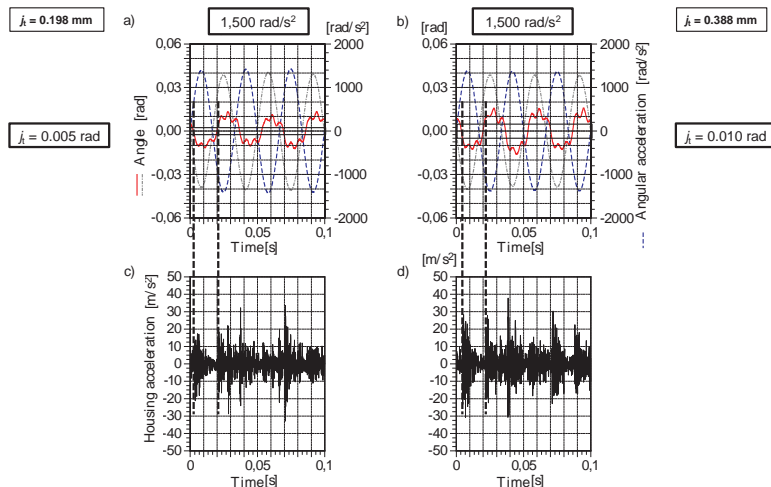


Fig. 7: Relative angle at angular acceleration amplitude of  $1,500 \text{ rad/s}^2$  with (a)  $j_i = 0.198$  mm and (b)  $j_i = 0.388$  mm as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

Fig. 7 shows the same parameter settings with an increase in the angular acceleration amplitude to  $1,500 \text{ rad/s}^2$ . A periodic oscillation behavior of the idler gear within the reverse and face flanks that is comparable to Fig. 6 is shown. However, due to the higher angular acceleration of the fixed gear, the entry impacts are more intense and the elastic deformation of the tooth pairs has increased. Therefore, the decay of the housing acceleration after an impact event takes longer compared to Fig. 6. The maximum amplitude of the relative angle at  $1,500 \text{ rad/s}^2$  is almost independent of the level of the set circumferential backlash, see Fig. 7 a) and b).

### 7. Gear meshing behavior with shifted and non-shifted idler gear

As mentioned in Section 3, the idler gear can be shifted with a synchronizer with the gearbox output shaft. When not shifted, only the idler wheel is excited to vibrate. In the shifted state, in addition to the shifted idler gear, the gearbox output shaft is also excited to vibrate. The idler gear wheel has a significantly lower moment of inertia than the entire gearbox output shaft in the shifted state. In Fig. 8 the two different shifting states with helical gearing at  $500 \text{ rad/s}^2$  of the gearbox input shaft are compared.

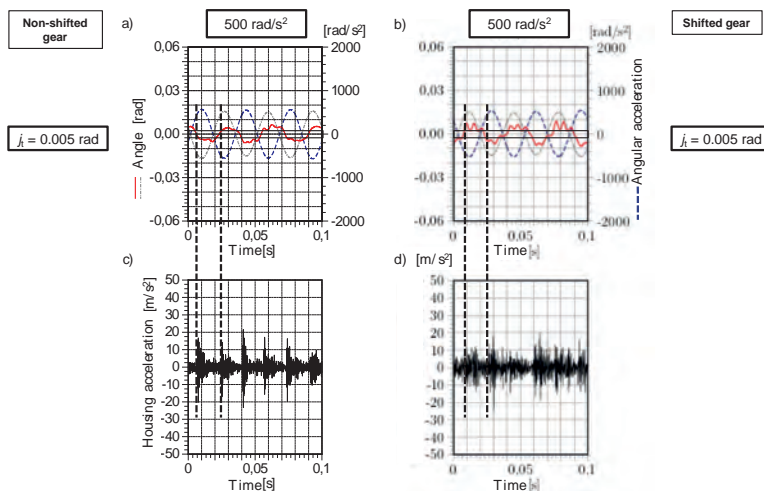


Fig. 8: Relative angle at angular acceleration amplitude of  $500 \text{ rad/s}^2$  with (a) non-shifted idler gear and (b) shifted idler gear as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

In Fig. 8 a), the non-shifted idler gear is excited and vibrates outside the static circumferential backlash of  $j_t = 0.005$  rad in the area of the reverse and face flanks. In this case, entry impacts occur on both flank sides, which can be measured directly in the structure-borne noise in Fig. 8 c). If the idler wheel is in the shifted state, as in Fig. 8 b), the vibrational behavior can still be observed. In comparison, the entry impacts on reverse and face flanks are more pronounced and more intense. These lead to higher teeth forces and thus to higher structure-borne noise, see Fig. 8 d). The decay of the excited structure-borne noise takes significantly longer due to the higher moment of inertia in shifted state as in non-shifted state, see Fig. 8 c).

Fig. 9 shows the same experimental settings for an angular acceleration amplitude of  $1,500 \text{ rad/s}^2$ . If the angular acceleration amplitude is increased to  $1,500 \text{ rad/s}^2$ , the amplitude of the rotational path deviation is also increased further. Pronounced impacts are now visible even in the non-shifted state, see Fig. 9 a). Elastic tooth deformation occurs because the amplitude level is significantly greater than the static circumferential backlash. Several successive entry impacts occur on both sides of the tooth flanks, which lead to high structure-borne noise accelerations in Fig. 9 c). If one compares the behavior with the shifted state, where a significantly higher moment of inertia is excited to vibrate, more damped entry

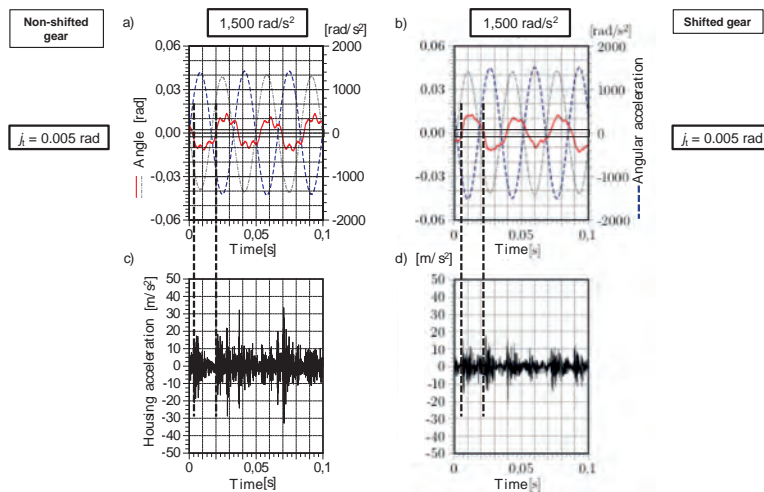


Fig. 9: Relative angle at angular acceleration amplitude of  $1,500 \text{ rad/s}^2$  with (a) non-shifted idler gear and (b) shifted idler gear as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

impacts can be observed in the rotational path deviation, see Fig. 9 b). At the same time, however, the amplitude level in the rotational path deviation is the same as in the non-shifted state. From this point of view, it can be assumed that the elastic tooth deformation is roughly the same in both cases and is independent of the moment of inertia. Rather, the elastic tooth deformation is dependent on the tooth forces stimulated by the entry impacts due to torsional excitation.

## 8. Gear meshing behavior with different types of oil

Two commercially available gear oils based on polyalphaolefin and mineral oil as well as based on polyglycol were investigated. Both oils have a comparable viscosity level at the test temperature of 80 °C and differ in their frictional behavior. Table 2 shows a comparison of the viscosity data and formulations of the oils tested.

Fig. 10 shows the relative angle at an angular acceleration amplitude of 500 rad/s<sup>2</sup> with the two different gear oils. The mean circumferential backlash was set again at  $j_t = 0.198$  mm and with this torsional vibration excitation, a periodic oscillation of the idler gear between the engaging reverse and face flanks occurs.

In Fig. 10 a), superimposed, higher-frequency vibrations due to entry impacts are also visible in the relative angle when using PAO/HC/SN, especially in the impacts on the face flanks. As a result, longer, higher acceleration values occur after an impact in the course of the housing acceleration, see Fig. 10 c). If one analyzes the maximum amplitudes of the relative angle with the measured angle of rotation of the idler gear in relation to the driving gear, it can be determined that the idler gear moves well beyond the mean circumferential backlash of  $j_t = 5.089 \cdot 10^{-3}$  rad in Fig. 10 a) and b). There is consequently a lengthening of the lines of action, which occurs due to elastic deformation of the teeth due to the high tooth forces occurring during the impact processes.

Table 2: Viscosity data and formulations of the oils examined

	PAO/HC/SN	PAG2
<b>Kin. viscosity 40 °C</b>	37.20 mm <sup>2</sup> /s	32.00 mm <sup>2</sup> /s
<b>Kin. viscosity 100 °C</b>	7.10 mm <sup>2</sup> /s	7.10 mm <sup>2</sup> /s
<b>Density 15 °C</b>	862.0 kg/m <sup>3</sup>	1,022.6 kg/m <sup>3</sup>
<b>Dyn. viscosity 80 °C</b>	9.03 mPas	10.44 mPas
<b>Base oils</b>	PAO, SN, White oil	PAG oil soluble
<b>Additives</b>	EP/AW, dispersing PAMA	Little AW

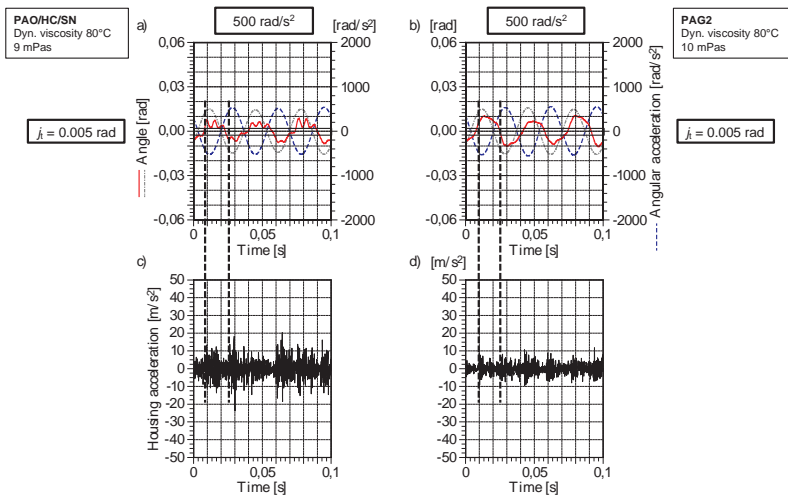


Fig. 10: Relative angle at angular acceleration amplitude of 500 rad/s<sup>2</sup> with (a) PAO/HC/SN and (b) PAG2 as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

If one compares the behavior of the relative angle of PAO/HC/SN with the oil type PAG2 one finds in particular the absence of the entry impacts on both the face and reverse flanks in the relative angle in Fig. 10 b). Likewise, the use of the PAG2 oil type results in a slightly higher maximum relative angular amplitude, i.e. the elastic deformation of the tooth pairs has increased with PAG2. The non-existent entry impacts lead to a lower housing acceleration with PAG2, see Fig. 10 d). This behavior can be explained by the lower coefficient of friction of PAG2. The coefficient of friction increases at the entry impact, as the tooth tip of the wheel hits the tooth root of the pinion with a large pressure angle. The oil film is scraped away from the tooth tip and the lubrication conditions are shifted more towards boundary/mixed friction.

Fig. 11 shows the relative angle with an increase in the angular acceleration amplitude to 1,500 rad/s<sup>2</sup> with the two different gear oils. Due to the higher angular acceleration amplitude, the periodic vibration behavior between the reverse and face flanks has remained the same for both types of gear oil, whereby the amplitude of the relative angle has increased, i.e. the tooth forces and thus the elastic deformation have become larger due to the higher angular acceleration amplitude. With the PAO/HC/SN oil type, the occurrence of entry impacts is reduced compared to 500 rad/s<sup>2</sup> in Fig. 10 c). On the other hand, the presence of entry impacts on both the reverse flanks and on the working face flanks is greatly increased with the oil type PAG2 compared to 500 rad/s<sup>2</sup>. This leads to higher



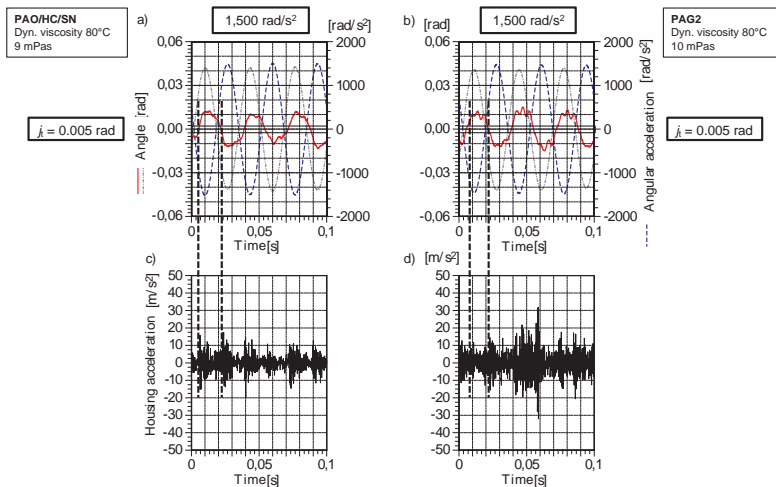


Fig. 11: Relative angle at angular acceleration amplitude of 1,500 rad/s<sup>2</sup> with (a) PAO/HC/SN and (b) PAG2 as well as corresponding housing acceleration (c), (d)

housing accelerations in comparison with the oil type PAO/HC/SN at this angular acceleration amplitude. This behavior of PAG2 at 1,500 rad/s<sup>2</sup> cannot be explained with its lower friction coefficient. It can be deduced that the coefficient of friction of the gear oil also depends on the load in contact. The behavior is non-linear and can also be reversed, so that the coefficient of friction could increase again.

## 9. Summary and outlook

The described studies of the rotational path deviation between the meshing tooth pairs of the fixed and idler gear confirm the previously assumed periodic oscillation of the idler gear within the circumferential backlash [4] through [5]. However, other phenomena are superimposed on this fundamental vibration behavior. The investigation of the rotational path deviation of the meshing tooth pairs showed that the torsional vibration applied to the fixed gear on the gearbox input shaft lead to deviations from the law of gearing. Deviations from the ideal tooth flank geometry lead, in turn, to impacts of the tooth pair that subsequently comes into mesh. The incorrect contact between the two tooth flank geometries due to the excitation of torsional vibrations leads to high tooth forces on the meshing tooth pairs, which lead to these high housing acceleration values. The intensity of the structure-borne noise level thus directly influences the gearbox noise emitted.

To avoid entry impacts, the tooth stiffness should be as high as possible so that the teeth are only slightly displaced under load. A helical gearing is preferred, since the area of meshing is much larger than that of the straight gearing. In addition, with the helical gearing in the direction of the tooth width, viscous shear is generated in the oil, which has a favorable effect on the build-up of the lubricating film in the tooth meshing.

In previous work it was assumed that the tooth flanks impact against each other and that this causes the structure-borne noises. The impact speed plays a role for the intensity of the impact and thus for the level of the gearbox noise. It was assumed that only one impact occurs during a gear mesh [5]. The analysis presented here represent a step forward in understanding the impact processes during torsional vibration excitation and show that noise reduction can be achieved significantly by avoiding entry impacts. This can be accomplished through a targeted selection of the gear set parameters so that incorrect gear tooth flank contact in meshing is avoided or at least reduced as far as possible. Another option is to select a low-friction oil that ensures that the high tooth friction is reduced if the tooth flanks mesh incorrectly. In further series of measurements, different additives and base oil types are examined with regard to the coefficient of friction behavior and noise emissions in gearboxes.

## References

- [1] Lachenmeier, S.; Weck, Manfred; Forschungsvereinigung Antriebstechnik (FVA) (Ed.): Getriebegeräusche. Geräuschuntersuchungen an Leistungsgetrieben. Frankfurt a. M., 1983 (FVA-Forschungsreport 119)
- [2] Tesch, Ferdinand: Der fehlerhafte Zahneingriff und seine Auswirkungen auf die Geräuschabstrahlung. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Ph. D. thesis, 1969
- [3] Gerber, Heinrich: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben. Modellbildung, innere Anregung und Dämpfung. München, Technische Universität München, Ph. D. thesis, 1984
- [4] Brosey, T. G.; Seaman, R. L.; Johnson, C. E.; Hamilton, R. F.: Effect of transmission design on gear rattle and shiftability. In: International Journal of Vehicle Design 7 (1986), pp. 45–66.
- [5] Weidner, Georg: Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben. Stuttgart, Universität Stuttgart, Ph. D. thesis, 1991
- [6] Niemann, W.; Winter, H.: Maschinenelemente. 2<sup>nd</sup> Edition. Springer Berlin Heidelberg, 2003

- [7] Bobach, L.; Beilicke, R.; Bartel, D.; Deters, L.: Thermal elastohydrodynamic simulation of involute spur gears incorporating mixed friction. In: Tribology International 48 (2012), pp. 191–206.
- [8] Hua, D. Y.; Khonsari, M. M.: Application of Transient Elastohydrodynamic Lubrication Analysis for Gear Transmissions. In: Tribology Transactions 38 (1995), pp. 905–913.
- [9] Li, S.; Kahraman, A.: A Transient Mixed Elastohydrodynamic Lubrication Model for Spur Gear Pairs. In: Journal of Tribology - Transactions of the ASME 132 (2010), pp. 011501-1–9.
- [10] Linke, H.: Zahnräder und Zahnradgetriebe. In: Sauer, B. (Ed.): Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. 8<sup>th</sup> Edition. Springer Vieweg Wiesbaden, 2018
- [11] Baumann, A.; Bertsche, B.: Experimental study on transmission rattle noise behaviour with particular regard to lubricating oil. In: Journal of Sound and Vibration 341 (2015), pp. 195–205.

## Nomenclature and Abbreviations

$\alpha$	Pressure angle
$\beta$	Helix angle
$\mu$	Coefficient of friction
$\Delta\theta$	Angle of rotation of the idler gear in relation to the fixed gear
AMT	Automated manual transmission
AW	Anti-wear protection additive
DCT	Dual clutch transmission
disp.	dispersing
dyn.	dynamic
EDU	Electric drive unit consisting of at least a two-stage gear transmission
EP	Extreme pressure, high pressure additive
$F_N$	Normal tooth contact force
$F_{Nmax}$	Maximum normal tooth contact force
$g_{a1}$	Length of action addendum driving gear
$g_{r1}$	Length of action dedendum driving gear
$g_\alpha$	Line of action
HC	Hydrocracked oil
HiL	Hardware in the Loop
HPSTC	Highest point of single tooth contact

$j_t$	Backlash, error in motion that occurs when gears change direction
kin.	kinematic
LPSTC	Lowest point of single tooth contact
MT	Manual transmission
NiCr-Ni	Nickel, chrome-nickel alloy
PAG	Polyalkylene glycol
PAMA	Polyalkyl methacrylate
PAO	Polyalphaolefin
$p_{et}$	Circular pitch
$r_{1/2}$	Radius of pitch circle driving/driven wheel
$r_{a1/2}$	Radius of addendum/outside circle driving/driven wheel
SN	Solvent neutral, solvent refined oil
$v$	Rolling speed in contact area
$v_g$	Sliding portion of rolling speed in contact area
$x$	Point of contact on line of action

### Acknowledgement

The project was carried out at the Institute of Machine Components (IMA), University of Stuttgart and supported by Daimler AG, Evonik Operations GmbH and Deutsche Pentosin-Werke GmbH, Germany.

Consulting and advice in the field of gears and tribology is provided by ZG TriboTech. Visit [linktr.ee/drab](https://linktr.ee/drab) for further details.

## **Bestimmung von dynamischen Eigenschaften bei Elastomerbauteilen mit Kompensation von Laufzeitunterschieden der Messsignale**

### **Determination of dynamic properties of elastomer components with respect to time delays of the measurement signals**

**Timo Roth, Thomas Fürstner, Matthias Kröger,**  
Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung,  
Technische Universität Bergakademie Freiberg;  
**Björn Juretzki,**  
IME Aachen GmbH Institut für Maschinenelemente und  
Maschinengestaltung

#### **Kurzfassung**

Dieser Beitrag zeigt eine Möglichkeit auf, einen stochastischen Laufzeitunterschied zwischen Sensorsignalen mittels statistischer Methoden zu kompensieren. Der Laufzeitunterschied kann zum Beispiel zwischen dem Belastungsmoment und dem Verdrehwinkel bei Elastomerkupplungen auftreten. Da der zeitliche Versatz zwischen diesen physikalischen Größen das Maß für die geleistete Dämpfungsarbeit ist, entsteht hierdurch eine Messabweichung. Sind die Belastungsmomente vergleichsweise klein oder die Kupplung relativ steif, ergeben sich kleine Verdrehwinkel der Kupplung. Diese Messabweichung hat einen großen Einfluss auf das Messergebnis. Da sich aber diese kleinen Winkel mit Winkelsensoren von Torsionsprüfständen (die Winkel über einen weiten Bereich messen müssen) vergleichsweise schlecht auflösen lassen, sind sie für eine genaue Bestimmung der Dämpfungsarbeit ungeeignet und müssen, je nach Prüffrequenz, durch hochauflösende Weg- oder Beschleunigungssensoren an der Kupplung ergänzt werden. Ebendiese erhöhen jedoch durch die häufig längeren sensorinternen Messketten gegebenenfalls die Laufzeitunterschiede der Signale. In diesem Beitrag wird daher ein Überblick über zwei Möglichkeiten des Testsetups für verschiedene Frequenzbereiche (nieder- und hochfrequent) sowie die Kompensation stochastischer Laufzeitunterschiede gegeben.

## 1. Einleitung

Die dynamischen Kenngrößen einer drehelastischen Kupplung haben maßgeblichen Einfluss auf das Schwingungsverhalten von Antriebssträngen und somit auch auf die auftretenden Torsionslasten.

Die Massenträgheitsmomente, Drehsteifigkeiten und Anregungsmomente einer Anlage sind meistens vorgegeben, so dass die Schwingungslasten und -frequenzen hauptsächlich von der Wahl der Kupplung abhängen und durch diese gezielt begrenzt werden. Die Kupplung ist normalerweise das drehweichste Element eines Antriebsstranges, so dass deren Steifigkeit das Schwingungs- und Resonanzverhalten eines Wellensystems maßgeblich beeinflusst. Jedoch muss bei der Dimensionierung des Antriebsstranges beachtet werden, dass die Steifigkeit der Elastomerelemente von der Belastungsamplitude und Mittellast angängig ist (in der Regel ist die Steifigkeit kubisch von der Mittellast abhängig). Somit sind die Eigenfrequenzen eine Funktion der Kupplungslast. Daher ergeben sich je nach Größe des Anregungsmomentes unterschiedliche Resonanzfrequenzen.

Im Bereich der Wellenkupplungen hat sich als Katalogangabe für die Beschreibung der Dämpfungseigenschaften die verhältnismäßige Dämpfung  $\Psi$  nach DIN 740-2 [1] durchgesetzt. Durch eine hohe verhältnismäßige Dämpfung können die Schwingungslasten in Bereich der Resonanzstelle deutlich reduziert werden. Dieses Verhalten wird bei Betrachtung von Bild 1 deutlich, dort ist die Vergrößerungsfunktion  $V_R$  in Abhängigkeit von  $\Psi$  und dem Verhältnis zwischen Anregungs- und Eigenfrequenz (= Frequenzverhältnis  $\eta$ ) dargestellt.

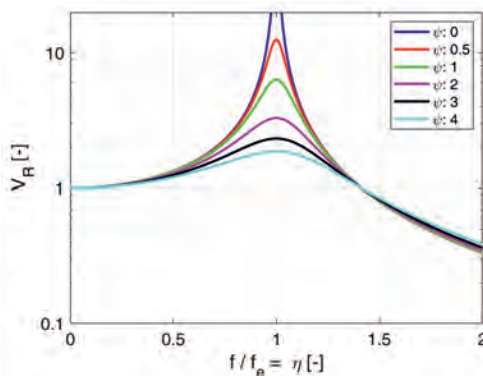


Bild 1: Vergrößerungsfunktion für einen Zweimassenschwinger mit konstanter Steifigkeit, nach [2]

Die Schwingungsamplituden werden reduziert, indem die Schwingungsenergie durch die dämpfenden Eigenschaften des Elastomers in Wärme umgewandelt wird. Aus Bild 1 ist außerdem erkennbar, dass der Betrieb einer Anlage im überkritischen Bereich erfolgen sollte, da ab einem Frequenzverhältnis von  $\sqrt{2}$  die Vergrößerungsfunktion  $< 1$  wird. Die in der Abbildung ablesbare Vergrößerungsfunktion gilt nur für langsames Hochfahren. Beim schnellen Durchfahren des Resonanzbereiches können sich die Torsionsschwingungen nicht zu großen Amplituden aufschwingen. Daher sollte der Resonanzbereich möglichst schnell durchfahren werden, damit sich Schwingungen gar nicht erst aufschaukeln können. Beim Abschalten einer Anlage wird der Resonanzbereich meist langsamer als beim Hochfahren unter Last durchfahren. Daher ergeben sich beim Abschalten in der Regel höhere Torsionslasten [3].

## 2. Dynamische Kennwerte von Kupplungen

Die Ermittlung von Steifigkeit und Dämpfung von Wellenkupplungen erfolgt üblicherweise auf nicht rotierenden servohydraulischen Torsionsprüfständen, da die Zentrifugalkraft in der Regel keinen wesentlichen Einfluss auf diese Kennwerte hat. Durch die viskoelastischen Eigenschaften der Elastomerelemente muss bei den Kennwerten zwischen quasistatischen (Anregungsfrequenz kleiner als 0,1 Hz) und dynamischen unterschieden werden [4], da sich bei dynamischer Anregung höhere Steifigkeiten ergeben.

Für die Ermittlung der Kennwerte wird die Kupplung mit einem harmonischen Drehmoment angeregt und die aufgrund der Dämpfung auftretende Hysterese zwischen Drehmoment und resultierendem Verdrehwinkel ausgewertet. Die Dämpfung kann alternativ auch aus Ausschwingversuchen über das logarithmische Dekrement bestimmt werden. Das Verfahren zur Bestimmung der dynamischen Kennwerte ist in der DIN 740-2 nicht genormt, denn die DIN 740-2 trifft keine Aussage zu der Wahl der Parameter Amplitude und Mittellast der Anregung, Anregungsfrequenz, Art der Anregung (Moment oder Winkel), Form der Anregungsfunktion und Belastungshistorie, die alle einen Einfluss auf die Kennwerte haben. Zwecks Vergleichbarkeit der Kennwerte verschiedener Hersteller empfiehlt es sich das Prüfverfahren der Firma FLENDER [5] zu verwenden. Dabei wird die Kupplung mit einem sinusförmigen Drehmoment bei 10 Hz belastet und die Kennwerte im eingeschwungenen Zustand ermittelt. Aufgrund der stark mittellastabhängigen Steifigkeit wird die Kupplung bei verschiedenen Mittellasten geprüft. Die Lastamplitude beträgt bei allen Betriebspunkten 10% des Nennmoments der Kupplung.

Bei nicht elliptischen Hystereseschleifen können sich die ermittelnden Kennwerte je nach Auswertungsmethode deutlich unterscheiden. Für die Ermittlung der Drehfedersteife nach

DIN 740-2 verbindet man die Stellen der Winkelextrema und der zugehörigen Drehmomente, siehe Bild 2 rechts. Dieses Verfahren wird auch Endpunktlinearisierung genannt. Der Quotient aus Drehmoment- und Winkeländerung stellt die Drehfedersteife dar, siehe Gl. 1. Die verhältnismäßige Dämpfung  $\Psi$  ist definiert als Quotient von Dämpfungsarbeit und elastischer Arbeit eines Hysteresendurchlaufs, siehe Bild 2 rechts sowie Gl. 2.

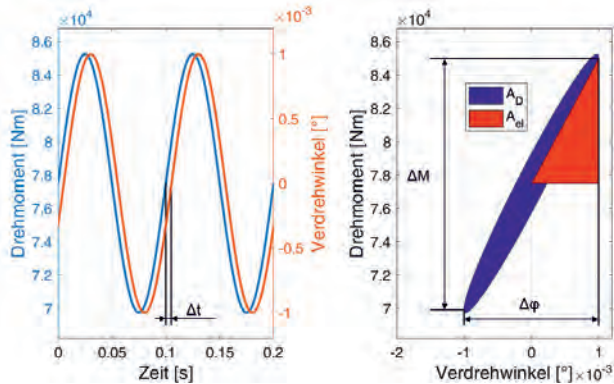


Bild 2: Beispielhafter Drehmoment- und Verdrehwinkelverlauf (links) sowie daraus resultierende Hysterese (rechts)

$$c_T = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} \quad (1)$$

$$\Psi = \frac{A_D}{A_{el}} \quad (2)$$

Den Flächeninhalt der Hysteresenschleife  $A_D$  kann nach der Messung einfach über mathematische Verfahren (z.B. Sehnentrapezformel) numerisch bestimmt werden. Die Dämpfungsbestimmung über den Flächeninhalt bietet den Vorteil, dass dieses Verfahren grundsätzlich für beliebig gekrümmte Kennlinien angewendet werden kann. Bei nicht elliptischen Hysteresen sollte die Auswertung mit Hilfe des Verfahrens der Harmonischen Balance erfolgen, da dieses als einziges Verfahren physikalisch fundiert ist ([6], [7]). Andere Verfahren sind z.B. Endpunktlinearisierung, lineare Regression oder Energiegleichgewicht. Die verhältnismäßige Dämpfung ist bei Elastomerkupplungen nahezu unabhängig von der Lastamplitude, da bei steigender Amplitude sowohl die dynamische Steifigkeit als auch die Dämpfungsarbeit steigen.

Eine alternative Definition der verhältnismäßigen Dämpfung kann bei harmonischem Anregungssignal über den Phasenwinkel  $\delta$  zwischen Momenten- und Verdrehwinkelsignal erfolgen [8]:



$$\psi = 2 \pi \tan(\delta). \quad (3)$$

### 3. Methodik zur Messung kleiner Winkel

Aufgrund des progressiven Steifigkeitsverhaltens der dämpfenden Elastomerelemente ergeben sich bei hohen Mittellasten kleine Verdrehwinkel. Auch gibt es sehr harte Dämpfungselemente aus thermoplastischen Elastomeren (z.B. mit einer Härte von 64 Shore D), die eine höhere Steifigkeit (und geringe Dämpfung) besitzen als Elemente aus „klassischen“ Elastomeren. Aufgrund der sich ergebenden kleinen Verdrehwinkel muss dieser mit einer sehr hohen Auflösung erfasst werden. Je nach untersuchtem Frequenzbereich – nieder- bzw. hochfrequent – müssen hierbei auch unterschiedliche Messsensoren und darauf basierend unterschiedliche Auswertungsroutinen verwendet werden. Die beiden Frequenzbereiche haben keine strikte Abgrenzung zueinander, vielmehr existiert ein fließender Übergang im Bereich 10 bis 100 Hz. Somit hängt die Unterscheidung und Einteilung dieser zwei Bereiche vor allem vom verwendeten Sensortyp und dem Hersteller ab und sollte je nach tatsächlichem Prüf- und Messaufbau individuell bewertet werden.

#### 3.1 Niederfrequenter Messbereich

Aufgrund der großen möglichen Verdrehwinkel (üblicherweise  $\pm 50^\circ$ ) von servohydraulischen Torsionsprüfständen werden dort üblicherweise potentiometrische, induktive oder kapazitive Winkelsensoren verbaut. Diese weisen typischerweise einen Messfehler in der Größenordnung von  $0,08^\circ$  auf [9]. Das birgt somit eine erhebliche Unsicherheit bei der Bestimmung der dynamischen Kennwerte bei kleinen Verdrehwinkeln. Daher bietet es sich an, für die Messung kleiner Verdrehwinkel laseroptische Triangulationssensoren zu verwenden, die die Relativverdrehung der Kupplungsnapen zueinander messen. Dafür wird zum Beispiel der Triangulationssensor mit einem Haltegestell über den Kupplungsnapen platziert, siehe Bild 3. Der Laserpunkt wird dabei auf ein zusätzliches Messblech auf der Kupplungsnapen der Drehmomentanregung ausgerichtet.

Bei größeren Napen kann der laseroptische Sensor auch an der nicht rotierenden Nabe befestigt werden. Dadurch können die reinen Kennwerte der Kupplung selbst ohne den Einfluss des Prüfstandes oder die Anbindung zum Prüfstand gemessen werden.

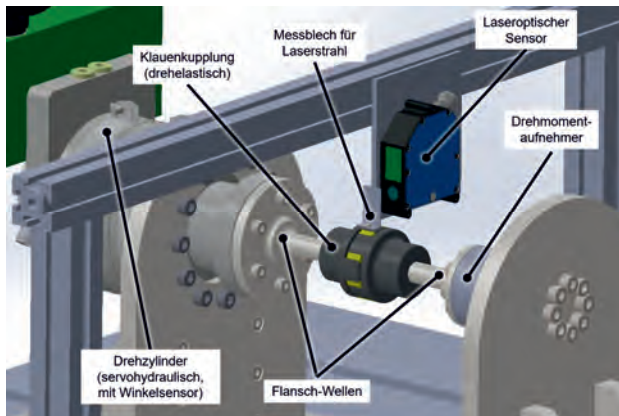


Bild 3: Prüfaufbau mit laseroptischem Sensor für eine drehelastische Klauenkupplung

Der gemessene Abstand  $\Delta x$  zwischen Messblech und laseroptischem Sensor kann anschließend mit dem Abstand zur Drehachse der Kupplung  $R$  in den Verdrehwinkel  $\Delta\varphi$  umgerechnet werden:

$$\Delta\varphi = \arctan(\Delta x/R). \quad (4)$$

Der verwendete Triangulationssensor besitzt beispielsweise eine Auflösung von  $0,5 \mu\text{m}$  [10]. Anhand von Gl. 4 ist erkennbar, dass mit Vergrößerung von  $R$  bei gleichbleibender Auflösung von  $\Delta x$  kleinere Verdrehwinkel aufgelöst werden können. Durch den verwendeten Triangulationslaser ergibt sich selbst bei kleinen Kupplungen, z.B. bei einem Abstand  $R$  von 50 mm des Lichtpunktes zur Rotationsachse, eine sehr kleine theoretische Winkelauflösung von ca.  $0,6 \cdot 10^{-3}^\circ$ . Durch die geringe Größe des Lichtpunktes von ca. 1 mm Durchmesser kann der Abstand zur Rotationsachse der Kupplung sehr genau eingestellt und gemessen werden.

### 3.2 Hochfrequenter Messbereich

Mit zunehmenden Prüffrequenzen sinkt der Verdrehwinkel, und solche Triangulationslaser gelangen an die Grenzen ihres Messbereichs und deren Messungengenauigkeit steigt. Daher sollten für höhere Frequenzen Beschleunigungssensoren verwendet werden. Piezoelektrische Beschleunigungssensoren haben den Vorteil, dass sie zudem sehr klein und leicht sind. Der hier verwendete uniaxiale Beschleunigungssensor 353B15 der Firma PCB Piezotronics besitzt eine Höhe von 10,9 mm, einen Durchmesser von 7,9 mm und ein Gewicht von 2 g [11]. Durch

die geringe Größe und damit verbundenem kleinen notwendigen Bauraum, können diese ebenfalls direkt an der Kupplungsnahe angebracht werden.

Um aus dem gemessenen Beschleunigungssignal  $a(t)$  das Wegsignal  $s(t)$  zu erhalten, muss dieses doppelt über der Zeit integriert werden:

$$s(t) = \int_0^t \int_0^t a(t^*) dt^* \quad (5)$$

Nach Gl. 4 wird allerdings nicht das Zeitsignal des Weges  $s(t)$  direkt, sondern lediglich die Wegamplitude bzw. der Relativabstand der Kupplungsnahe zueinander  $\Delta x$  benötigt. Somit kann für harmonische Schwingungen aus der Beschleunigungsamplitude  $\hat{a}$  mittels

$$\hat{s} = \frac{\hat{a}}{(2\pi f)^2} \quad (6)$$

die Wegamplitude  $\hat{s}$  berechnet und anschließend der Drehwinkel bestimmt werden, vgl. Gl. 4. Hierbei ist zu erwähnen, dass durch die Amplitudenbetrachtung in Gl. 6 die Phaseninformation des Messsignals  $\delta_a$  gleich der Phase des neu berechneten Signals ist. Allerdings ist zu beachten, dass das Wegsignal immer um  $180^\circ$  phasenversetzt zum Beschleunigungssignal auftritt. Daher erfolgt die Korrektur der Phase mittels

$$\delta_s = \delta_a + 180^\circ. \quad (7)$$

Die Bestimmung des Verdrehwinkels über das Messen des Beschleunigungssignals eignet sich vor allem bei hohen Prüffrequenzen. Dies liegt daran, dass die Messgröße (Beschleunigung) nach Gl. 6 quadratisch mit steigender Prüffrequenz zunimmt, weswegen auch bei sehr kleinen Verdrehwinkeln immer noch große Beschleunigungsamplituden auftreten und diese somit gut messtechnisch erfasst werden können.

Mit steigender Messfrequenz werden allerdings die Massenträgheitsmomente aller zusätzlichen Bauteile inkl. der Kupplungsscheibe relevant. Bei geringen Prüffrequenzen sind die Effekte oft noch vernachlässigbar klein, gewinnen mit steigender Frequenz aber immer mehr an Bedeutung, siehe Bild 4 blaue Linie. Daher müssen sowohl die Massenträgheiten sämtlicher Befestigungen, z.B. Schrauben, Muttern, Unterlegscheiben als auch die Messsensoren selbst in der Bestimmung der Steifigkeit der Kupplungen berücksichtigt werden. Hierbei ist für alle Bauteile zu beachten, dass bei einer Drehbewegung sich das Trägheitsmoment  $J$  eines Körpers  $K$  aus dem Volumenintegral des Radius  $r$  und der Dichte  $\rho$

$$J = \int_K r^2 \rho dV \quad (8)$$

ergibt. Für eine idealisierte Punktmasse  $m$  wie beispielsweise ein Piezosensor oder eine Schraube, die parallel zur Drehachse positioniert wird, kann diese Gleichung auch mit

$$J \approx mr^2 \quad (9)$$

approximiert werden. Das Gesamtträgheitsmoment kann dann aus den Summen der Einzelträgheitsmomente  $J_{ges} = \sum_i J_i$  bestimmt und zusammen mit der Prüffrequenz bei der Berechnung der dynamischen Steifigkeit

$$c = \frac{M}{\varphi} + J(2\pi f)^2 \quad (10)$$

berücksichtigt werden. Durch die erneute quadratische Beziehung der Frequenz zur Steifigkeit wird auch diese Abhängigkeit vor allem bei hohen Prüffrequenzen besonders wichtig.

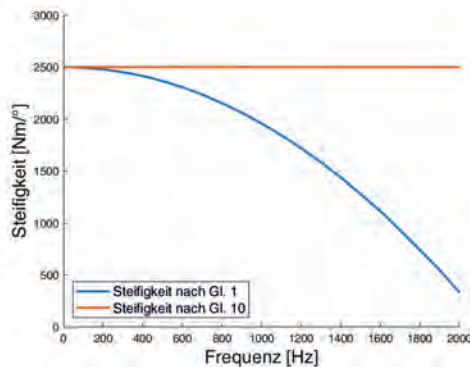


Bild 4: Exemplarischer Vergleich der Steifigkeiten nach Gl. 1 (Quotient aus gemessenem Moment zu gemessenem Winkel) und Gl. 10 (Berücksichtigung der Massenträgheiten) einer Beispielkupplung

#### 4. Methodik zur Kompensation von Laufzeitunterschieden

Wie bereits in Gl. 3 gezeigt, ist die verhältnismäßige Dämpfung  $\Psi$  nur vom Phasenwinkel  $\delta$  zwischen Torsionsmoment und Verdrehwinkel abhängig, da bei viskoelastischem Materialverhalten die Verformung die gleiche Frequenz wie die Anregung besitzt [12]. Aus dem zeitlichen Versatz  $\Delta t$  zwischen Torsionsmoment und Verdrehwinkel, siehe hierfür auch Bild 2 links, lässt sich auf den Phasenwinkel  $\delta$  schließen, wenn der zeitliche Versatz mit der Anregungsfrequenz  $f$  und dem Vollwinkel multipliziert wird:

$$\delta = \Delta t \cdot f \cdot 360^\circ. \quad (11)$$

Aus Gl. 11 sowie Gl. 3 wird deutlich, dass die gemessene verhältnismäßige Dämpfung durch einen Laufzeitunterschied zwischen den Signalen zusätzlich vergrößert oder verkleinert wird, da die verhältnismäßige Dämpfung  $\Psi$  letztendlich nur von dem zeitlichen Versatz zwischen Drehmoment- und Verdrehwinkelsignal abhängig ist. Bei einem um 2 ms nachteilendem Signal

des Winkels ergäbe sich bei einer Prüffrequenz von 10 Hz eine errechnete verhältnismäßige Dämpfung von 0,79 im dämpfungsfreien System. Die verhältnismäßige Dämpfung von Elastomerkupplungen liegt üblicherweise im Bereich 0,3 - 2,2 ( [5], [13], [14], [15] ), so dass diese zeitliche Verzögerung der Signale von 2 ms die verhältnismäßige Dämpfung völlig verfälscht.

Der verwendete laseroptische Triangulationssensor hat zwischen Eingangsreaktion und Ausgangssignal eine interne Verzögerungszeit von 1,2 bis 1,6 ms [10]. Der interne Laufzeitunterschied muss innerhalb der angegebenen Schwankungsbreite als stochastischer Fehler betrachtet werden, da die den Wert bestimmenden Größen nicht ermittelt werden können. Die Größe des Laufzeitunterschiedes ergibt sich beim Beginn einer Messung und bleibt aufgrund der Sensoreigenschaften innerhalb einer Messung konstant.

Für das Anregungsmoment und dem Winkelsignal des Prüfstandes kann aufgrund der Messketteneigenschaften davon ausgegangen werden, dass diese Signale zeitsynchron aufgezeichnet werden.

Der Laufzeitunterschied zwischen zusätzlichem und dem prüfstandsinternen Winkelsensor wird für jede Messung mittels der Position des Maximums der Kreuzkorrelation beider Signale bestimmt. Bevor die eigentliche Bestimmung des Laufzeitunterschiedes der aufgezeichneten Signale mittels Kreuzkorrelation durchgeführt wird, müssen die entsprechenden Signale aufbereitet werden. Das Verfahren zur Bestimmung des zeitlichen Versatzes zwischen den Signalen ist in Bild 5 zusammengefasst. Zuerst wird das Winkelsignal des prüfstandsinternen Sensors sowie das des zusätzlichen Sensors mittels Normierung auf dieselbe Amplitude und denselben Mittelwert gebracht. Die erreichbare Auflösung einer Kreuzkorrelation ist grundsätzlich von der Abtastrate der Signale abhängig. Daher werden in die aufgezeichneten Datenpunkte Zwischenwerte eingefügt, so dass eine feinere Zeitauflösung des Laufzeitunterschiedes durch die Korrelationsfunktion möglich ist. Die eingefügten Zwischenwerte werden dabei mittels linearer Interpolation berechnet, da dadurch der ursprüngliche Verlauf der Messdaten nicht verändert wird. In den Bereichen der Winkelumkehrung ist die Amplitude des Rauschens verglichen mit der Winkelgeschwindigkeit klein. Durch diese Eigenschaft würde die Genauigkeit der nachfolgenden Kreuzkorrelation negativ beeinflusst. Daher werden diese Bereiche anschließend entfernt. Schließlich wird die Kreuzkorrelation beider Signale durchgeführt.

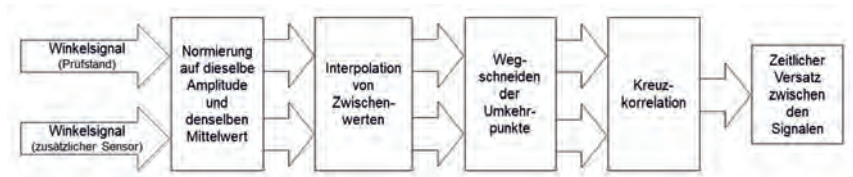


Bild 5: Ablauf zur Bestimmung des zeitlichen Versatzes zwischen Signalen

Die Kreuzkorrelation wird mit wachsender Messdauer genauer, da dadurch die Streuung der ermittelten Laufzeitunterschiede sinkt. Die Kreuzkorrelationsfunktion ist grundsätzlich für unendliche Messdauern definiert. Daher werden für die Bestimmung des zeitlichen Versatzes viele Lastwechsel ausgewertet.

Um das Verfahren zu testen werden synthetische Daten mit folgenden Eigenschaften erstellt:

- Abtaste: 1000 Hz
- Verdrehwinkelamplitude:  $1 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ$
- Anzahl der Lastwechsel: 40
- Zeitversatz zwischen Drehmoment- und Winkelsignal des Prüfstands: 3,7 ms
- Zeitversatz zwischen den beiden Winkelsignalen: 1,4 ms

Um ein verrauschtes Signal zu generieren, wird das Signal des prüfstandsinternen Winkelsensors mit einem weißen Rauschen und einer Oberschwingung der zehnfachen Schwingungsfrequenz überlagert. Das Signal des zusätzlichen Sensors ist ein ungestörtes Sinussignal. Zu Vergleichszwecken wird zusätzlich ein ungestörtes Signal des prüfstandsinternen Sensors erzeugt.

Die generierten Signaldaten werden anschließend mit dem entwickelten Algorithmus - auf Basis der Kreuzkorrelation - zur Bestimmung des Zeitversatzes ausgewertet.

Es erfolgen zwei Versuchsreihen:

1. Variation der Schwingfrequenz zwischen 1 bis 20 Hz: Die Amplitude des weißen Rauschens beträgt 30% der Verdrehwinkelamplitude. Die Amplitude der 10. Oberschwingung beträgt 3% der Verdrehwinkelamplitude.
2. Variation der Amplitude des weißen Rauschens zwischen Null und 50% der Verdrehwinkelamplitude: Die Amplitude der zehnfachen Oberschwingung beträgt 10% der jeweiligen Amplitude des weißen Rauschens. Die Frequenz wird konstant auf 10 Hz gehalten.

Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Bild 6 dargestellt. Links in diesem Bild sind drei exemplarische Hystereseschleifen der ersten Versuchsreihe bei 10 Hz abgebildet. Beim Vergleich der unverrauschten Winkelsignale ist zu erkennen, dass der Zeitversatz des zusätzlichen Winkelsensors zu einem höheren Flächeninhalt der Hystereseschleife führt. Dadurch steigt auch die verhältnismäßige Dämpfung.

In der Mitte von Bild 6 sind die Ergebnisse der ersten Versuchsreihe dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Zeitversatz zwischen den beiden Winkelsignalen bei verschiedenen Frequenzen, trotz der großen Rauschamplitude von 30% der Verdrehwinkelamplitude, sehr gut durch das Korrelationsverfahren bestimmt wird.

Die ermittelten Zeitversätze aus den Daten der zweiten Versuchsreihe werden rechts im Bild 6 gezeigt. Trotz der teilweise sehr verrauschten Winkelsignale des Prüfstands wird der Zeitversatz sehr gut bestimmt. Es ist jedoch zu erkennen, dass die Genauigkeit des Verfahrens mit steigender Rauschamplitude etwas abnimmt.

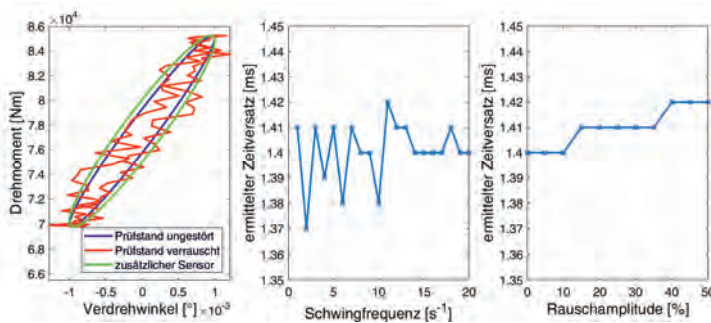


Bild 6: Exemplarische Hysteresen (links), Ermittelter Zeitversatz in Abhängigkeit der Schwingfrequenz (Mitte), Ermittelter Zeitversatz in Abhängigkeit der Rauschamplitude (rechts)

## 5. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird ein Überblick über die experimentelle Bestimmung von Steifigkeits- und Dämpfungskennwerten im nieder- und hochfrequenten Bereich von Elastomerkupplungen gegeben. Dabei wird gezeigt, dass die ermittelten Kennwerte vom Prüfaufbau und -verfahren abhängig sind. So müssen beispielsweise bei hochfrequenten Prüfungen die Massenträgheiten der angeregten Komponenten bei der Bestimmung der Steifigkeit berücksichtigt werden. Auch wird gezeigt, dass der Laufzeitunterschied zwischen Sensorsignalen einen entscheidenden Einfluss bei der Bestimmung der verhältnismäßigen Dämpfung hat.

Daher wird ein Verfahren vorgestellt, bei dem der Laufzeitunterschied zwischen verschiedenen Signalen bei der Kupplungsprüfung bestimmt werden kann. Das entwickelte Verfahren ist nicht auf einen speziellen Prüfaufbau oder Sensortyp beschränkt. Das hat zur Folge, dass Sensoren verwendet werden können, die auf verschiedenen physikalischen Prinzipien basieren, wie beispielsweise Optische-, Induktive-, Thermische- oder Ultraschall-Sensoren.



## 6. Literatur

- [1] DIN 740-2: *Nachgiebige Wellenkupplungen - Begriffe und Berechnungsgrundlagen*, August 1986.
- [2] W. Benz, „Zur Berechnung drehelastischer Kupplungen,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Nr. 1, pp. 3-11, 1941.
- [3] W. Benz, „Elastische Kupplungen - Einsatz und Betriebserfahrungen,“ *Tagung Antriebselemente: Lager, Kupplungen, Zahnräder und Getriebe - VDI Tagungsheft Nr. 2*, pp. 97-106, 1953.
- [4] H. Peeken und C. Troeder, *Elastische Kupplungen*, Springer-Verlag, 1986.
- [5] FLENDER, Katalog FLE 10.2 - ELASTISCHE KUPPLUNGEN N-EUPEX, RUPEX UND N-BIPEX, Ausgabe 2021 DE.
- [6] M. Spitz, *Modellbasierte Lebensdauerprognose für dynamisch beanspruchte Elastomerbauteile - Dissertation*, Universität Duisburg-Essen, 2012.
- [7] R. Käsler, *Standardisiertes Prüfverfahren zur Kennwertermittlung und Dimensionierung von Elastomerelementen in nachgiebigen Verbindungen - Dissertation*, Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, 1997.
- [8] M. Waltz, *Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnradern - Dissertation*, RWTH Aachen, 2005.
- [9] TRANSTEK, Series 600 Spec Sheet.
- [10] MICRO-EPSILON, Betriebsanleitung optoNCDT 1700 und optoNCDT 1710.
- [11] PCB Piezotronics, Accelerometer Data Sheet, Modell Number 353B15, 2011.
- [12] DIN 53513 - *Bestimmung der visko-elastischen Eigenschaften von Elastomeren*, März 1990.
- [13] K.-H. Grote und J. Feldhusen, DUBBEL - Taschenbuch für den Maschinenbau, 22. Auflage, Springer-Verlag, 2007.
- [14] R + W, PRÄZISIONSKUPPLUNGEN, Ausgabe 04/2015.
- [15] RINGSPANN, Produktkatalog Wellenkupplungen, Ausgabe 2019/2020.



# Identifikation nichtlinearer Strukturen

## Vergleichbarkeit von Random- und Gleitsinus-Anregung

**Martin Tang**, M.Sc., Dr.-Ing. **Marc Böswald**, Dr.-Ing. **Yves Govers**,  
Institut für Aeroelastik, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR),  
Göttingen

### Kurzfassung

Reale Strukturen weisen oftmals ein nichtlineares Verhalten auf, das durch Reibung oder auch Spiel in Fügestellen verursacht wird. Gerade bei Leichtbaustrukturen können Nichtlinearitäten erheblichen Einfluss auf das dynamische Antwortverhalten nehmen. Die Charakterisierung von Nichtlinearitäten während eines Modaltests ist in der Luftfahrtindustrie von großem Interesse. Hier wird das tatsächliche Schwingungsverhalten in Form modaler Parameter, wie z.B. Eigenfrequenzen, Dämpfungsmaßen und Eigenschwingungsformen, experimentell ermittelt bzw. identifiziert. Mit Hilfe der am Boden identifizierten Modaldaten kann z.B. die Stabilität der Schwingungen eines Flugzeugs im Flug analysiert werden. In der aktuellen Identifikationsmethodik mit Gleitsinus-Anregungen ist eine Unsicherheit in den identifizierten Parametern enthalten, da die Annahme der Linearität verletzt wird. Es wird eine alternative Methode mit Random-Anregung vorgestellt, die es erlaubt, linearisierte Frequenzgänge aufzunehmen. Diese ermöglichen anschließend eine verbesserte linearisierte Identifikation. Das Verfahren wird zunächst theoretisch an einem Ein-Massen-Schwinger gezeigt und später an einer Laborstruktur in die Praxis übertragen. Die Ergebnisse werden so aufbereitet, dass diese mit den Ergebnissen aus den Gleitsinus-Anregungen verglichen werden können. Die abschließende Bewertung der Methode zeigt das Potenzial der hier vorgeschlagenen Methodik.

### 1. Einleitung

Für die Modellbildung mechanischer Strukturen ist die modale Identifikation von großem Interesse. Die Anwendung von Verfahren der experimentellen Modalanalyse (EMA) auf Schwingungsmessdaten liefert dabei unabhängige Daten für die Validierung numerischer Modelle. Die EMA-Verfahren wurden dabei unter der Annahme der Linearität des Testobjekts hergeleitet und können somit auch nur in diesem Fall brauchbare Ergebnisse liefern. Komplexe Strukturen weisen oftmals nichtlineares Verhalten auf. In diesem Fall sind die modalen Parameter keine Konstanten mehr und die klassische experimentelle Modalanalyse ist nur bedingt anwendbar.

Dennoch haben sich die modalen Parameter als nützliche Größe erwiesen, so dass die Abschätzung dieser Parameter auch für nichtlineare Systeme von Bedeutung ist. Bei schwach nichtlinearen Systemen ist eine Beschreibung mit Hilfe von Impedanzkurven möglich, in der die Eigenfrequenz z.B. als Funktion der Antwortamplitude aufgetragen wird. Die Erzeugung solcher Impedanzkurven erfordert z.B. mehrere Gleitsinus-Anregungen, die nacheinander mit ansteigenden Kraftamplituden durchgeführt werden. Die so erzeugten Schwingungsmessdaten werden anschließend in mehreren linearen Modalanalysen ausgewertet, um so die Eigenfrequenzen für das jeweilige Antwortamplitudenniveau festzustellen [1].

Allerdings kommt es im Falle der Gleitsinus-Anregung bei hinreichend starker Nichtlinearität zu Verzerrungen der gemessenen Frequenzgänge, womit die Analyse deutlich erschwert wird. Die Modalanalyse liefert genauere Ergebnisse, wenn die analysierten Frequenzgänge bestmöglich den linearen Annahmen entsprechen. Eine Random-Anregung kann z.B. eine Linearisierung des Strukturverhaltens durch die Eigenschaften der Anregung erzwingen [2]. Im Gegensatz zur Gleitsinusanregung wird die gesamte Energie der Anregung allerdings über einen weiten Frequenzbereich verteilt, so dass die Antwortamplituden bei diskreten harmonischen Frequenzen vergleichsweise klein bleiben. Eine weitere Schwierigkeit ergibt sich bei den Impedanzkurven, da die identifizierten Eigenfrequenzen als Funktion der Antwortamplitude dargestellt werden. Während das bei quasi-stationärer harmonischer Anregung wie im Gleitsinus noch gut möglich ist, ist das bei Random-Anregung deutlich schwieriger, da die Anregung bei vielen verschiedenen Anregungsfrequenzen simultan erfolgt. In der Literatur wird die Random-Anregung bereits für die Identifikation nichtlinearer Systeme vorgeschlagen. Insbesondere in Kombination mit einem H1-Schätzer für die Identifikation einer linearisierten Übertragungsfunktion [3]. Die linearisierte Identifikation wird dann als Grundlage für die Identifikation des nichtlinearen Systems verwendet. Weiterhin wurde im Rahmen einer operationellen Modalanalyse, in der Random-Anregung angenommen wird, modale Parameter einer nichtlinearen Struktur abgeschätzt [4]. Die Frage nach der Vergleichbarkeit mit analytischen Ergebnissen verbleibt allerdings ungewiss.

Wie bereits erwähnt, werden mit der Random-Anregung kleinere Antwortamplituden erreicht, als es beispielsweise mit langsamer Gleitsinus-Anregung möglich ist. Durch Optimierung des Crest-Faktors (Scheitelfaktor) kann bei Random-Anregung ein höheres Anregungsniveau eingestellt werden [5]. Deutlich besser als ein pures Zufallssignal hat sich Pseudorandom gezeigt. Hierbei werden Sinussignale mit gleicher Amplitude und zufälliger Phase aufaddiert, um ein Random-ähnliches Signal zu erzeugen [6]. Durch eine Crest-Faktor optimierte schmalbandige Pseudorandom-Anregung kann das Anregungsniveau einer nichtlinearen

Resonanzstelle gezielt variiert werden was die Bestimmung einer Impedanzkurve grundsätzlich ermöglicht. Die aus identifizierten Eigenfrequenzen erzeugten Impedanzkurven können bei harmonischer Anregung oder Random-Anregung z.B. über die Theorie der Describing Functions überprüft werden [7]. Für die Random-Anregung wird eine Vergleichsamplitude hergeleitet, um die Ergebnisse aus Random-Anregung mit denen aus quasi-stationärer harmonischer Anregung vergleichbar zu machen.

## 2. Methoden

Als theoretische Grundlage wird die Describing Function verwendet, die es ermöglicht nichtlineare Funktionen auch im Falle großer Amplituden zu linearisieren. Dabei werden harmonische Funktionen zugrunde gelegt (harmonische Linearisierung). Es kann jedoch auch ein stochastisches Signal zugrunde gelegt werden. Die Anwendbarkeit dieser stochastischen Linearisierung für experimentelle Untersuchungen wurde bereits gezeigt [8]. Allerdings wurde dort mit Hilfe dieses Verfahrens nur ein einzelnes Element linearisiert, um etwa für eine einzelne Feder eine äquivalente Steifigkeit zu bestimmen.

Beispielhaft für die Anwendung einer Describing Function wird die Federkennlinie aus Bild 1 verwendet. Dies entspricht einer Feder mit Spiel unter Vorspannung. Nach 0.05 m wird das Spiel erreicht, so dass die Federsteifigkeit einbricht. Nach 0.1 m wird das Spiel überwunden und die ursprüngliche Federsteifigkeit stellt sich wieder ein.

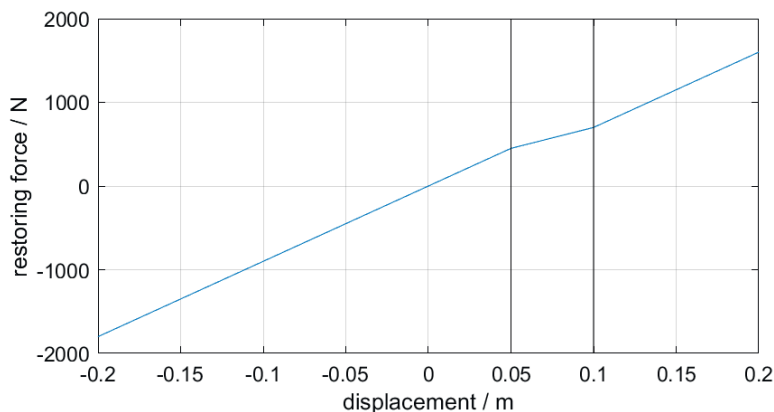


Bild 1: Beispiel einer nichtlinearen Federkennlinie mit Spiel

Um eine äquivalente Steifigkeit für ein nichtlineares Element zu bestimmen, wird eine Deformation vorgegeben und eine äquivalente lineare Federsteifigkeit bestimmt, der den quadratischen Fehler zwischen nichtlinearer und äquivalenter linearer Federkraft minimiert. Die vorgegebene Deformation kann eine Sinusfunktion sein, in der dann eine Periode betrachtet wird oder ein Zufallssignal ausreichender Länge, um die Statistik des Signals angemessen zu beschreiben. Das wird nun für verschiedene Amplituden wiederholt, um eine linearisierte Kennlinie für verschiedene Antwortamplituden zu generieren. Die äquivalente Amplitude für das Zufallssignal wird mit Hilfe des Effektivwerts berechnet, der mit  $\sqrt{2}$  skaliert wird. Dies entspricht einer energieäquivalenten Amplitude des Zufallssignals im Vergleich zu einem harmonischen Signal.

Bild 2 zeigt für diese Federkennlinie das Ergebnis der harmonischen Linearisierung (blau) und einer stochastischen Linearisierung (rot). Es ist zu sehen, dass die beiden Kennlinien in Bild 2 aus Random- und Sinus-Anregung nicht identisch sind. Beide Kurven zeigen aber einen ähnlichen Verlauf. Die beiden schwarzen vertikalen Linien zeigen die Position des Spiels. Bei dem Sinus bricht die äquivalente Steifigkeit genau an dieser Grenze ein, wie es zu erwarten ist. Nachdem das Spiel nach der zweiten vertikalen Linie überwunden ist, steigt die äquivalente Steifigkeit auch wieder an. Anders als bei der Kurve aus dem Zufallssignal. Dort bricht die Kurve bereits vor der ersten vertikalen schwarzen Linie ein. Das ist damit zu erklären, dass im Zeitschrieb die äquivalente Amplitude überschritten wird und damit die äquivalente Steifigkeit bereits vorher einbricht. Aufgrund der unterschiedlichen Statistik zwischen Sinus- und Zufallssignal kommen daher unterschiedliche Werte zustande. Grundsätzlich zeigen aber beide Kurven einen ähnlichen Verlauf, so dass eine Vergleichbarkeit für dieses Beispiel gegeben ist.

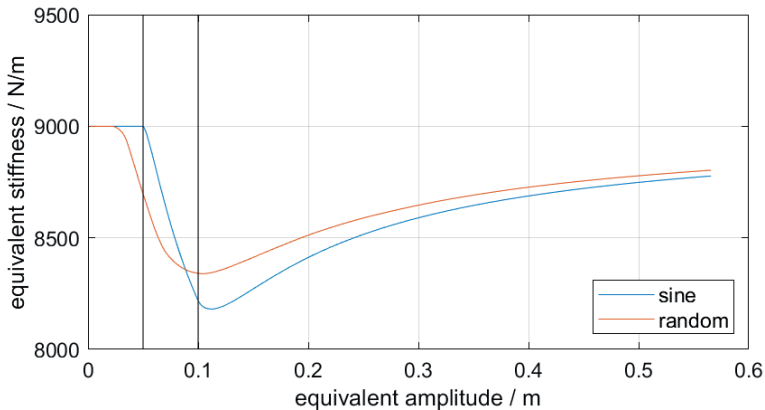


Bild 2: Linearierung der Federkennlinie mit Spiel aus Bild 1

In der vorliegenden Arbeit wird im Gegensatz zur Anwendung von Hagedorn und Wallaschek [8] das Gesamtsystem linearisiert um äquivalente modale Parameter im Sinne von Eigenfrequenzen und Dämpfungen zu bestimmen. Weiterhin wird auf die Vergleichbarkeit dieser beiden Vorgehensweisen eingegangen.

Als Grundlage für die Identifikation wird zum einen Gleitsinus-Anregung verwendet und zum anderen Random-Anregung, wie es in der experimentellen Modalanalyse üblich ist [1]. Anschließend werden aus den Daten die Frequenzgänge erzeugt, um mit Frequenzbereichsverfahren der experimentellen Modalanalyse die modalen Parameter zu identifizieren. Wie bereits erwähnt kann eine Gleitsinus-Anregung bei einem nichtlinearen System zu einem erheblich verzerrten Frequenzgang führen, was für die experimentelle Modalanalyse von Nachteil ist.

Um eine lineare Approximation des Systems zu erhalten wird für die Bestimmung der Frequenzgänge der H1 Schätzer mit der Welch-Methode eingesetzt [3]. Der H1-Schätzer ist zu bevorzugen im Falle, wenn Messfehler (z.B. Rauschen) im Wesentlichen im Ausgangssignal auftreten. Das nichtlineare Verhalten wird daher als Fehler im Ausgangssignal interpretiert und das bestmögliche lineare System approximiert. Dieses Vorgehen ist im Einklang mit der Describing Function Method, da auch dort ein äquivalentes lineares System nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate abgeschätzt wird.

Im Experiment sind Random-Anregungen einfach umzusetzen und die Schätzer für lineare Frequenzgänge sind in kommerziellen Programmen bereits implementiert. Begrenzend sind

jedoch die niedrigen Antwortamplituden der Struktur, der maximal mögliche Effektivwert der Erregerkraft (Strombegrenzung der Magnetspule) als auch die maximal mögliche Hubbewegung der Erreger.

Das Pseudorandom weist weniger abrupte Änderung des Signals auf, wodurch Erreger nicht so schnell in die Hubbegrenzung laufen. Die Crest-Optimierung des Signals ermöglicht zusätzlich höhere Effektivwerte und damit auch eine bessere Ausnutzung der Erreger und in Folge dessen höhere Antwortamplituden der Struktur. Weiterhin kann der anzuregende Frequenzbereich mit Pseudorandom besser eingestellt werden, indem das Erregerspektrum gezielt Spektrallinie für Spektrallinie vorgegeben wird. Die Antwortamplitude aus Random-Anregung wird maximiert, indem der Frequenzinhalt um die Resonanzstelle konzentriert wird. Allerdings sollte der Frequenzinhalt groß genug sein, dass genügend Spektrallinien vorhanden sind, sodass das Signal noch als Zufallssignal interpretiert werden kann und auch die Crest-Optimierung möglich ist. Weiterhin können die Antwortamplituden noch vergrößert werden, indem der modale Kraftvektor der zu untersuchenden Eigenform maximiert wird. Das wird durch eine korrelierte Anregung durch mehrere Shaker gleichzeitig erreicht. Die anschließende Signalverarbeitung erfordert dann allerdings eine spezielle Auswertung [9], um mit korrelierter Mehrpunktanregung umgehen zu können.

Ein periodisches Random wiederholt dasselbe Signal immer wieder. Für eine entsprechende Linearisierung des Systems muss allerdings ein weiter Bereich der nichtlinearen Funktion abgetastet werden. Das Erreger-Signal muss also dementsprechend variieren, so dass es zu einer ausreichenden Mittelung der nichtlinearen Funktion führt. Csurscia [10] schlägt daher vor, mehrere Realisierungen periodischer Pseudosignale zu messen und nochmals darüber zu mitteln. Im Gegensatz dazu wird in dieser Arbeit ein langes Pseudorandom verwendet.



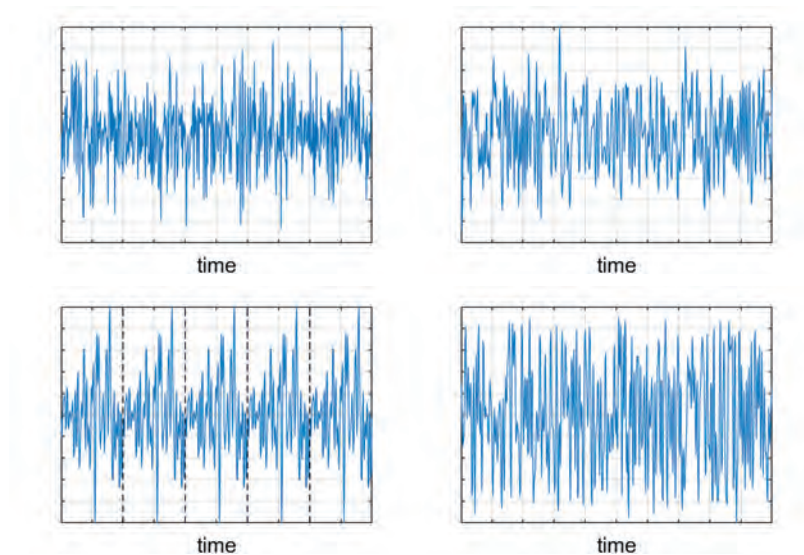


Bild 3: Verschiedene Random-Signale. oben links: Zufallssignal, oben rechts: Pseudorandom, unten links: periodisches Pseudorandom, unten rechts: crest optimiertes Pseudorandom.

Verschiedene Zufallssignale sind in Bild 3 dargestellt. Zwischen dem echten Zufallssignal und den Pseudorandom als Kombination aus verschiedenen Sinusfunktionen ist kaum ein Unterschied erkennbar. Unten links ist ein periodisches Random zu sehen, welches sich fünf Mal im Messzeitraum wiederholt. Unten rechts ist ein Crest optimiertes Random zu sehen. In dem Signal sind weniger Ausreißer zu sehen, so dass das Signal verdichtet wird.

Die Impedanzkurve kann für eine Randomanregung analog zur Gleitsinus-Anregung erzeugt werden, indem mit verschiedenen Lastniveaus angeregt wird und jeweils eine Modalanalyse der Frequenzgänge durchgeführt wird. Jede identifizierte Eigenform wird anschließend über die äquivalente Amplitude aufgetragen, um die gewünschte Impedanzkurve zu erzeugen. Die Vorgehensweise ist in Bild 4 veranschaulicht.

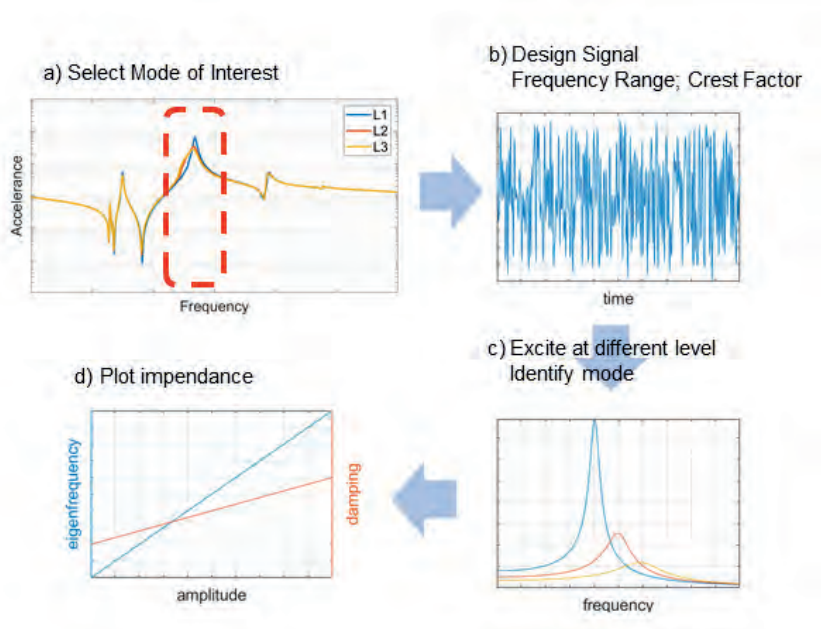


Bild 4: Vorgehensweise für die Identifikation mittels Random-Anregung: a) Eigenform und Frequenzbereich festlegen, b) Crest-optimiertes bandbegrenztes Pseudorandom-Signal erzeugen, c) Frequenzgänge für Pseudorandom-Anregung auf verschiedenen Amplitudenniveaus erzeugen, d) Impedanzkurven erstellen aus Ergebnissen der Modalanalyse der Frequenzgänge unterschiedlicher Amplitudenniveaus

### 3. Anwendung

#### Ein-Massen-Schwinger

Zunächst wird das Vorgehen anhand eines Ein-Massen-Schwingers überprüft. In MATLAB wird eine nichtlineare Simulation implementiert, in der die vorgeschlagene Methode umgesetzt wird. Der Ein-Massen-Schwinger erlaubt den Vergleich mit analytischen Ergebnissen (z.B. mit Harmonischer Balance bzw. Describing Function erzeugt) und damit die Verifizierung des Verfahrens.

Die Federkennlinie aus Bild 1 wird als nichtlineare Feder eingesetzt. Die Masse wird sich nicht verändern, daher kann die äquivalente Eigenfrequenz mit Hilfe der äquivalenten Steifigkeit aus

Bild 4 abgeschätzt werden. Die Masse wird mit 2,3 kg gewählt, so dass eine Eigenfrequenz des zugrunde liegenden linearen Systems von etwa 9,5 Hz erreicht wird. Es wird ein Pseudorandom zwischen 5 und 15 Hz erzeugt und mit unterschiedlichem Crest Faktor optimiert. Gewählt wird ein Wert von 1,5, welches bereits sehr dicht an dem einer harmonischen Funktion liegt, ein Wert von 2 und ein Signal ohne weitere Optimierung, wodurch sich ein Crest Faktor von etwa 3 ergibt.

Mit diesen Signalen wird der Ein-Massen-Schwinger nun auf verschiedenen Anregungsniveaus angeregt. Damit ist eine Datenbasis für die Erstellung der Impedanzkurven gegeben. Aus den geschätzten Übertragungsfunktionen wird mit Hilfe von Peakfit (ein einfaches Ein-Freiheitsgrad-Verfahren der Modalanalyse, siehe [11]) die Eigenfrequenz bestimmt und über die äquivalente Antwortamplitude aufgetragen.

Diese Werte können nun mit den theoretisch berechneten Eigenfrequenzen verglichen werden, wie in Bild 5 als durchgezogene Linien dargestellt. Man erkennt, dass man keine eindeutigen Impedanzkurven bei Random-Signalen unterschiedlicher Crest-Faktoren erhält. Die linearisierte Steifigkeit hängt also von den statistischen Eigenschaften des Random-Signals ab. Die aus simulierten Daten identifizierten Eigenfrequenzen (gepunktete Linien) liegen für die nicht Crest-optimierten Signale in guter Übereinstimmung mit dem analytischen Ergebnis. Bei den Crest-optimierten Erregersignalen ist zu beachten, dass sich die statistischen Eigenschaften des Antwortsignals von denen des Erregersignals unterscheiden. Bei einem realen System ist zudem zu beachten, dass selbst das Kraftsignal, das in die Struktur eingeleitet wird, sich von dem vorgegebenen Erregersignal am Eingang des Leistungsverstärkers unterscheiden kann.

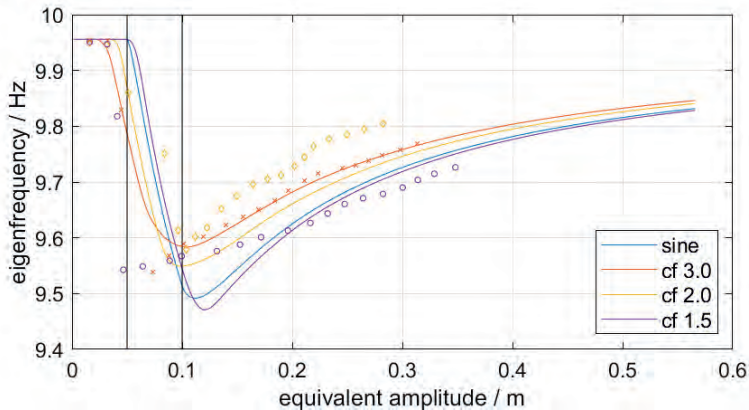


Bild 5: Impedanzkurve für den Einmassenschwinger, durchgezogene Linien entsprechen analytische Ergebnisse und identifizierte Ergebnisse durch Marker gekennzeichnet.

### Laborstruktur AirMod

Als nächstes wird das Verfahren an der Laborstruktur AirMod (Aircraft Model) untersucht. Dabei handelt es sich um eine flugzeugähnliche Struktur mit repräsentativem dynamischen Verhalten [12]. Für die Datenerfassung wird eine SIEMENS Scadas Recorder Messanlage verwendet. Die Anregung erfolgt über einen umgebauten APS-113 Shaker an einem Leistungsverstärker der Marke HUBERT.

Aus vorherigen Untersuchungen ist bekannt, dass die in Bild 6 gezeigte Eigenform eine Nichtlinearität aufweist. Man erkennt, dass bei dieser Eigenform der Rumpf und der Flügel gegeneinander drehen, wie die Schenkel einer Schere. Daher wird diese Eigenform häufig als Scherenmode bezeichnet. Der gemeinsame Drehpunkt der Drehbewegungen von Rumpf und Flügel liegt in deren Schnittpunkt. Die zu untersuchende Eigenform hat eine Eigenfrequenz bei etwa 47 Hz. Durch eine Anregung am hinteren Rumpf in Spannweitenrichtung wird diese Eigenform gut angeregt.

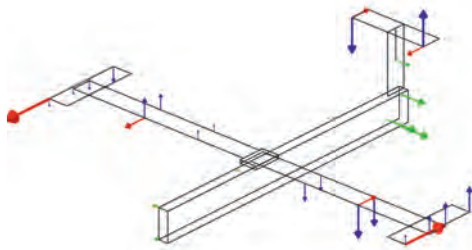


Bild 7: Darstellung der nichtlinearen Eigenform (Scherenmode)

Diese Eigenform soll nun nichtlinear charakterisiert werden, daher wird um die Eigenfrequenz eine bandbegrenzte Random-Anregung von 38 bis 57 Hz generiert und ein Crest-Faktor von 1.6 vorgegeben.

Das MIMO-FRF Modul aus der Software SIEMENS Simcenter Test.Lab erlaubt die Wiedergabe von benutzerdefinierten Signalen simultan zur Messung von Antwort- und Erregerkraftsignalen. Das Berechnen der Frequenzgänge mit Hilfe des H1 Schätzers wird ebenfalls von der Software übernommen. Das gilt jedoch nur für den Fall der Ein-Punkt-Anregung oder unkorrelierten Mehr-Punkt-Anregung. Falls eine Anregung durch ein korreliertes Signal mehrerer Erreger verarbeitet werden soll, ist eine separate Analyse erforderlich.

Das vorbereitete Signal kann nun nach Nutzerwünschen skaliert werden. In diesem Fall wird es mit vier verschiedenen Effektivwerten abgespielt, jeweils die Antwort- und Erregersignale aufgezeichnet und die Übertragungsfunktionen für das jeweilige Anregungsniveau bestimmt. Für jede Messung wird dann eine Modalanalyse durchgeführt und die äquivalente Antwortamplitude für den Erregerpunkt bestimmt.

Als Vergleich werden Gleitsinuskäufe herangezogen, die üblicherweise in Standschwingungsversuchen angewendet werden. Diese werden allerdings für einen breiten Frequenzbereich durchgeführt, in dem nacheinander mehrere Resonanzstellen durchfahren werden. Bild 8 zeigt die Zeitantworten und die Übertragungsfunktion am Anregungspunkt für drei verschiedene Anregungsniveaus. Aus dem Zeitschrieb ist zu sehen, dass verschiedene Resonanzstellen durchfahren wurden. Die Übertragungsfunktion in Bild 8 rechts ist bereits auf den Scherenmode angepasst. L1 repräsentiert dabei das niedrigste Lastniveau bei etwa 16 N, L2 ist das mittlere Lastniveau mit etwa 35 N und L3 das höchste Lastniveau bei 43 N. Beim niedrigen Lastniveau ist in Bild 8 eine symmetrische Resonanzspitze zu erkennen, wie es bei

einem isolierten Mode eines linearen System zu erwarten ist. Mit zunehmender Anregung wird die Kurve aufgrund der Nichtlinearität in der Struktur deformiert, so dass die eindeutige Identifikation mit linearen Methoden erschwert wird bzw. deren Genauigkeit entsprechend abnimmt.

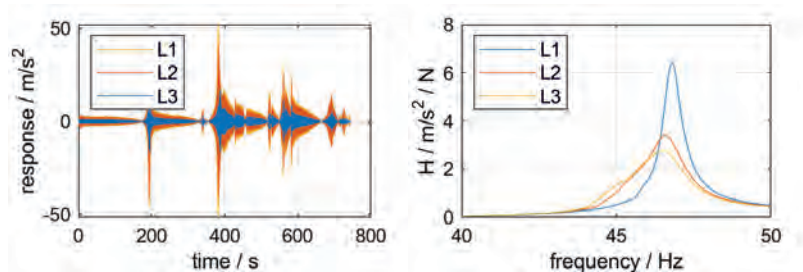


Bild 8: Gleitsinus-Anregung im Zeit- und Frequenzbereich

Bild 8 zeigt links die Zeitantwort, aus der ein Amplitudenspektrum bestimmt werden kann. Das ist erforderlich, um die maximale Antwortamplitude und auch die Kraftamplitude für die jeweiligen Eigenform zu bestimmen. Zusammen mit den Eigenfrequenzen aus der modalen Identifikation kann die Impedanzkurve erstellt werden, indem die zur identifizierten Eigenfrequenz die zugehörigen Antwortamplituden bzw. Kraftamplituden aus den Spektren entnommen werden.

Bild 9 zeigt die Antworten der Random-Anregung auf drei verschiedenen Anregungsniveaus. Die maximalen Kraftwerte bei dem niedrigsten Niveau liegt bei 20 N, L2 hatte Maximalwerte bei etwa 40 N, L3 bei 60 N und das größte Lastniveau lag bei etwa 70 N. Diese Werte sind allerdings nicht direkt vergleichbar mit den Amplituden der Gleitsinus-Anregung. Die Anregungszeit wurde lange gewählt, um ausreichend viele Mittelungen realisieren zu können, damit die Übertragungsfunktion besser abgeschätzt wird. Die so ermittelte Übertragungsfunktion (siehe Bild 8 rechts) entspricht nun auch für höhere Anregungsniveaus denen eines linearen Systems. Damit ist nun eine verbesserte modale Identifikation mit linearen Methoden möglich. Zudem wird aus dem Zeitschrieb ein Effektivwert bestimmt, der durch Multiplikation mit  $\sqrt{2}$  in eine äquivalente harmonische Amplitude umgerechnet werden kann. Mit beiden Information kann wiederum die Impedanzkurve erzeugt werden, wie in Bild 10 dargestellt.

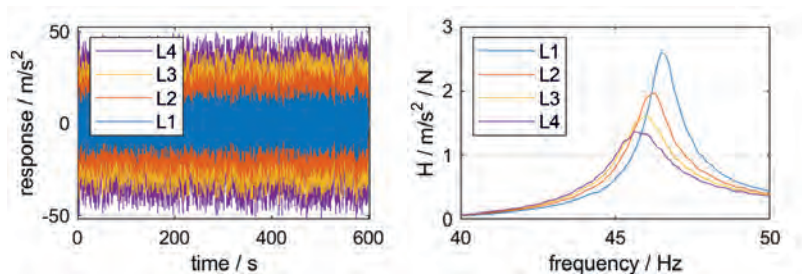


Bild 9: Random-Anregung im Zeit- und Frequenzbereich

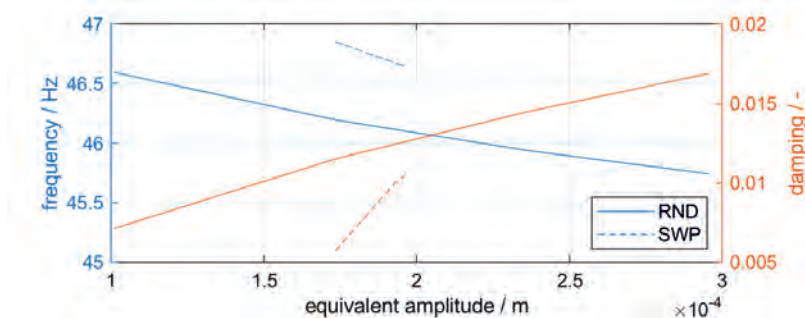


Bild 10: Impedanzkurve aus Gleitsinus (SWP)- und Random (RND)-Anregung im Vergleich

#### 4. Diskussion

Im vorherigen Abschnitt ist die Bestimmung der Impedanzkurve für eine nichtlineare Eigenform mit Hilfe von Gleitsinus-Anregung und mit Hilfe von Random-Anregung beschrieben. Mit der Gleitsinus-Anregung ist es möglich, mit spektral konzentrierter großer Kraftamplitude und einer vergleichbar kurzen Zeit einen großen Frequenzbereich anzuregen. Allerdings ist in Bild 8 rechts zu sehen, dass die Frequenzgänge mit zunehmenden Antwortamplituden von den Erwartungen einer linearen Übertragungsfunktion abweichen. Die Identifikation der modalen Parameter dieser Eigenformen bei großen Antwortamplituden ist daher mit Unsicherheit behaftet, weil die Anforderungen der Verfahren der experimentellen Modalanalyse in zunehmendem Maße verletzt werden. Mit einem Zufallssignal hingegen wird die Anregungsenergie spektral verteilt und ermöglicht die Messung von linearisierten Frequenzgängen. Dadurch wird die Abschätzung der modalen Parameter durch die Identifikationsverfahren verbessert. Durch eine schmalbandige Random-Anregung wird die Anregungsenergie auf einen schmalen Frequenzbereich zu konzentrieren, wodurch größere

Antwortamplituden erreicht werden. Allerdings beschränkt sich die Identifikation dann entsprechend auf den gewählten Frequenzbereich. Weiterhin ist eine recht lange Messzeit erforderlich, um mit Hilfe vieler Mittelungen den gemessenen Frequenzgang zu linearisieren. Dabei ist zu erwähnen, dass je stärker die Nichtlinearität ist, desto mehr Mittelungen benötigt werden damit die Messdauer verlängert wird. Dieser Effekt ist auch von Pintelon und Shoukens [3] beschrieben. Vorteilhaft ist die einfache Umsetzung dieses Verfahrens, weil es sich direkt in die Messprozedur eines Modaltests oder Standschwingungsversuchs integrieren lässt. Keine besondere weitere Verarbeitung ist notwendig.

Bild 10 zeigt den Vergleich der Impedanzkurven, die mit den beiden Anregungsformen erstellt wurden. Der Abbildung zufolge sind mit Random-Anregung scheinbar größere Antwortamplituden möglich. Mit den Gleitsinus-Anregungen wären noch höhere Amplituden möglich gewesen, diese wurden allerdings nicht durchgeführt. Das erste Lastniveau vom Gleitsinus ist mit 16N niedriger als das erste Lastniveau vom Random bei 20N. Dennoch liegt der erste Messpunkt bei einer deutlich höheren Amplitude. Beide Kurven zeigen denselben Trend, allerdings ist ein Offset zwischen beiden Kurven zu sehen. Zum einen ist die Identifikation aus der Gleitsinus-Anregung bei größeren Antwortamplituden mit Unsicherheit behaftet. Zum anderen ist die Linearisierung zwischen Sinus und Random-Anregung nicht identisch aufgrund der unterschiedlichen statistischen Eigenschaften der Antwortsignale, wie es auch beim theoretischen Beispiel illustriert wird.

In realen Versuchen müssen allerdings Lastlimitierungen der zu untersuchenden Struktur berücksichtigt werden, so dass die Kraftamplitude bei Gleitsinustläufen während Resonanzdurchgänge heruntergefahren werden müssen. Diese Begrenzung bei Gleitsinus-Anregung ermöglicht dann eine ähnliche Amplitude mit schmalbandiger Random-Anregungen.

## 5. Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Artikel wurde gezeigt, dass mit Random-Anregung eine verbesserte Identifikation von Strukturen mit nichtlinearen Verhalten ermöglicht wird. Allerdings wird dies mit einer erhöhten Testzeit erkaufte. Zudem wurde aufgezeigt, dass die Ergebnisse mit schmalbandiger Random-Anregung nicht direkt mit traditioneller Gleitsinus-Anregung zu vergleichen sind. Allerdings erhält man denselben Trend und auch die identifizierten Werte von Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaßen liegen nahe beieinander.

Die linearisierten modalen Parameter hängen der beschriebenen Theorie zufolge von den statistischen Eigenschaften der Antworten des Systems ab. Diese Information kann nun beispielsweise auch für die Charakterisierung von Nichtlinearitäten bei der operationellen



Modalanalyse verwendet werden. Bei einer kontrollierten Anregung wird die Änderung der statistischen Eigenschaften der Antwortamplituden nicht sehr groß sein. Insbesondere wenn das Anregungssignal soweit optimiert wird, um Ausreißer zu verhindern. Die Änderung der statistischen Eigenschaften der Antwortsignale während des Betriebs werden deutlich größer ausfallen, wodurch die ermittelte Impedanzkurve einen größeren Bereich umspannt.

## 6. Literatur

- [1] G. Gloth, M. Sinapius, Influence and characterisation of weak non-linearities in swept-sine modal testing, *Aerospace Science and Technology* 8 (2004) 111–120.  
<https://doi.org/10.1016/j.ast.2003.09.005>.
- [2] K. Worden, G.R. Tomlinson, *Nonlinearity in structural dynamics: Detection, identification and modelling*, Institute of Physics Publ, Bristol, 2001.
- [3] R. Pintelon, J. Schoukens, *System Identification: A Frequency Domain Approach*, second., Auflage, John Wiley & Sons, New York, NY, 2012.
- [4] K.K. Vesterholm, R. Brincker, A.B. Brandt, Linearization of modal parameters in Duffing oscillator using the random decrement technique, in: *28th International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA 2018)*, 2018, pp. 2673–2686.
- [5] S. Giclais, P. Lubrina, C. Stéphan, M. Böswald, Y. Govers, J. Ufer, N. Botargues, New excitation signals for aircraft ground vibration testing, in: *Proceedings of the International Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics IFASD 2011*.
- [6] B. Peeters, A. Carrella, J. Lau, M. Gatto, G. Coppotelli, Advanced shaker excitation signals for aerospace testing, in: T. Proulx (Ed.), *Advanced Aerospace Applications*, Volume 1, Springer New York, New York, NY, 2011, pp. 229–241.
- [7] A. Gelb, W.E. Vander Velde, *Multiple-input describing functions and nonlinear system design*, McGraw-Hill, New York u.a., 1968.
- [8] P. Hagedorn, J. Wallaschek, On Equivalent Harmonic and Stochastic Linearization for Nonlinear Shock-Absorbers, in: F. Ziegler, G.I. Schuëller (Eds.), *Nonlinear Stochastic Dynamic Engineering Systems: IUTAM Symposium Innsbruck/Igls, Austria, June 21-26, 1987*, Springer, Berlin, Heidelberg, 1988, pp. 23–32.
- [9] U. Fuellekrug, M. Boeswald, D. Goege, Y. Govers, Measurement of FRFs and modal identification in case of correlated multi-point excitation, *SHOCK AND VIBRATION* 15 (2008) 435–445.

- [10] P.Z. Csurscia, B. Peeters, J. Schoukens, User-friendly nonlinear nonparametric estimation framework for vibro-acoustic industrial measurements with multiple inputs, *Mechanical systems and signal processing* 145 (2020) 106926.  
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.106926>.
- [11] M. Böswald, Analysis of the bias in modal parameters obtained with frequency-domain rational fraction polynomial estimators, in: *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering ISMA2016*, Leuven, Belgium, 2016.
- [12] M. Link, M. FRISWELL, Working Group 1: Generation of validated structural dynamic models - Results of a benchmark study utilising the garteur SM-AG19 test-bed, *Mechanical systems and signal processing* 17 (2003) 9–20.  
<https://doi.org/10.1006/mssp.2002.1534>.

# Aktive trockene Reibungselemente in Tilgerkonfigurationen

**Jimmy Alberto Aramendiz, Alexander Fidlin,**  
Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe

## Kurzfassung

Die Unterdrückung unerwünschter Schwingungen ist seit mehr als einem Jahrhundert eine große Herausforderung. Semi-aktive Dämpfer bieten einen Kompromiss zwischen den hohen Energiekosten aktiver Lösungen und deren erweiterter Flexibilität. Ein nichtlineares System basierend auf trockener Reibung und Keilen wird als Basis für einen semi-aktiven Dämpfer verwendet. Weiterhin werden zwei Regelungsstrategien in Betracht gezogen: eine Eingangs-Ausgangslinearisierung und eine Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen. Simulationen zeigen, dass beide Strategien effektive Ansätze zur Schwingungsminderung darstellen.

## 1 Einleitung

Es gibt zwei Hauptgründe, die Forschung und Entwicklung von schwingungsmindernden Mechanismen voranzutreiben: finanzielle und umwelttechnische Gründe. Die Umsetzung effektiver Dämpfer erzwingt geringere Schwingungsamplituden in mechanischen Systemen. Dies führt letztendlich zu leichten und effizienten Maschinen. Solche Maschinen führen zu einer besseren Produktqualität und zu finanziellen Ersparnissen. Weiterhin bewirken effektive Dämpfer eine höhere Lebensdauer und eine geringere Ausfallzeit in Maschinen, was letztendlich auch finanzielle Ersparnisse mit sich bringt. Die Umweltfaktoren werden von der Politik durch die Gesetze zur Energieeffizienz von Anlagen vorgegeben. Um diese Herausforderung zu meistern, tragen effektiver Dämpfer dazu bei, indem Sie nicht ständig Energie dissipieren. Ein energieeffizienter Dämpfer dissipiert nur dann Energie, wenn dies zur Funktionserfüllung bzw. Systemschutz erforderlich ist.

Obwohl passive Lösungen eine effektive Alternative zur Schwingungsminderung darstellen, bieten solche Systeme keine universelle Lösung zur Schwingungsminderung. Aktiv oder semi-aktiv gesteuerte Dämpfungsmechanismen stellen eine logische Erweiterung passiver Ansätze dar. Aktive Dämpfer generieren die erforderliche Kraft, die auf das System wirken soll. Im Unterschied dazu variieren semi-aktive Dämpfer Systemparameter, wie z.B. eine Dämpfung oder Steifigkeit, um das Systemverhalten zu beeinflussen. Der indirekte Weg über eine Parameterveränderung hat jedoch seine Nachteile. Dadurch, dass die geregelten Systemparameter oft ein Systemzustand multiplizieren, ist die dazu erforderliche Regelung meistens nichtlinear. Weiterhin kann aufgrund begrenzender Parameterbereiche, wie z.B. ausschließlich positive Parameter, nicht jede Kraft generiert werden. Dennoch führt der Einsatz semi-aktiver Dämpfer zu geringeren Energiekosten. Eine Eigenschaft, die diese Lösung attraktiv macht. Wichtige Ansätze in der Entwicklung solcher Mechanismen können aus der Arbeit von KARNOPP et al. [5] entnommen werden. In der Arbeit wurde untersucht, wie eine Änderung der Dämpfung geschickt zur Vibrationsisolation eingesetzt werden kann. Zusätzlich

beschäftigt sich die Arbeit mit der sogenannten Skyhook-Regelung. Der semi-aktive Dämpfer wird zwischen zwei beweglichen Punkten platziert und reagiert entsprechend auf deren Relativkoordinate. Dennoch versucht die Regelung, einen Dämpfer zu simulieren, der gegenüber der Umgebung fixiert ist. Reibungsbasierte Systeme wurden auch in Verbindung mit einer semi-aktiven Regelung untersucht. LANE und FERRI zum Beispiel setzten ein LQ-Regler mit einer Stellbegrenzung ein, um die Normalkraft zu modulieren [6].

Die oben genannten semi-aktiven Dämpfer reduzieren Vibrationen durch das Einbringen maximaler Dämpfung. Diese Vorgehensweise ist jedoch nicht der einzige Mechanismus zur Vibrationsreduktion. Schwingungen können vor allem bei einer konstanten Betriebsfrequenz durch Absorption reduziert werden [3]. Alternativ kann auch zur Schwingungsminderung Haften eingesetzt werden, da eine Verschiebung der Strukturresonanzen beim Haften stattfindet [4]. Vor allem die Kombination dieser Mechanismen wurde von aktiven Regelungsstrategien noch nicht in Betracht gezogen. Eine ideale Regelstrategie führt zu Energiedissipation oder Resonanzverschiebung in der Nähe der Resonanzfrequenz und zur Tilgung in der Nähe des Betriebspunktes. Somit zielt die komplementäre Nutzung dieser Schwingungsreduktionsmechanismen auf einen breitbandigen, robusten Dämpfer ab.

In Abschn. 2 wird das zugrunde liegende, passive mechanische System beschrieben. Es wird besonders auf die Vorteile dieser passiven Variante und deren Einschränkungen eingegangen. Die Grundlage der Regelungsstrategie basierend auf einer Eingangs-Ausgangslinearisierung wird in Abschn. 3 betrachtet. Anschließend wird die adaptive Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen in Abschn. 4 erläutert. In Abschn. 5 werden die beiden Regelungsstrategien miteinander verglichen, deren Vor- und Nachteile sowie Simulationen diskutiert. Die wesentlichen Erkenntnisse werden in Abschn. 6 zusammengefasst.

## 2 Mechanisches System

Um die Wirkungsweise des semi-aktiven abgestimmten Keildämpfers zu untersuchen, ist es vorteilhaft, zuerst die Dynamik des zugrunde liegenden mechanischen Systems zu betrachten. Zunächst wird auf das passive System näher eingegangen. Weiterhin werden ausgewählte Systemcharakteristiken vorgestellt, die einen Eindruck der passiven Systemdynamik verschaffen.

Das passive mechanische System wird in Abb. 1 dargestellt. Das System besteht aus einem Hauptsystem und dem abgestimmten Keildämpfer. Das Hauptsystem wird durch die Masse  $m_1$  und die Feder  $c_1$  dargestellt und wird durch die Kraft  $F(t)$  angeregt. Mit dem Ziel, dessen Systemdynamik zu verbessern, wird der abgestimmte Keildämpfer dem Hauptsystem hinzugefügt. Der abgestimmte Keildämpfer besteht aus einer sekundären Masse  $m_2$ , einer sekundären Feder  $c_2$  und zwei segmentierten Kontaktflächen, die durch die tertiäre Feder  $c_3$  an die sekundäre Masse gepresst werden. Die Vorspannung der segmentierten Kontaktfläche wird durch die Vorspannlänge  $\Delta \ell$  beschrieben. Zwischen den Kontaktflächen und der sekundären Masse herrscht trockene Reibung.

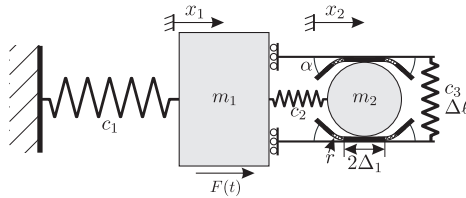


Abb. 1: Mechanische System zur Erprobung der Regelungsstrategie.

Die Neuheit dieses reibungsbasierten abgestimmten Keildämpfers liegt in der Gestaltung seiner Gleitkontaktflächen. Das gewählte Design ermöglicht es dem Dämpfer, zwischen zwei Schwingungsreduzierungsmechanismen zu wechseln: der Schwingungsabsorption und der Schwingungsdämpfung. Solange die Schwingungen ausreichend klein sind, schwingt die sekundäre Masse innerhalb des  $2\Delta_1$ -Bereichs und durch die richtige Wahl der Vorspannung beeinflusst Reibung die Schwingungen minimal oder überhaupt nicht. Innerhalb dieses Bereichs arbeitet der Dämpfer als ein Schwingungstilger und verringert Schwingungen nahezu perfekt für die abgestimmte Tilgungsfrequenz  $\Omega_{Til} = \sqrt{c_2/m_2}$ . Wenn die relative Schwingungsamplitude die  $\Delta_1$ -Schwelle überschreitet, beeinflussen die Keilsegmente die Dynamik des Dämpfers. Dies führt zu einer variablen Kontaktkraft und damit zu einer variablen Reibkraft. Diese Reibkraft ist proportional zur relativen Verschiebung zwischen den Massen. Die abgestimmte Auswahl des Keilwinkels  $\alpha$  und der Vorspannung  $\Delta l$  erlauben eine gezielte Minderung der Schwingungsamplitude. Die Kontaktflächen werden durch die Funktion  $y$  in Abhängigkeit der relativen Auslenkung  $x_{rel}$  beschrieben und nehmen die Form

$$y(x_{rel}) = \begin{cases} -\tan \alpha (x_{rel} + \Delta_2) + r(1 - \cos \alpha), & x_{rel} < -\Delta_2 \\ r - \sqrt{r^2 - (x_{rel} + \Delta_1)^2}, & -\Delta_2 < x_{rel} < -\Delta_1 \\ 0, & |x_{rel}| < \Delta_1 \\ r - \sqrt{r^2 - (x_{rel} - \Delta_1)^2}, & \Delta_1 < x_{rel} < \Delta_2 \\ \tan \alpha (x_{rel} - \Delta_2) + r(1 - \cos \alpha), & \Delta_2 < x_{rel} \end{cases}, \quad (1)$$

$$\text{mit } x_{rel} = x_2 - x_1 \quad \text{und} \quad \Delta_2 = \Delta_1 + r \sin \alpha \quad \text{an.} \quad (2)$$

Aufgrund der trockenen Reibung hat dieses System zwei unterschiedliche Dynamiken: Die Haftdynamik und die Gleitdynamik. Während das System haftet, wird die Systemdynamik durch zwei Haftbedingungen,  $\dot{x}_1 = \dot{x}_2$  und  $|R| < \mu N$ , und eine Differentialgleichung

$$(m_1 + m_2)\ddot{x}_1 + c_1 x_1 = F \sin \Omega t \quad (3)$$

beschrieben. Die Größen  $R$  und  $N$  stellen die Reibkraft und die Normalkraft am Kontakt dar. Werden die Haftbedingungen verletzt, beginnt die Gleitphase des Systems und dessen Bewegung wird durch zwei Differentialgleichungen beschrieben

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 x_1 - F_{TWD} = F \sin \Omega t, \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + F_{TWD} = 0, \quad (5)$$

$$F_{\text{TWD}} = c_2(x_2 - x_1) + 2c_3(2y + \Delta\ell) \frac{y_x + \mu \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)}{1 - \mu \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) y_x} . \quad (6)$$

In den Glgn. 4 - 6 stellt  $y_x$  die Ableitung der Funktion  $y$  nach der Relativkoordinate dar. Die Dämpferkraft  $F_{\text{TWD}}$  kann in einen dissipationsfreien Anteil und einen dissipativen Anteil zerlegt werden. Diese Zerlegung führt zu

$$F_{\text{TWD,c}} = F_{\text{TWD}}(\mu = 0) = c_2(x_2 - x_1) + 2c_3(2y + \Delta\ell) y_x , \quad (7)$$

$$F_{\text{TWD,d}} = F_{\text{TWD}} - F_{\text{TWD,c}} = \frac{2c_3\mu(2y + \Delta\ell)(1 + y_x^2)}{1 - \mu y_x \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)} \operatorname{sgn}(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) . \quad (8)$$

Anhand der Glgn. 7 und 8 sind die Resonanz- und dissipativen Eigenschaften des Dämpfers zu erkennen. Im Resonanzbereich, wo die Schwingungsamplituden größer als  $\Delta_2$  sind, weist das System eine effektive Steifigkeit von  $c_{2,\text{eff}} = c_2 + 4c_3 \tan^2 \alpha$  auf. Wohingegen im Tilgungsbereich, wo die Schwingungsamplituden klein sind, die effektive Steifigkeit allein durch die sekundäre Feder  $c_{2,\text{eff}} = c_2$  bestimmt wird. Weiterhin ist zu erkennen, dass für eine verschwindende Vorspannung die dissipativen Termen im flachen Bereich verschwinden. Dadurch wird die Dissipation im Tilgungsbereich minimiert.

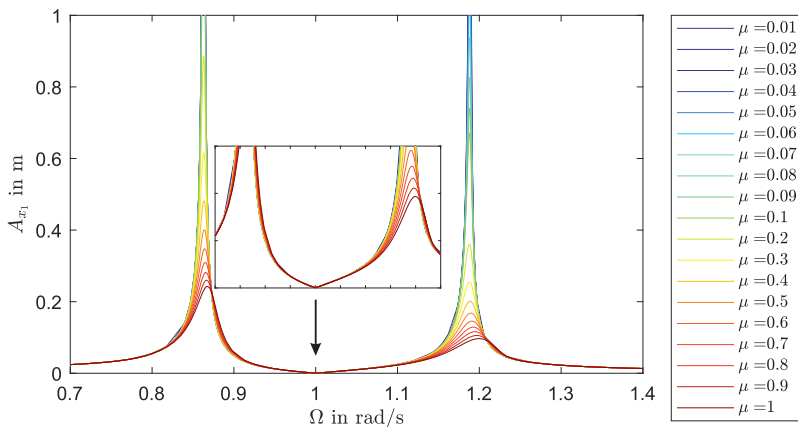


Abb. 2: Parameterstudie für die Reibungskoeffizient bei  $\Delta\ell = 0$ .

In linearen Systemen ist die Wirkung der Dämpfung an der Resonanzamplitude und der Tilgungsamplitude gekoppelt. Diese zwei Amplituden lassen sich nicht gleichzeitig optimieren [3]. Durch die vorgeschlagene Gestaltung der Kontaktflächen lässt sich für  $\Delta\ell = 0$  jedoch diese Kopplung nahezu aufheben. Dieser Effekt wird in Abb. 2 beobachtet. Eine Erhöhung des Reibungskoeffizienten zwischen den Flächen bewirkt eine Reduktion der Maxima und der Tilgungspunkt bleibt unverändert. Aus Abb. 2 ist jedoch auch ersichtlich, dass zur effektiven Senkung der Maxima hohe Reibwerte notwendig sind. Solche Reibwerte werden in Bremsen umgesetzt [2]. Nachteilig an diesen Reibungskoeffizienten ist jedoch, dass sie zu einem hohen Verschleiß führen. Wo ein Austausch nicht möglich ist oder eine lange Lebensdauer angestrebt wird, muss eine Schwingungsdämpfung mit

einem niedrigen Reibwert auskommen. Um einen Dämpfer über ein breites Eigenschaftsspektrum zu optimieren, sind weitere Ansätze notwendig.

Eine Antwort wird in der Gestaltung eines semi-aktiven Dämpfers gefunden. Durch die semi-aktive Gestaltung lassen sich gezielt Parameter ändern, um in den kritischen Bereichen eine höhere Dämpfung zu erzielen. Weiterhin lässt sich nicht nur Dämpfung, sondern auch Absorption und Haften als Alternativen einsetzen. Mithilfe solcher Ansätze lassen sich effektive Dämpfer mit einem geringen Reibwert realisieren und dadurch eine Erhöhung der Lebensdauer des Dämpfers bewirken.

### 3 Eingangs-Ausgangslinearisierung

Wie in [1] dargestellt, bewirken die angewinkelten Segmente mithilfe trockener Reibung eine pseudo-viskose Dämpfung. Dies hat den Vorteil, dass die Dämpfungseigenschaften robuster gegenüber äußeren Einflüssen (z. B. Temperatur) sind. Zusätzlich haben solche Dämpfer eine einfachere Form, da keine Flüssigkeit abgedichtet werden muss, jedoch ist die Dynamik des passiven Systems stark nichtlinear. Die Grundidee der Eingangs-Ausgangslinearisierung besteht darin, zuerst die im System vorhandenen Nichtlinearitäten durch den Reglereingriff zu kompensieren, um anschließend die etablierten Methoden der linearen Regelung anwenden zu können [7]. Die Kompensation der Nichtlinearität bringt auch den Vorteil der besseren Nachvollziehbarkeit des Systemverhaltens, was oft die mit der Komplexität des Verfahrens zusammenhängenden Nachteile überwiegt. Dadurch bietet diese Regelungsstrategie in Kombination mit dem zugrunde liegenden mechanischen System eine praktische und robustere Umsetzung des aktiven viskosen Systems.

Da diese Strategie nur während des Gleitens eine Wirkung auf die Hauptmasse hat, werden vorerst nur diese Gleichungen im Gleitfall betrachtet. Um die Transformation in ein lineares System durchzuführen, muss das System in eine eingangsaffine Zustandsraumdarstellung gebracht werden. Werden der Winkel  $\alpha$  und die Vorspannlänge  $\Delta\ell$  als Eingangsgröße verwendet, wird festgestellt, dass das System in den Glgn. 4 - 6 nicht eingangsaffin ist. Dies liegt daran, dass die Eingangsgrößen nichtlinear in den Gleichungen vorkommen. Um dies umzugehen, wird ein zusätzlicher Integrator in die Regelung eingeführt. Dies führt zu der Zustandsraumdarstellung mit der Form

$$\bar{\mathbf{x}} = [x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2, \alpha, \Delta\ell]^\top, \quad \bar{\mathbf{u}} = [\xi \ \eta]^\top, \quad \bar{y} = \frac{m_1 x_1 + m_2 x_2}{m_1 + m_2}, \quad (9)$$

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ m_1^{-1}(F_{\text{TWD}}(\bar{\mathbf{x}}) - c_1 x_1) \\ -m_2^{-1}F_{\text{TWD}}(\bar{\mathbf{x}}) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \xi + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \eta = \bar{\mathbf{a}} + \bar{\mathbf{b}}_1 \xi + \bar{\mathbf{b}}_2 \eta. \quad (10)$$

In den Glgn. 9 und 10 sind  $\bar{\mathbf{x}}$  die Zustandsgrößen,  $\bar{\mathbf{u}}$  die Eingangsgrößen und  $\bar{y}$  die Ausgangsgröße des erweiterten Systems. Weiterhin wird die Position des Schwerpunktes als Ausgangsgröße ge-

wählt. Das Einführen des Integrators hat zur Folge, dass nicht direkt die Eingangsgröße  $\alpha$  und  $\Delta\ell$  geregelt werden, sondern jeweils ihre Zeitableitungen  $\xi$  und  $\eta$ . Um die Koordinatentransformation zu bestimmen, macht sich die Transformation die Lie-Ableitungen zunutze. Diese werde nach den Vorschriften

$$L_{\bar{\mathbf{a}}}\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) = \frac{\partial \bar{\mathbf{y}}}{\partial \bar{\mathbf{x}}} \bar{\mathbf{a}}, \quad L_{\bar{\mathbf{b}}}L_{\bar{\mathbf{a}}}\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) = \frac{\partial L_{\bar{\mathbf{a}}}\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}})}{\partial \bar{\mathbf{x}}} \bar{\mathbf{b}} \quad \text{und} \quad L_{\bar{\mathbf{a}}}^2\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) = L_{\bar{\mathbf{a}}}L_{\bar{\mathbf{a}}}\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) \quad (11)$$

berechnet. Die Lie-Ableitung  $L_{\bar{\mathbf{a}}}\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}})$  stellt die Richtungsableitung von  $\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}})$  nach  $\bar{\mathbf{a}}$  dar. Zunächst wird die Ausgangsgröße abgeleitet, bis die Eingangsgrößen in den Ableitungen auftreten. Die Berechnung der Ableitungen führt zu

$$\frac{d\bar{\mathbf{y}}}{dt} = L_{\bar{\mathbf{a}}}\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}), \quad \frac{d^2\bar{\mathbf{y}}}{dt^2} = L_{\bar{\mathbf{a}}}^2\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}), \quad (12)$$

$$\frac{d^3\bar{\mathbf{y}}}{dt^3} = L_{\bar{\mathbf{a}}}^3\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}), \quad \frac{d^4\bar{\mathbf{y}}}{dt^4} = L_{\bar{\mathbf{a}}}^4\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}), \quad (13)$$

$$\frac{d^5\bar{\mathbf{y}}}{dt^5} = L_{\bar{\mathbf{a}}}^5\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) + \begin{bmatrix} L_{\bar{\mathbf{b}}_1}L_{\bar{\mathbf{a}}}^4\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) & L_{\bar{\mathbf{b}}_2}L_{\bar{\mathbf{a}}}^4\bar{\mathbf{y}}(\bar{\mathbf{x}}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ \eta \end{bmatrix} = \mathbf{v}. \quad (14)$$

Die Größe  $\mathbf{v}$  stellt die neue Eingangsgröße des transformierten Systems dar. Aus Glg. 14 kann jedoch  $\mathbf{v}$  nicht bestimmt werden. Zur eindeutigen Bestimmung von  $\mathbf{v}$  wird ein Optimierungsproblem mit einer Nebenbedingung formuliert. Das Optimierungsproblem minimiert dabei die gewichtete Summe der Eingangsgrößen  $\xi$  und  $\eta$  und bestimmt dadurch eine eindeutige Lösung. Die Optimierung hat die Form

$$\text{minimiere} \quad f(\xi, \eta) = \frac{1}{2}k_1\xi^2 + \frac{1}{2}k_2\eta^2 \quad \text{wobei} \quad g(\xi, \eta) = \frac{d^5\bar{\mathbf{y}}}{dt^5} - \mathbf{v} = 0. \quad (15)$$

Der nächsten Schritt des Reglerentwurfs ist die Bestimmung von  $\mathbf{v}$  bzw. die Regelung des linear transformierten Systems. Das lineare System besitzt im Zustandsraum die Zustände

$$\mathbf{z} = \left[ \bar{\mathbf{y}}, \frac{d\bar{\mathbf{y}}}{dt}, \frac{d^2\bar{\mathbf{y}}}{dt^2}, \frac{d^3\bar{\mathbf{y}}}{dt^3}, \frac{d^4\bar{\mathbf{y}}}{dt^4} \right]^\top \quad \text{und mit} \quad \frac{d^5\bar{\mathbf{y}}}{dt^5} = \mathbf{v} \quad \text{folgt} \quad (16)$$

$$\dot{\mathbf{z}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{4 \times 1} & \mathbf{I}_{4 \times 4} \\ 0 & \mathbf{0}_{1 \times 4} \end{bmatrix} \mathbf{z} + \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{4 \times 1} \\ 1 \end{bmatrix} \mathbf{v} = \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}\mathbf{v}. \quad (17)$$

In dieser Arbeit wird ein Regler mit zwei Freiheitsgraden eingesetzt, der aus einem LQ-Regler und einem Vorfilter besteht. Dieser Reglerentwurf ergibt

$$\mathbf{K} = [K_0, K_1, K_2, K_3, K_4]^\top, \quad (18)$$

$$\begin{aligned} v = & -K_0(\bar{\mathbf{y}} - \bar{\mathbf{y}}_d) - K_1 \left( \frac{d\bar{\mathbf{y}}}{dt} - \frac{d\bar{\mathbf{y}}_d}{dt} \right) - K_2 \left( \frac{d^2\bar{\mathbf{y}}}{dt^2} - \frac{d^2\bar{\mathbf{y}}_d}{dt^2} \right) - K_3 \left( \frac{d^3\bar{\mathbf{y}}}{dt^3} - \frac{d^3\bar{\mathbf{y}}_d}{dt^3} \right) \\ & - K_4 \left( \frac{d^4\bar{\mathbf{y}}}{dt^4} - \frac{d^4\bar{\mathbf{y}}_d}{dt^4} \right) + \frac{d^5\bar{\mathbf{y}}_d}{dt^5}. \end{aligned} \quad (19)$$

In der obigen Gleichung ist  $\bar{\mathbf{y}}_d$  die gewünschte Solltrajektorie. Da die Minderung von Schwingungen von Hauptinteresse ist, wird die Solltrajektorie zu null gesetzt, um Schwingungen gering zu halten. Die Matrix  $\mathbf{K}$  wird aus der Lösung der Riccati-Gleichung für den LQ-Regler bestimmt. Weiterhin werden Stellbegrenzungen an den Größen  $\xi$  und  $\eta$  sowie  $\alpha$  und  $\Delta\ell$  berücksichtigt. Ein Gesamtbild der Regelung wird in Abb. 3 dargestellt.



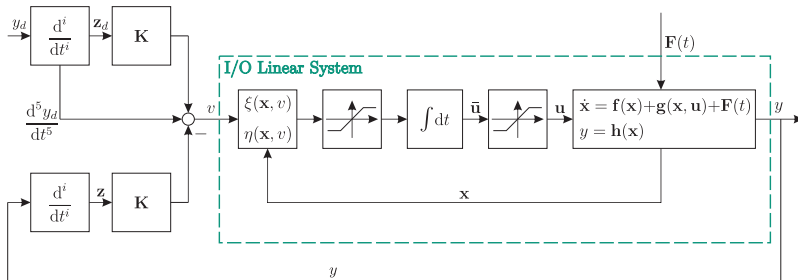


Abb. 3: Regelstruktur der Eingangs-Ausgangslinearisierung.

#### 4 Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen

Die Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen basiert auf der adaptiven Regelung mit Referenzmodellen. Die adaptive Regelung unterscheidet sich von der klassischen Regelung dadurch, dass deren Regelkreis zwei Schleifen besitzt: die klassische Regelungsschleife und die Adaptionsschleife. Es ist die Aufgabe der Adaptionsschleife, Änderungen am System zu erkennen und entsprechend die Parameter des Reglers anzupassen. Die hier vorgeschlagene Regelung basiert auf den Erweiterungen von MORSE [8] und NARENDRA und BALAKRISHNAN [9]. In ihrer Arbeit wird vorgeschlagen, mehrere Modelle mit ihrem entsprechenden Regler gleichzeitig einzusetzen. Alle Modelle werden parallel simuliert oder identifizieren die Regelstrecke gleichzeitig.

Die hier beschriebene Regelung hat mit [9] gemeinsam, dass mehrere Modelle gleichzeitig simuliert werden. Die Struktur des Entscheidungskriteriums ist ebenfalls eine weitere Ähnlichkeit. Der Unterschied in der Vorgehensweise liegt darin, dass die Regelung dieser Arbeit keine Identifikation durchführt. Stattdessen versucht die Regelung, ähnlich wie in [8], zu bestimmen, welche Eingangsgrößen der Modelle die größte Schwingungsreduktion bewirken. Zu diesem Zweck werden drei Modelle parallel simuliert. Diese Modelle stellen die Mechanismen zur Schwingungsreduktion dar: maximale Dissipation, Absorption und Verschiebung der Strukturresonanzen durch Haften. Anstelle von Referenzmodellen setzt diese Regelung Aktuierungsmodelle ein.

Die Struktur der Regelung kann aus Abb. 4 entnommen werden. Die Zustände des Systems  $x = [x_1, x_2, \dot{x}_1, \dot{x}_2]^T$  werden zurückgeführt und jedes Modell bekommt als Eingangsgrößen diese Zustände und das Rücksetzsignal  $r$ . Je nach Periode des Rücksetzsignals  $T_r$  werden bei jeder steigenden Flanke die Zustände der Modelle gleich den Zuständen des Systems gesetzt. Das Zurücksetzen der Zustände der Aktuierungsmodelle ist notwendig, damit diese eine Aussage über das zukünftige Verhalten der Strecke treffen können. Wird dies ausgelassen, dann driften die nicht eingesetzten Aktuierungsmodelle stark von der Strecke ab und können somit keine relevante Vorhersage über das Systemverhalten liefern. Weiterhin simulieren die Aktuierungsmodelle die Wirkung ihrer Parameterwahl unter Berücksichtigung eventueller Haft-Gleit-Übergänge jedoch ohne Kenntnis der

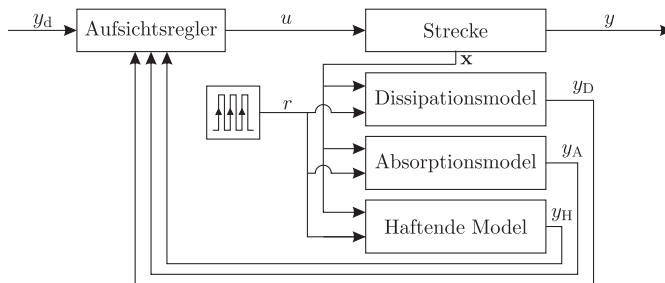


Abb. 4: Regelstruktur der Multiple Model Control

Störung  $F(t)$ . Die Ausgänge der Modelle werden zum Aufsichtsregler zurückgeführt und abschließend entscheidet dieser, welcher der drei Parametervorschläge angenommen wird. Aus Abb. 4 lassen sich die klassischen Regelungs- und Adaptionsschleifen nicht eindeutig voneinander trennen. Eine Adaption ist jedoch an der Regleranpassung je nach Leistung der Aktuierungsmodelle zu erkennen. In dieser Struktur verschmelzen die Regelungs- und Adaptionsschleifen in eine verzweigte Schleife. Abgesehen davon ist das Adaptionsgesetz im Aufsichtsregler enthalten.

Das Dissipationsmodell stellt die Parameter nach der Skyhook-Regelung ein. Sofern die Relativegeschwindigkeit zwischen den Massen  $\dot{x}_{\text{rel}} = \dot{x}_2 - \dot{x}_1$  und die Absolutgeschwindigkeit der Hauptmasse verschiedene Vorzeichen aufweisen, wird die Dämpfung maximiert. Der Winkel und die Vorspannlänge nehmen ihre Maximalwerte an,  $\alpha = \alpha_{\text{max}}$  und  $\Delta\ell = \Delta\ell_{\text{max}}(N)$ . Bei der Einstellung der Vorspannlänge muss vermieden werden, dass das System ins Haften kommt. Entsprechend ist die Vorspannlänge von der momentanen Normalkraft  $N$  am Kontakt abhängig. Sind die Vorzeichen der betrachteten Geschwindigkeit gleich, werden die Parameter eingestellt, sodass die Schwingungen der Hauptmasse nicht vergrößert werden. Der Winkel und die Vorspannung werden zu null gesetzt.

Das Absorptionsmodell stellt die Parameter ein, sodass eine Tilgung erreicht wird. Sowohl der Winkel als auch die Vorspannung werden dauerhaft zu null gesetzt. Aufgrund dieser Parameterwahl verhält sich das System wie ein ungedämpfter Zweimassenschwinger. Die Wahl dieses Modell ist vor allem in der Nähe der Tilgungsfrequenz  $\Omega_{\text{Til}}$  relevant.

Das haftende Modell simuliert das System, als ob es haften würde, siehe Glg. 3. Um das System ins Haften zu bringen, wird der Winkel  $\alpha = 0$  und die Vorspannung  $\Delta\ell = \Delta\ell_{\text{max}}$  gesetzt. Im Gegensatz zum Dissipationsmodell ist die Vorspannung in diesem Modell unabhängig von der Normalkraft.

Anhand der Parametervorschläge der Modelle muss der Aufsichtsregler entscheiden, welcher dieser Kandidaten sich optimal auf die Schwingungsreduktion auswirkt. Zu diesem Zweck bekommt jedes Modell einen Leistungsindex zugewiesen. Der Leistungsindex  $J_i$  wird anhand der Leistungsfunktion

$p_i(\mathbf{x})$  mit  $i = \{D, A, H\}$  berechnet. Diese werden als

$$J_i = \gamma p_i(\mathbf{x}) + \beta \int_0^t e^{-\lambda_i(t-\tau)} p_i(\mathbf{x}) d\tau \quad \text{und} \quad p_i(\mathbf{x}) = |y_d - y_i| \quad (20)$$

gewählt. In Glg. 20 sind  $\gamma$  und  $\beta$  die Gewichtungsfaktoren der Summanden. Der erste Summand stellt den momentanen Wert der Leistungsfunktion dar, wohingegen der zweite Summand dem Wert der Leistungsfunktion in der Vergangenheit entspricht. Um nicht die Gesamtdynamik des Systems in Betracht zu ziehen, wird ein exponentielles Vergessen mit dem Vergessensfaktor  $\lambda_i$  eingeführt. Die zugrunde liegende Leistungsfunktion stellt den Absolutwert der Differenz zwischen dem gewünschten Ausgang  $y_d$  und dem Ausgang der jeweiligen Aktuierungsmodell  $y_i$  dar. Da eine Schwingungsreduktion der Hauptmasse von Interesse ist, wird die Position der Hauptmasse  $x_1$  als Ausgang sowohl für die Aktuierungsmodelle als auch für die Strecke gewählt. Das Aktuierungsmodell mit dem minimalen Leistungsindex wird gewählt und dessen Wert für den Winkel und die Vorspannungslänge werden als Sollwerte  $\alpha_d$  und  $\Delta\ell$  festgelegt. Um die Wirkung der Veränderung der Eingangsgrößen zu berücksichtigen, wird diese Dynamik durch die Differentialgleichungen

$$\dot{\alpha} = -\lambda_{MMC}(\alpha - \alpha_d) \quad \text{und} \quad \dot{\Delta\ell} = -\lambda_{MMC}(\Delta\ell - \Delta\ell_d) \quad (21)$$

modelliert. In Gl. 21 ist der Parameter  $\lambda_{MMC}$  ein Maß für die Geschwindigkeit, mit der die Eingangsgrößen verändert werden.

## 5 Simulationen

Die Simulationen in diesem Abschnitt stellen einen ersten Schritt zur Bewertung der Regelverfahren dar. Es werden zwei Simulationen benutzt, um die Verfahren zu bewerten: eine Simulation mit einer transienten Anregung und eine Simulation mit einer Sweep-Anregung. Die Untersuchung mit einer transienten Kraft stellt die Reaktion der Strategien auf sprunghafte und rasche Störungen dar. Sobald die Anregung ausgeschaltet wird, kann außerdem beobachtet werden, wie effektiv die Ansätze das System zur Ruhe bringen. Die Sweep-Anregung verfolgt das Ziel, das stationäre Verhalten des Systems bei verschiedenen Frequenzen zu bestimmen. Die Parameter des zugrunde liegenden mechanischen Systems werden wie folgt gewählt:

$$m_1 = 1 \text{ kg}, \quad m_2 = 0.1 \text{ kg}, \quad c_1 = 1 \text{ N/m}, \quad c_2 = 0.1 \text{ N/m}, \quad c_3 = 0.01 \text{ N/m}, \\ \Delta_1 = 0.1 \text{ m}, \quad r = 0.01 \text{ m}, \quad \mu = 0.1.$$

Die Regelungsansätze werden mit einem passiven System mit den Parametern  $\alpha_{pa} = 20^\circ$  und  $\Delta\ell_{pa} = 0$  verglichen. Für beide Regelverfahren wird eine Stellbegrenzung von  $\alpha(t) \in [0^\circ, 45^\circ]$  und  $\Delta\ell(t) \in [0 \text{ m}, 10 \text{ m}]$  implementiert. Die Parameter für die Regelung mit einer Eingangs-Ausgangs-linearisierung lauten:

$$\xi(t) \in [-100^\circ/\text{s}, 100^\circ/\text{s}], \quad \eta(t) \in [-100 \text{ m/s}, 100 \text{ m/s}], \quad k_1 = 100 (1^\circ)^2, \quad k_2 = 1 \text{ m}^{-2}.$$

Die Parameter für eine Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen lauten:

$$\gamma = 0, \quad \beta = 1 \text{ s}^{-1}, \quad \lambda_f = 46.75 \text{ s}^{-1}, \quad T_r = 0.22 \text{ s}, \quad \lambda_{MMC} = 68.54 \text{ s}^{-1}.$$

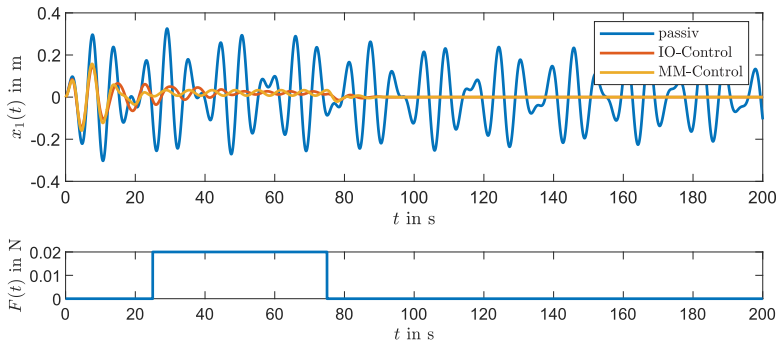


Abb. 5: Position der Hauptmasse bei einer transienten Simulation.

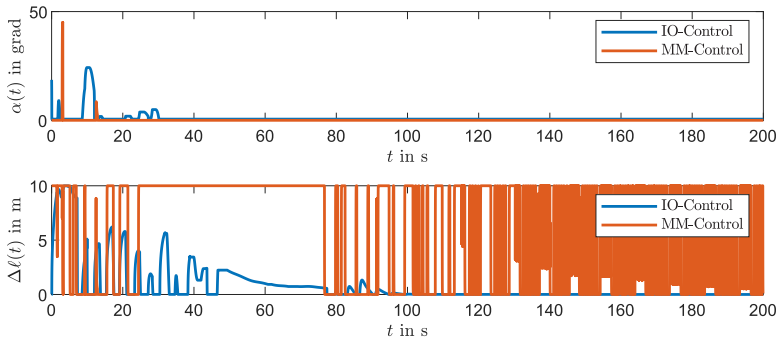


Abb. 6: Verlauf der Steuergrößen bei einer transienten Simulation.

Die Ergebnisse der transienten Simulation können aus Abb. 5 und 6 entnommen werden. Um eine Vielfalt an Situationen für die Regelung zu untersuchen, wird die Simulation mit den Anfangsbedingungen  $\mathbf{x}_0 = [x_{10}, x_{20}, \dot{x}_{10}, \dot{x}_{20}]^T = [0, 1, 0.1, 0]^T$  gestartet. Als Anregung wird eine stufenförmige Kraft mit dem Wert  $F = 0.02 \text{ N}$  gewählt, welcher bei  $t_0 = 25 \text{ s}$  anfängt und bei  $t_1 = 75 \text{ s}$  ausgeschaltet wird. Aus Abb. 5 ist zu erkennen, dass beide Regelungsansätze effektiv gegen die Störung im System wirken. Weiterhin bringen beide Regelungsansätze nach dem Ausschalten der Kraft das System zur Ruhe. Im Gegensatz dazu werden noch bemerkbare Schwingungen des passiven Systems beobachtet. Eine minimal bessere Schwingungsreduktion wird im Bereich  $t \in [20 \text{ s}, 60 \text{ s}]$  von der Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen beobachtet. In Abb. 6 werden die Eingangsgrößen  $\alpha(t)$  und  $\Delta l(t)$  dargestellt. Bei kleinen Amplitudenwerten der Hauptmasse ist das Rattern der Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen zu erkennen. Für eine praktische Anwendung muss ein entsprechender Totbereich vorgesehen werden. Die Eingangsgrößen der Regelung mit der Eingangs-Ausgangslinearisierung konvergieren hingegen allmählich gegen null.

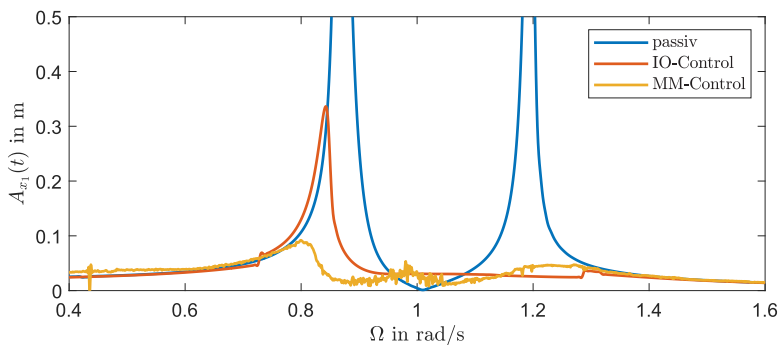


Abb. 7: Schwingungsamplitude der Hauptmasse bei einer Sweep-Anregung.

Die stationäre Antwort des Systems wird aus einer Simulation mit einer langsamen Sweep-Anregung angenähert und ist in Abb. 7 dargestellt. Die Anregung besitzt die Amplitude  $F = 0.01$  N und verändert ihre Frequenz linear von  $\Omega_0 = 0$  rad/s bis  $\Omega_1 = 2$  rad/s innerhalb der Zeit  $T = 1e5$  s. In diesem Fall zeigen beide Regelungsverfahren Ihre Fähigkeit, harmonischen Störungen entgegenzuwirken. Die Maximalamplitude beider Regelungsverfahren sind deutlich geringer als beim passiven System. Um solche Amplitudenreduktionen durch den passiven abgestimmten Keildämpfer zu erreichen, müssen Reibwerte nahezu eins realisiert werden. Mit einem niedrigen Reibwert und einer geschickten Regelung der Eingangsgröße können die semi-aktiven Dämpfer effektiv Schwingungen mindern. Die Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen bewirkt eine um Faktor 3,7 geringere Maximalamplituden als die Regelung mit der Eingangs-Ausgangslinearisierung. Eine suboptimale Leistung liefern die Regelungsansätze im Tilgungsbereich. Ihre Amplituden sind gering, jedoch können sie nicht eine perfekte Tilgung erreichen. Im Tilgungsbereich zeigt das passive System das optimale Verhalten.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit untersucht zwei Regelverfahren in Kombination mit einem nichtlinearen mechanischen System. Zusammen bilden diese Kombinationen zwei semi-aktive Gestaltungen des abgestimmten Keildämpfers. Die Fähigkeiten der Regelverfahren, Schwingungen zu mindern, wird in zwei Fällen untersucht. Die erste Untersuchung konzentriert sich auf das transiente Verhalten der Dämpfer, wohingegen die Zweite ein Fokus auf das stationäre Verhalten legt. In beiden Fällen zeigen die semi-aktiven Dämpfer eine deutliche Verbesserung gegenüber dem passiven System. Diese Verbesserung lässt auch eine Realisierung mit geringeren Reibwerten zu.

Die erweiterte Intelligenz der Regelverfahren hat den Nachteil, dass eine hohe Rechenkapazität verlangt wird. Durch die Transformation in ein lineares System bzw. die parallele Simulation der Aktuierungsmodelle müssen leistungsstarke Prozessoren für die Umsetzung der Regelkonzepte vor-

gesehen werden. Weiterhin steigt die notwendige Rechenkapazität mit der Anzahl der Freiheitsgrade deutlich. Außerdem ist die Anzahl der erforderlichen Sensoren sehr hoch, weil eine Zustandsregelung die Information über alle Zustandsgrößen benötigt. Dementsprechend sind diese Regelungskonzepte auf Systeme mit geringen Freiheitsgraden, reduzierte Modelle oder Minimalmodelle anzuwenden.

Die auf einer Eingangs-Ausgangslinearisierung basierende Regelung zeigt, dass ein semi-aktiver viskoser Dämpfer mithilfe trockener Reibung angenähert werden kann. Wie in Abschn. 3 erläutert, bietet diese Ausführung eine robustere und einfachere Alternative im Vergleich zur herkömmlichen, aktiven viskosen Dämpfung.

Die Regelung mit mehreren Aktuierungsmodellen zielt darauf ab, eine optimale Kombination der drei Dämpfungsmechanismen (Dissipation, Absorption und Resonanzverschiebung durch Haften) umzusetzen. Dadurch, dass diese Regelung erst eine Simulation der Aktuierungsmodelle durchführen muss, wird sie immer etwas verzögert reagieren. Nichtsdestotrotz gelingt es dem Regelungsverfahren die Amplituden am effektivsten zu senken. In beiden Untersuchungen hat diese Regelung eine bessere Amplitudenreduktion als die Eingangs-Ausgangslinearisierung, jedoch gibt es Bedarf an weiteren umfangreicheren Studien, um diese Aussage zu verallgemeinern.

## Literatur

- [1] Aramendiz, J., Fidlin, A. Analyse von Tilgerkonfigurationen mit trockenen Reibungselementen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 84, 179–189 (2020).
- [2] Breuer, B., & Bill, K. H. (Eds.). *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahr-dynamik*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg (2006).
- [3] Den Hartog, J. P. *Mechanical vibrations*, Dover Publications Inc., New York (1985).
- [4] Fidlin, A., & Lobos, M. On the limiting of vibration amplitudes by a sequential friction-spring element. *Journal of Sound and Vibration*, 333(23), 5970-5979 (2014).
- [5] Karnopp, D., Crosby, M. J., & Harwood, R. A. Vibration control using semi-active force generators, 96(2), 619-628 (1974).
- [6] Lane, J. S. & Ferri, A. A. Optimal control of a semi-active, frictionally damped joint. In the 1992 American Control Conference (IEEE), pp. 2754-2759 (1992).
- [7] Isidori, A., Sontag, E. D., & Thoma, M. *Nonlinear control systems* (Vol. 3). London: Springer (1995).
- [8] Morse, A. S. Supervisory control of families of linear set-point controllers-part i. exact matching. *IEEE transactions on Automatic Control*, 41(10), 1413-1431 (1996).
- [9] Narendra, K. S., & Balakrishnan, J. Adaptive control using multiple models. *IEEE transactions on automatic control*, 42(2), 171-187 (1997).

# Über nichtglatte Dynamik

**Friedrich Pfeiffer**, Angewandte Mechanik,  
Technische Universität, Garching

## Kurzfassung

Nichtglatte dynamische Systeme haben Kontakte, die sich öffnen und schließen können. Daher finden während des Bewegungsablaufs Ereignisse statt, die diesen Ablauf unterbrechen. Hierzu gehören klassischerweise Reibungserscheinungen wie Haften-Gleiten und Stoßvorgänge mit und ohne Reibung. Physiker und Mechaniker haben in den letzten Jahrhunderten immer wieder auf diese Phänomene hingewiesen ohne eine vollständige Theorie zu erstellen. Einer der ersten war Fourier 1798, Ecole Polytechnique.

In den letzten 40-50 Jahren ist nun, hauptsächlich in Frankreich, Italien und Griechenland, eine umfassende Theorie entstanden, die alle Möglichkeiten einschließt. Mein Lehrstuhl hat zum Problem der nicht-glaten Mehrkörpersysteme wesentliche Strukturen beigetragen. Einige Aspekte davon werden im Folgenden behandelt.

Zwei Probleme müssen gelöst werden: Erstens dasjenige der Bewegungsunterbrechung und damit der Einbindung der Reibungs- und Stoßmechanismen in die Mehrkörperdynamik und zweitens ein kombinatorisches, aus einer wichtigen Eigenschaft herrührendes Problem, dass nämlich jedes Ereignis in einem bestimmten Kontakt die Kontaktsituation in allen anderen noch vorhandenen Kontakten beeinflusst. Beide Probleme lassen sich mit der Idee einer Komplementarität von Kontaktkräften und relativer Kontaktkinematik lösen. Die zugehörige Mathematik benutzt inzwischen mengentheoretische Ansätze, die der Kontaktphysik besser entsprechen. Beispielsweise sind Kräfte innerhalb eines Reibkegels mengentheoretischer Natur, da sie sich nicht aus einem eindeutigen Kraftgesetz bestimmen lassen.

Die Verfahren sind heute etabliert, erste kommerzielle Software ist auf dem Markt. Am früheren Lehrstuhl des Autors sind eine Vielzahl von industriellen Problemen dieser Art behandelt worden, einige typische Beispiele werden diskutiert. Sie reichen von einigen wenigen Kontakten und Freiheitsgraden, wie etwa bei Vibrationsförderern, Achterbahnen und Schornsteindämpfern, bis hin zu tausenden Kontakten und Freiheitsgraden wie bei Ketten und CVT-Getrieben (CVT Continuous Variable Transmission). In allen Fällen beinhalten Bewegungsabläufe mit Kontakt ereignissen mehr oder weniger ausgeprägte Schwingungen.

Das Thema bietet auch einmal Gelegenheit zu zeigen, dass bei der Entwicklung derartiger Verfahren nicht nur ganz praktische Probleme der Industrie eine wichtige Rolle spielen, sondern auch Kinderspielzeug, beispielsweise der Spielzeugspecht. Er vereint alle physikalisch-mathematischen Probleme, die beim Fahrgestell einer Achterbahn oder ähnlichen Projekten auch auftreten, und ist somit ein hervorragendes Studienobjekt.

## 1 Einführung

Die meisten bewegten Systeme, in der Technik etwa Maschinen und Transportsysteme, in der Natur Säugetiere und Vögel, bestehen aus vielen einzelnen massebehafteten Komponenten, die miteinander verbunden sind. Die Art dieser Verbindungen bestimmt den Ablauf der Bewegungen und damit die Systemstruktur. Drei Kopplungstypen sind bekannt: eine Verbindung mit Kraftelementen, etwa Federn und Dämpfer, idealisierte Verbindungen in Form von geometrisch-kinematischen Gesetzmäßigkeiten und schließlich Kontaktverbindungen mit sich ändernden Zuständen.

Kraftkopplungen sind klassisch und bekannt, bieten jedoch mitunter Probleme bei der Ermittlung der Relativkinematik. Zweiseitige Bindungen sind immer geschlossen, beispielsweise Drehgelenke mit vernachlässigtem Spiel, einseitige Bindungen können sich öffnen und wieder schließen, sie können innerhalb eines Reibkegels für relativen Stillstand sorgen, sich dann wieder losreißen und eine relative Gleitbewegung starten. In der Technik nennen wir derartige Erscheinungen Zwangsbedingungen und die zugehörige formale Darstellung Bindungsgleichungen. Im Falle der Kontaktbindungen werden sie aufwendig, und damit befasst sich der Artikel.

Der erste für die Bewältigung der genannten Probleme nötige Durchbruch besteht in der Erkenntnis, dass bei allen Kontaktproblemen eine Komplementarität zwischen Relativkinematik zweier Kontaktkörper und den zugehörigen Kontaktkräften besteht. Ist ein Kontakt geschlossen, werden auch Kontaktkräfte erzeugt, ist er offen, gibt es keine Kontaktkräfte. Ähnliches gilt für Reibkontakte. Der zweite Durchbruch betrifft die mathematische Formulierung, von der klassischen Mathematik zu mengenwertigen Theorien.

Inzwischen gibt es eine umfangreiche Literatur zu dem Thema, in der Folge eine kleine Auswahl. Väter dieses Gebietes waren Jean-Jaques Moreau in Montpellier [9] und Panagiotis Panagiotopoulos in Thessaloniki [10], die zusammen die neue Theorie und die neuen Verfahren in einem berühmten CISM-Kurs ([9], Vol302) international bekannt machten. Aus Sicht großer Mehrkörpersysteme brachten die Verfahren von Alart/Curnier [1] einen Durchbruch in Bezug auf Rechenzeit. Die dort benutzten mengentheoretischen Elemente passen hervorragend zu den physikalischen Verhältnissen kontaktdynamischer Systeme. Einen vollständigen Überblick gibt das Buch von Brogliato [3], sehr klare und präzise Darstellungen der neuen Verfahren und mathematischen Konzepte finden sich in den Büchern von Glocker und Leine [6, 7].

Am Lehrstuhl des Autors wurden viele Kontaktprobleme durch praktische Industrieprobleme angestoßen und dann mit entsprechend entwickelten Verfahren gelöst [11, 13]. Glocker hat wesentliche Beiträge zur allgemeinen Modellierung von Stößen mit Reibung erarbeitet und überdies mit seiner mengentheoretischen Interpretation von Kontaktsystemen auch mathematische Entwicklungen angestoßen [6, 13]. Sehr umfangreiche Studien zum Thema Reibstöße hat Beiteltschmidt theoretisch und messtechnisch durchgeführt, sie sind heute eine wichtige Grundlage zu diesem Thema [2]. Schließlich konnte mit den Forschungsarbeiten von Foerg deutliche numerische Fortschritte erzielt werden [4].



## 2 Kontaktkinematik

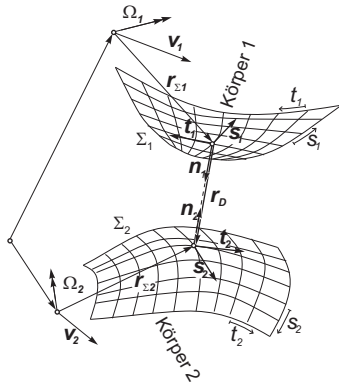


Bild 1: Geometrie und Kinematik zweier Körper

Alle Kontakte erfordern eine genaue Beschreibung ihrer Geometrie und Kinematik. In vielen praktischen Fällen wird das wegen der einfachen Form von Kontaktgeometrien ebenfalls einfach sein. Zudem spielen sich viele Kontaktvorgänge in einer Ebene ab. Für allgemeinere Fälle geben wir im Folgenden einen kurzen Abriss der räumlichen Kontaktkinematik [11, 13] und stützen uns dabei auf die bekannte Differentialgeometrie von Flächen [8, 17]. Bild 1 zeigt einen Kontaktbereich mit zwei konvexen Flächen. Die beiden Körper bewegen sich mit  $\mathbf{v}_i, \Omega_i (i = 1, 2)$ . Für die Beschreibung jeder Fläche  $\Sigma$  benötigen wir zwei Parameter  $s$  und  $t$ :  $\mathbf{r}_\Sigma = \mathbf{r}_\Sigma(s, t)$ . Die Tangenten  $\mathbf{s} = \frac{\partial \mathbf{r}_\Sigma}{\partial s}$ ,  $\mathbf{t} = \frac{\partial \mathbf{r}_\Sigma}{\partial t}$  spannen eine Tangentialfläche im betrachteten Punkt auf und erlauben eine Berechnung der ersten und zweiten Fundamentalformen der Gauss'schen

Flächentheorie (bei den folgenden Gleichungen ist der Index  $i$  weggelassen)

$$E = \mathbf{s}^T \mathbf{s}, \quad F = \mathbf{s}^T \mathbf{t}, \quad G = \mathbf{t}^T \mathbf{t}, \quad L = \mathbf{n}^T \frac{\partial^2 \mathbf{r}_\Sigma}{\partial s^2}, \quad M = \mathbf{n}^T \frac{\partial^2 \mathbf{r}_\Sigma}{\partial s \partial t}, \quad N = \mathbf{n}^T \frac{\partial^2 \mathbf{r}_\Sigma}{\partial t^2},$$

$$\text{mit} \quad \mathbf{s} = \frac{\partial \mathbf{r}_\Sigma}{\partial s}, \quad \mathbf{t} = \frac{\partial \mathbf{r}_\Sigma}{\partial t}, \quad \mathbf{n} = \frac{\mathbf{s} \times \mathbf{t}}{\sqrt{EG - F^2}}. \quad (1)$$

Die in Bild 1 gezeigten Vektoren stehen im Kontaktpunkt aufeinander senkrecht:

$$\mathbf{n}_1^T \mathbf{s}_2 = 0, \quad \mathbf{r}_D^T \mathbf{s}_2 = 0, \quad \mathbf{n}_1^T \mathbf{t}_2 = 0, \quad \mathbf{r}_D^T \mathbf{t}_2 = 0, \quad g_N = \mathbf{n}_1^T \mathbf{r}_D = -\mathbf{n}_2^T \mathbf{r}_D. \quad (2)$$

Die ersten vier nichtlinearen Gleichungen müssen für jeden numerischen Schritt iterativ gelöst werden. Die Relativgeschwindigkeiten und -beschleunigungen erhält man dann zu

$$\begin{aligned} \dot{g}_N(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) &= \mathbf{n}_1^T (\mathbf{v}_{\Sigma 2} - \mathbf{v}_{\Sigma 1}) & \dot{g}_S(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) &= \mathbf{s}_1^T (\mathbf{v}_{\Sigma 2} - \mathbf{v}_{\Sigma 1}) & \dot{g}_T(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) &= \mathbf{t}_1^T (\mathbf{v}_{\Sigma 2} - \mathbf{v}_{\Sigma 1}) \\ \ddot{g}_N &= \dot{\mathbf{n}}_1^T (\dot{\mathbf{v}}_{\Sigma 2} - \dot{\mathbf{v}}_{\Sigma 1}) + \mathbf{n}_1^T (\ddot{\mathbf{v}}_{\Sigma 2} - \ddot{\mathbf{v}}_{\Sigma 1}) \\ \ddot{g}_S &= \dot{\mathbf{s}}_1^T (\dot{\mathbf{v}}_{\Sigma 2} - \dot{\mathbf{v}}_{\Sigma 1}) + \mathbf{s}_1^T (\ddot{\mathbf{v}}_{\Sigma 2} - \ddot{\mathbf{v}}_{\Sigma 1}) \\ \ddot{g}_T &= \dot{\mathbf{t}}_1^T (\dot{\mathbf{v}}_{\Sigma 2} - \dot{\mathbf{v}}_{\Sigma 1}) + \mathbf{t}_1^T (\ddot{\mathbf{v}}_{\Sigma 2} - \ddot{\mathbf{v}}_{\Sigma 1}) \end{aligned} \quad (3)$$

Durch geeignete Anwendung flächentheoretischer Gesetzmäßigkeiten (Weingarten, Gauss) lassen sich diese Gleichungen nach einigen langwierigen Rechnungen stets in die Form

$$\ddot{g}_N = \mathbf{w}_N^T \ddot{\mathbf{q}} + \overline{\mathbf{w}}_N, \quad \ddot{g}_S = \mathbf{w}_S^T \ddot{\mathbf{q}} + \overline{\mathbf{w}}_S, \quad \ddot{g}_T = \mathbf{w}_T^T \ddot{\mathbf{q}} + \overline{\mathbf{w}}_T. \quad (4)$$

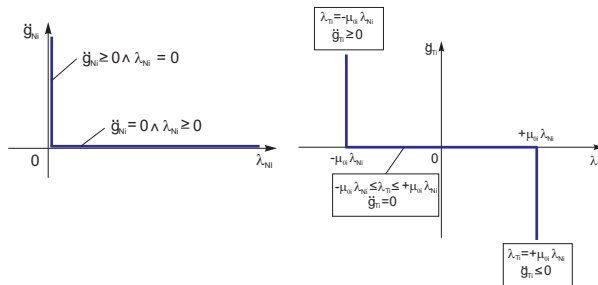


Bild 2: "Eckengesetze" für senkrechte und tangential Kontaktkinematik

bringen [11]. Sie sind die für die Relativkinematik wichtigen Beziehungen im Gesamtsystem, siehe die Gleichungen (9).

### 3 Kontaktgesetze und Bewegungsgleichungen

Die Kontaktgesetze stützen sich auf die bereits erwähnten Komplementaritäten, Bild 2. Für Normalkontakte in senkrechter Richtung zu den Oberflächen ist entweder die Relativbeschleunigung  $\ddot{g}_{Ni}$  nicht null und die mögliche Zwangskraft  $\lambda_{Ni}$  ist null, oder umgekehrt, siehe linkes Bild 2. In tangentialer Richtung muss der Kontakt geschlossen, also  $\ddot{g}_{Ni} = 0$  sein, bevor Reibung wirksam werden kann. Danach gilt dann das rechte Bild 2. Entweder wir haben Haftung und befinden uns damit im Reibkegel, zwischen den Haftreibgrenzen  $\pm\mu_0\lambda_{Ni}$  mit  $\ddot{g}_{Ni} = 0$ ,  $\lambda_{Ni} \neq 0$ , oder wir befinden uns auf dem Reibkegel mit  $\ddot{g}_{Ni} \neq 0$ ,  $\lambda_{Ni} = 0$ . Die Darstellung Bild 2 zeigt den ebenen Fall, Im räumlichen Fall kann der Reibkegel auch ein elliptischer oder beliebiger geschlossener Kegel sein.

Formal lassen sich diese Kontaktgesetze folgendermaßen darstellen: für Normalkontakte in senkrechter Richtung, Bild 2, links

$$\ddot{g}_N \geq 0 ; \lambda_N \geq 0 ; \ddot{g}_N^T \lambda_N = 0, \quad (5)$$

und für einen Reibkontakt i in tangentialer Richtung, bei Berücksichtigung der Coulombschen Reibgesetze und nach Bild 2, rechts

$$\begin{aligned} |\lambda_{Ti}| &< \mu_{0i} \lambda_{Ni} \wedge \ddot{g}_{Ti} = 0 && \text{(Haften)} \\ \lambda_{Ti} &= +\mu_{0i} \lambda_{Ni} \wedge \ddot{g}_{Ti} \leq 0 && \text{(negatives Gleiten)} \\ \lambda_{Ti} &= -\mu_{0i} \lambda_{Ni} \wedge \ddot{g}_{Ti} \geq 0 && \text{(positives Gleiten)} \end{aligned} \quad (6)$$

Für die Herleitung der Bewegungsgleichungen nehmen wir vereinfachend an, dass bereits alle zweiseitigen Bindungen erfüllt sind und nur noch die einseitigen Bindungen eingebaut werden

müssen. Ihre Struktur sieht dann folgendermaßen aus:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}(\mathbf{q}, t) \ddot{\mathbf{q}}(t) - \mathbf{h}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, t) - [\mathbf{W}_N + \mathbf{W}_R, \mathbf{W}_T] \begin{pmatrix} \boldsymbol{\lambda}_N(t) \\ \boldsymbol{\lambda}_T(t) \end{pmatrix} &= \mathbf{0}, \\ \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{g}}_N \\ \ddot{\mathbf{g}}_T \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \mathbf{W}_N^T \\ \mathbf{W}_T^T \end{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} + \begin{pmatrix} \overline{\mathbf{w}}_N \\ \overline{\mathbf{w}}_T \end{pmatrix} \quad + \text{Gleichungen (5) and (6)} \end{aligned} \quad (7)$$

Die Gleichungen für  $(\ddot{\mathbf{g}}_N \ \ddot{\mathbf{g}}_T)^T$  sind eine Zusammenfassung der Beziehungen (4) für mehrere Kontakte.  $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{f \times f}$  ist die symmetrische Massenmatrix, die von den verallgemeinerten Koordinaten  $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^f$  abhängt und sich aus allen Teilmassen des Systems zusammensetzt. Die Matrizen  $\mathbf{W}$  enthalten alle  $\mathbf{w}$ -Vektoren aus den Gleichungen (4), und zwar  $\mathbf{W}_N \in \mathbb{R}^{f \times n_N}$  für die normalen, senkrechten Kontakte und  $\mathbf{W}_T \in \mathbb{R}^{f \times 2n_T}$  für Reibkontakte in tangentialer Richtung. Die Bindungsmatrix  $\mathbf{W}_R \in \mathbb{R}^{f \times n_R}$  entsteht durch die Notwendigkeit eines geschlossenen Kontaktes für alle Reibkontakte mit  $n_R \subseteq n_N$ . Die Größen  $\boldsymbol{\lambda}$  sind die bei geschlossenen Kontakten entstehenden Zwangskräfte, Index N in normaler und Index T in tangentialer Richtung. Die Mengen der Kontaktsituationen  $n_N$ ,  $n_T$ ,  $n_R$  ändern sich mit jedem Zeitschritt, sie sind zeitabhängig. Bei den Reibkontakten ergibt sich Gleiten oder Haften aus dem Coulombschen Gesetz gemäß Bild 2. In jedem Falle ist der Kontakt senkrecht zur tangentialen Richtung geschlossen. Für den Fall des Gleitens im Kontakt i gilt gemäß Coulomb

$$f_{Ti} = - \underbrace{\left[ \mu_i (|\dot{\mathbf{g}}_{Ti}|) \mathbf{W}_{Ti} \frac{\dot{\mathbf{g}}_{Ti}}{|\dot{\mathbf{g}}_{Ti}|} \right]}_{(\mathbf{W}_R)_i} \lambda_{Ni}. \quad (8)$$

Bei der Modellbildung und Simulation der Dynamik von Mehrkörpersystemen arbeitet man heute nicht mehr mit Komplementaritäten. Sie sind zwar anschaulich, aber mathematisch und numerisch ungünstig. Die vielen Versuche, Komplementaritäten durch nichtlineare aber glatte Funktionen zu ersetzen, haben letztlich zu einem Verfahren auf mengentheoretischer Basis geführt, zum "Augmented Lagrange Concept", was man mit erweiterter Lagrange-Theorie übersetzen könnte [1, 6, 7]. Die Arbeit [14] hat als einen wesentlichen Beitrag die Äquivalenz von Komplementarität und dem mengentheoretischen prox-Ansatz bewiesen.

Einen entsprechenden Vorschlag zu diesem Thema hat bereits Moreau [9] gemacht, indem er die Dynamik nicht mit klassischen Bewegungsgleichungen, sondern mit maßtheoretischen Gleichungen beschreibt:

$$\begin{aligned} \mathbf{M}(\mathbf{q}, t) d\mathbf{u} - \mathbf{h}(\mathbf{u}, \mathbf{q}, t) dt - [\mathbf{W}_N(\mathbf{q}, t) + \mathbf{W}_R(\mathbf{q}, t)] d\boldsymbol{\lambda}_N - \mathbf{W}_T(\mathbf{q}, t) d\boldsymbol{\lambda}_T &= \mathbf{0}, \\ \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{g}}_N \\ \ddot{\mathbf{g}}_T \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \mathbf{W}_N^T \\ \mathbf{W}_T^T \end{pmatrix} \ddot{\mathbf{q}} + \begin{pmatrix} \overline{\mathbf{w}}_N \\ \overline{\mathbf{w}}_T \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} \boldsymbol{\lambda}_N \\ \boldsymbol{\lambda}_T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{prox}_{C_N}(\boldsymbol{\lambda}_N - r\ddot{\mathbf{g}}_N) \\ \text{prox}_{C_T(\boldsymbol{\lambda}_N)}(\boldsymbol{\lambda}_T - r\ddot{\mathbf{g}}_T) \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (9)$$

Sie lassen sich folgendermaßen interpretieren [6]: Das Maß für die Geschwindigkeiten  $d\mathbf{u} = \dot{\mathbf{u}} dt + (\dot{\mathbf{u}}^+ - \dot{\mathbf{u}}^-) d\eta$  ist aufgespalten in einen kontinuierlichen Lebesgue Maßanteil  $\dot{\mathbf{u}} dt$  und in

einen "atomaren" diskontinuierlichen Anteil mit den linken und rechten Grenzwerten  $\dot{\mathbf{u}}^+$  und  $\dot{\mathbf{u}}^-$  zusammen mit dem Dirac-Maß  $d\eta$ . In ähnlicher Weise ist die unilaterale Zwangskraft als  $d\mathbf{A} = \lambda dt + \mathbf{A} d\eta$  definiert. Die obigen Gleichungen gelten demnach für Systeme mit und ohne Stößen.

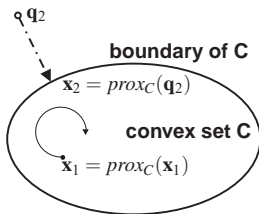


Bild 3: Die prox-Funktion aus der konvexen Analysis

Die prox-Funktion sei hier nur vereinfachend erklärt, für tiefer gehende Angaben siehe [6, 7]. Es gibt eine geschlossene konvexe Menge, zum Beispiel ein Reibkegel, mit Punkten, zum Beispiel Lösungspunkten, die innerhalb oder außerhalb dieser konvexen Menge liegen können. Für Punkte außerhalb dieser Menge wird eine prox-Funktion definiert, die den kürzesten Abstand des betreffenden Punktes vom Rand der konvexen Menge angibt (Bild 3 und [7]). Formal ist das

$$\text{prox}_C(\mathbf{q}) = \arg \min_{\mathbf{q}^* \in C} \|\mathbf{q} - \mathbf{q}^*\|, \quad \mathbf{q} \in \mathbb{R}^f, \quad (10)$$

eine nichtlineare Funktion, die sich für viele Kontakte zu einer Fixpunktiteration formulieren lassen, was die Rechenzeiten durchbruchartig reduziert hat. Anschaulich läßt sich Bild 3 in vereinfachter Weise interpretieren. Wäre die konvexe Menge dieses Bildes ein Schnitt durch den Reibkegel eines Flächenkontaktes, so würde für jeden Kontakt dieser Art numerisch ein solches Bild entstehen. Physikalisch sind jedoch nur Lösungen im Reibkegel (Haften) und auf seinem Rand (Gleiten) sinnvoll. Gibt es bei einigen Kontakten Lösungspunkte außerhalb, so müssen während eines Integrationsschrittes diese Punkte so lange auf den Rand zurückgestellt werden, bis es nur noch physikalisch sinnvolle Lösungspunkte gibt. Das definiert einen Iterationsprozess für jeden numerischen Integrationsschritt.

#### 4 Reibstöße

Für eine genauere Behandlung von Reibstößen in Mehrkörpersystemen sei auf die Literatur verwiesen [2, 5, 11]. Im Folgenden wird eine zusammenfassende Darstellung gegeben. Dabei werden wir uns auf ein reines Reibstoß-System beschränken.

Wir benutzen die bekannte Modellvorstellung, dass ein Stoß, wie immer er aussehen mag, aus drei Teilen besteht: Anfang, Kompression und Expansion. Am Anfang findet der erste Kontakt statt und die Kompression beginnt. Während der Kompression werden die Stoßpartner deformiert, sowohl vertikal als auch tangential. Während der Expansion werden die in der Kompression gespeicherten Energien wieder freigegeben. Entsprechende Indices sind A, C, E. Eine formale Integration der Gleichungen (7) ergibt für  $\Delta t = t_E - t_A$

$$\mathbf{M}(\dot{\mathbf{q}}_C - \dot{\mathbf{q}}_A) - (\mathbf{W}_N \mathbf{W}_T) \begin{pmatrix} \mathbf{A}_{NC} \\ \mathbf{A}_{TC} \end{pmatrix} = \mathbf{0}, \quad \mathbf{M}(\dot{\mathbf{q}}_E - \dot{\mathbf{q}}_C) - (\mathbf{W}_N \mathbf{W}_T) \begin{pmatrix} \mathbf{A}_{NE} \\ \mathbf{A}_{TE} \end{pmatrix} = \mathbf{0},$$

$$\text{with } \mathbf{A}_i = \lim_{t_E \rightarrow t_A} \int_{t_A}^{t_E} \boldsymbol{\lambda}_i dt. \quad (11)$$

Die Größen  $\mathbf{A}_{NC}, \mathbf{A}_{TC}$  sind normale und tangentielle Impulse während der Kompression und  $\mathbf{A}_{NE}, \mathbf{A}_{TE}$  während der Expansion. Weiterhin folgen aus den Gleichungen (7) mit den Abkürzungen  $\dot{\mathbf{q}}_A = \dot{\mathbf{q}}(t_A); \dot{\mathbf{q}}_C = \dot{\mathbf{q}}(t_C); \dot{\mathbf{q}}_E = \dot{\mathbf{q}}(t_E)$  die Relativgeschwindigkeiten

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NA} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TA} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{W}_N^T \\ \mathbf{W}_T^T \end{pmatrix} \dot{\mathbf{q}}_A + \begin{pmatrix} \bar{\mathbf{w}}_N \\ \bar{\mathbf{w}}_T \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NE} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TE} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{W}_N^T \\ \mathbf{W}_T^T \end{pmatrix} \dot{\mathbf{q}}_E + \begin{pmatrix} \bar{\mathbf{w}}_N \\ \bar{\mathbf{w}}_T \end{pmatrix}, \quad \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NC} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TC} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{W}_N^T \\ \mathbf{W}_T^T \end{pmatrix} \dot{\mathbf{q}}_C + \begin{pmatrix} \bar{\mathbf{w}}_N \\ \bar{\mathbf{w}}_T \end{pmatrix}. \quad (12)$$

Aus einer Kombination der Beziehungen (11) und (12) ergibt sich für die Kompressionsphase

$$\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NC} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TC} \end{pmatrix} = \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{W}_N^T \\ \mathbf{W}_T^T \end{pmatrix} \mathbf{M}^{-1} \begin{pmatrix} \mathbf{W}_N \\ \mathbf{W}_T \end{pmatrix}^T}_{\mathbf{G}} \cdot \begin{pmatrix} \boldsymbol{\Lambda}_{NC} \\ \boldsymbol{\Lambda}_{TC} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NA} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TA} \end{pmatrix}, \quad (13)$$

wobei die symmetrische, positiv definite Matrix  $\mathbf{G}$  die Massen des Systems in die Richtungen des Kontaktvorgangs projiziert. Sie enthält Informationen über die Wirkung der Systemmassen im Kontaktpunkt.

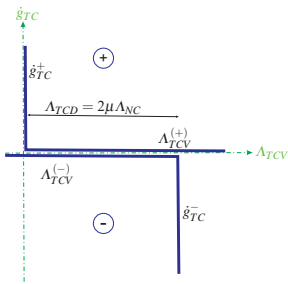


Bild 4: Zerlegung des tangentialen Reibgesetzes [2]

Für die Berechnung der Relativgeschwindigkeiten am Ende der Kompression braucht man die Kontaktimpulse  $\mathbf{A}_{NC}, \mathbf{A}_{TC}$ , die sich aus entsprechenden Kontaktgesetzen ergeben. Für die Herleitung der Komplementarität im Stoßfall macht eine Zerlegung der Stoßgesetze (Bild 2) Sinn [5]. Aus Bild 4 folgt

$$\begin{aligned}\Lambda_{TCV,i} &= \Lambda_{TC,i} + \mu_i \Lambda_{TN,i}, & \dot{g}_{TC,i} &= \dot{g}_{TC,i}^+ - \dot{g}_{TC,i}^-, \\ \Lambda_{TCV,i}^{(+)} &= \Lambda_{TCV,i}, & \Lambda_{TCV,i}^{(-)} &= -\Lambda_{TCV,i} + 2\mu_i \Lambda_{NC,i},\end{aligned}\quad (14)$$

Die beiden Gleichungen (13) und (14) lassen sich zu einem Komplementaritätsproblem zusammenfügen, das folgendermaßen strukturiert ist:

$$\mathbf{y} = \mathbf{Ax} + \mathbf{b} \implies \mathbf{x} \geq \mathbf{0}, \mathbf{y} \geq \mathbf{0}, \mathbf{x}^T \mathbf{y} = 0$$

$$\underbrace{\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NC} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TC}^{+} \\ \mathbf{\Lambda}_{TCV}^{(-)} \end{pmatrix}}_{\mathbf{v}} = \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{G}_{NN} - \mathbf{G}_{NT}\mu & \mathbf{G}_{NT} & 0 \\ \mathbf{G}_{TN} - \mathbf{G}_{TT}\mu & \mathbf{G}_{TT} & \mathbf{E} \\ 2\mu & -\mathbf{E} & 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{A}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \mathbf{\Lambda}_{NC} \\ \mathbf{\Lambda}_{TV}^{(+)} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TC}^{-} \end{pmatrix}}_{\mathbf{x}} + \underbrace{\begin{pmatrix} \dot{\mathbf{g}}_{NA} \\ \dot{\mathbf{g}}_{TA} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}}_{\mathbf{b}} \quad (15)$$

Für die Expansionsphase kann eine ähnliche Komplementarität hergestellt werden [11]. Anschaulich lassen sich diese formalen Ergebnisse mit Hilfe der "Eckengesetze" erklären. Zu Beginn eines Stoßvorganges gelten die Gesetze des Bildes 2. Während der Kompression wird Stoßenergie gespeichert, während der Expansion wieder freigegeben, nach Abzug aller Stoßverluste. Die Eckengesetze nach Bild 2 müssen entsprechend verschoben werden.

In senkrechter Richtung zur Kontaktoberfläche steht minimal für die Expansion nur noch der

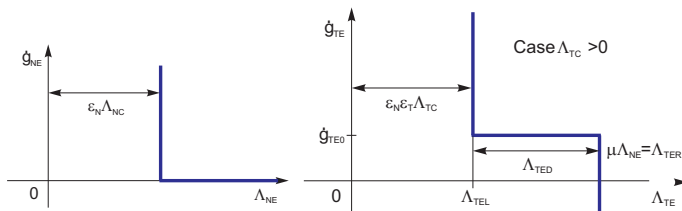


Bild 5: "Eckengesetze" für senkrechte und tangential Kontaktkinematik, Expansionsphase

verlustbehaftete Impuls  $\varepsilon_N \Lambda_{NC}$  zur Verfügung, linkes Bild 5. Nach oben kann der Impuls  $\Lambda_{NC}$  beliebig groß werden, beispielsweise um den Kontakt aufrecht zu erhalten.

Für die tangential Stoßrichtung müssen tangentiale und normale Stoßverluste berücksichtigt werden, da ein tangentialer Stoß den Normalkontakt voraussetzt, der seinerseits Verluste einbringt. Die Expansion kann also nur mit dem Impuls  $\varepsilon_N \varepsilon_T \Lambda_{NC}$  beginnen und maximal  $\mu \Lambda_{NE}$  erreichen, was Gleitreibungsverluste einschließt, rechtes Bild 5. Klassisch wird die zugehörige Geschwindigkeit mit null angenommen. Beiteltschmidt [2] entdeckte jedoch bei seinen Stoßforschungen einen kleinen Geschwindigkeitsanteil  $\dot{g}_{TE0}$ , der sich aus dem Abstand von Kontaktpunkt und Angriffspunkt der tangentialen Deformation ergibt und eine deutliche Verbesserung der Rechnung-Messung-Vergleiche bringt, siehe [2, 11]. Das vorgelegte Stoßmodell führt stets zu Energieverlusten, siehe [12]. Weitere Nachweise der Realitätsnähe wurden in [2] mit einer eigens entwickelten Stoßmaschine und mit über 600 Versuchen erarbeitet.

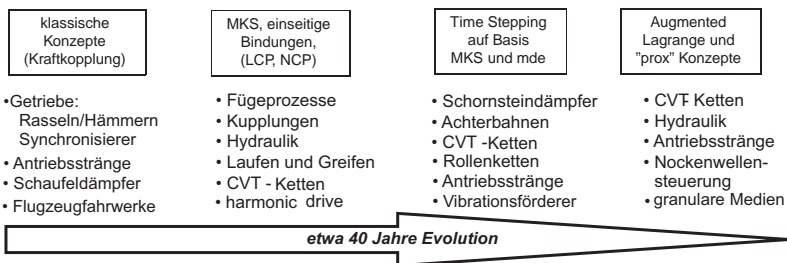


Bild 6: Modellevolution großer nicht-glatte Systeme (LCP lineare Komplementarität, NCP nichtlineare Komplementarität, MKS Mehrkörpersystem, mde Maßdifferentialgleichung)

## 5 Anwendungen

Es wurden Dutzende von meist großen Industrieanwendungen bearbeitet. Eine größere Auswahl findet sich in [11, 13], im Folgenden werden einige typische Beispiele gebracht. Bild 6 gibt einen Überblick der wichtigsten Probleme in den vergangenen Jahrzehnten. Sie stammen aus der Industrie und waren zum erheblichen Anteil Auslöser neuer Verfahren, die im theo-

retischen Bereich zu mengentheoretischen Formulierungen und im numerischen Bereich zu entsprechend günstigeren Algorithmen führten.

## 5.1 Getrieberasseln

Getrieberasseln ist ein altes und bekanntes Problem bei Schaltgetrieben, manchmal auch heute noch Forschungsgegenstand trotz vieler Arbeiten und Erkenntnissen in den vergangenen Jahrzehnten. Es gibt keine Zahneingriffe ohne Spiel, was dann bei den ohne Last mitlaufenden

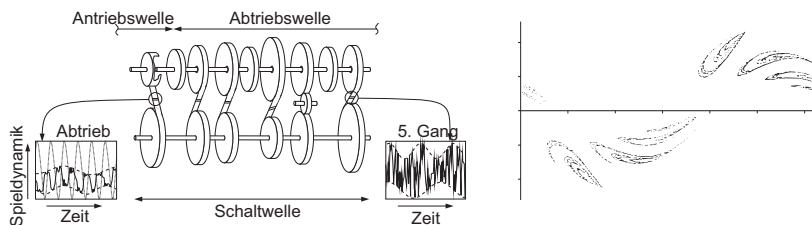


Bild 7: **links:** Modell einer fünf-stufigen Getriebschaltung mit Rückwärtsgang; **rechts:** Attraktor für eine bestimmte Datenkombination; [13]

Getriebestufen zu Rasselgeräuschen führt. Die Intensität hängt von der Größe des Spiels und der periodischen Anregung ab.

Die oben skizzierte Theorie ohne Verluste ergibt eine Punktabbildungsstruktur mit Attraktorverhalten, das hervorragend mit dem gemessenen Verhalten übereinstimmt. Bild 7 vermittelt einen Eindruck.

## 5.2 Achterbahn

Die Fahrwerke von Achterbahnen sind erheblichen Belastungen ausgesetzt, was zu Brüchen führen kann. Ein typisches Beispiel war die "Wilde Maus" der Firma Maurer in München (Bild 8). Jeder Wagen hat vier Radpakete mit jeweils sechs Rädern, die alle gegenüber den Schienen mit Rohrquerschnitt Spiel haben müssen. Das führt in Kurven zum stoßartigen Kontaktverlust einiger Räder und danach wieder zum stoßartigen Anlegen an die Schiene, was mit sehr großen Lasten einhergeht.

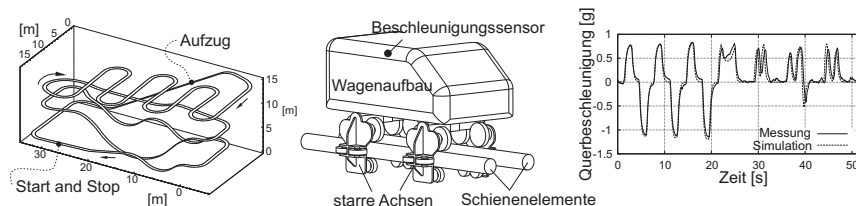


Bild 8: Achterbahn, Einzelwagen-Modell und Ergebnisse der "Wilden Maus" [16]

Mit einem geeigneten Modell mit 18 Freiheitsgraden und 24 Kontaktmöglichkeiten konnte die relativ komplizierte Dynamik eines solchen Wagens beschrieben und erfolgreich mit Messungen verglichen werden. Die entsprechenden Algorithmen wurden zu Auslegungsverbesserungen der Bahntopologie und des Wagen-Fahrwerks herangezogen, Bild 8 und [16].

### 5.3 Spielzeugspecht

Ein interessantes Beispiel eines nichtlinearen Schwingers mit Selbsterregung und gleichzeitig ein Vertreter nicht-glatte Dynamik ist der bekannte Spielzeugspecht [13]. Das Spielzeug besteht aus einer Stange, an der der Specht schwingend herunterrutscht, aus einer Muffe, die mit Spiel auf dieser Stange gleitet und aus dem Specht, der über eine Feder mit der Muffe verbunden ist (Bild 9). Die Muffe mit Spiel sorgt bei entsprechenden Kippwinkeln  $\pm\varphi_{k1}$  für eine Selbsthemmung und bewirkt Folgendes ( $y$  = vertikale Koordinate (nach unten),  $\varphi_M$  = Kippwinkel Muffe,  $\varphi_S$  = Kippwinkel Specht):

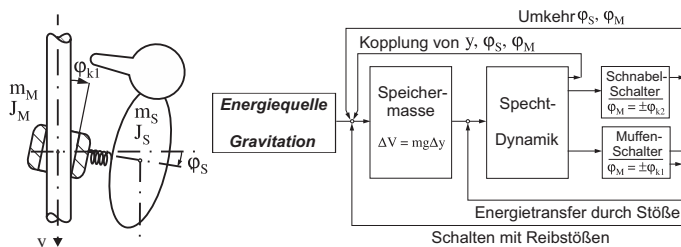


Bild 9: Selbsterregte Schwingung des Spielzeugspechts

In der unteren Selbsthemmungslage  $\varphi = +\varphi_{k1}$  wird die beim Rutschen längs der Stange aus der Gravitation aufgebaute kinetische Energie der Abwärtsbewegung nach Abzug von Stoßverlusten in Schwingungsenergie für den Specht umgewandelt, wobei der Freiheitsgrad  $y$  der Abwärtsbewegung stillgelegt wird. Der Specht schwingt bis zu seinem Maximalausschlag und wieder zurück und gibt bei erneutem Erreichen des Kippwinkels  $+\varphi_{k1}$  die Selbsthemmung und damit den  $y$ -Freiheitsgrad wieder frei.

Unter dem Einfluß der Erdschwere rutscht das Ganze nach unten, wobei der Specht jedoch jetzt nach oben schwingt ( $\dot{\varphi} < 0$ ) und bei  $\varphi = -\varphi_{k1}$  wiederum Selbsthemmung erreicht, den  $y$ -Freiheitsgrad blockiert, bei einem Winkel  $\varphi = -\varphi_{k2}$  ( $|\varphi_{k2}| > |\varphi_{k1}|$ ) durch den Schnabelstoß zur schnellen Umkehr gezwungen wird und beim Winkel  $\varphi = -\varphi_{k1}$  erneut die Selbsthemmung aufgibt und sich damit nach unten bewegt. Hierbei schwingt er jetzt nach unten ( $\dot{\varphi} > 0$ ) und geht bei  $\varphi = +\varphi_{k1}$  in Selbsthemmung, womit der Zyklus wieder von vorne beginnt (Bild 10).

Die geschilderte Bewegung stellt eine nichtlineare, selbsterregte Schwingung vom Schwinger-Speicher-Typ mit einem stabilen Grenzyklus dar. Hauptschalter ist die Muffe mit Spiel, die über Selbsthemmung sowohl die Übertragung von Translationsenergie in Schwingungsenergie als auch den Aufbau der Translationsenergie aus der Gravitation steuert. Nebenschalter ist der Schnabel des Spechts, der durch den Stoß für schnellere Schwingungsumkehr sorgt. Dieser



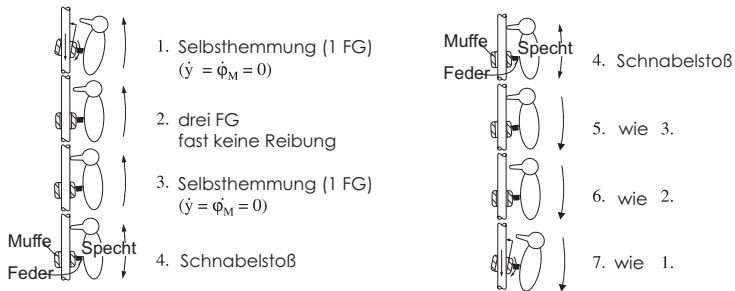


Bild 10: Bewegungssequenz des Spielzeugspechts

Schnabelstoß ist jedoch für die Funktion des Spielzeugs nicht unbedingt notwendig. Der Selbstregungsmechanismus wird in Bild 9 verdeutlicht.

## 6 Zusammenfassung

Es wird Einblick in die Probleme der nicht-glaten dynamischen Systeme gegeben. Sie treten bei Mehrkörpersystemen mit Kontakten in den Verbindungen der einzelnen Massen auf und beinhalten typischerweise zwei wesentliche Probleme. Erstens wirken wechselweise offene und geschlossene Kontakte massiv auf den Ablauf der Dynamik zurück und zweitens beeinflussen sich bei mehreren Kontakten die Kontakte gegenseitig. Diese Probleme lassen sich durch Einführung der Komplementarität zwischen relativer Kontaktkinematik und den Kontaktkräften lösen, wobei moderne Verfahren mengentheoretische Ansätze benutzen. Der Beitrag gibt einen Überblick zur Theorie.

Seit der Geburt dieser Verfahren in den achtziger und neunziger Jahren wurde eine Vielzahl industrieller Probleme aus allen Bereichen des Maschinenbaus erfolgreich behandelt. Oft gaben sie Anstöße für wesentliche Verbesserungen der theoretischen Darstellung und der numerischen Algorithmen. Davon wird eine kleine Auswahl von Beispielen diskutiert.

## Literaturangaben

- [1] Alart, P. and Curnier, A., *A Mixed Formulation for Frictional Contact Problems Prone to Newton-Like Solution Methods*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 92 (1991), 353-375
- [2] M. Beitel Schmidt, *Reibstöße in Mehrkörpersystemen*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 11, Nr.275, VDI-Verlag Düsseldorf, 1999
- [3] B. Brogliato, *Nonsmooth Mechanics*, Springer Verlag London Limited 1999
- [4] M. Foerg, T. Geier, L. Neumann, H. Ulbrich, *r-Factor Strategies for the Augmented Lagrangian Approach in Multi-Body Contact Mechanics*, III European Conference on Computational Mechanics, Lisbon, 2006

- [5] Chr. Glocker, *Dynamik von Starrkörpersystemen mit Reibung und Stößen*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 18, Nr.182, VDI-Verlag Düsseldorf, 1995
- [6] Chr. Glocker, *Set-Valued Force Laws - Dynamics of Non-Smooth Systems*. Springer Berlin, Heidelberg, New York, 2001
- [7] R. Leine, H. Nijmeijer, *Dynamics and Bifurcations of Non-Smooth Mechanical Systems*. Springer Berlin, Heidelberg, New York, 2004
- [8] Th. Meitinger, *Modellierung und Simulation von Montageprozessen*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 2, Nr. 476, VDI-Verlag Düsseldorf 1998
- [9] J.J. Moreau, *Unilateral Contact and Dry Friction in Finite Freedom Dynamics*, Volume 302 of International Centre for Mechanical Sciences, Courses and Lectures. J.J. Moreau P.D. Panagiotopoulos, Springer, Vienna (1988)
- [10] Panagiotopoulos, P.D., *Hemivariational Inequalities*, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 1993
- [11] F. Pfeiffer, *Mechanical System Dynamics*, Springer, Berlin, Heidelberg, 2009
- [12] F. Pfeiffer, *On the structure of frictional impacts*, Springer, Berlin, Heidelberg, Acta Mechanica, 229, (2018), 629–644
- [13] F. Pfeiffer, Chr. Glocker, *Multibody Dynamics with Unilateral Contacts*. John Wiley & Sons, INC., New York, 1996
- [14] Thorsten Schindler, Binh Nguyen, Jeff Trinkle *Understanding the difference between prox and complementarity formulations for simulation of systems with contact*, 2011 Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, San Francisco, CA(2011), 1433-1438
- [15] Th. Schindler, Th. Geier, H. Ulbrich, F. Pfeiffer, A. van der Velde, A. Brandsma, *Dynamics of Pushbelt CVTs*. VDI-Berichte NR. 1997: Umschlingungsgetriebe, VDI-Verlag Düsseldorf, 2007
- [16] A. Stieglmeier *Zur numerischen Berechnung strukturvarianter Mehrkörpersysteme*. VDI Fortschrittberichte, Reihe 18, Nr. 271, VDI Verlag Düsseldorf, 2001
- [17] Zeidler, E. and Schwarz, R. and Hackbusch, W., *Teubner-Taschenbuch der Mathematik*, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2003



