



Stefan-Georg Backhaus



**Eine Messstrategie zur Bestimmung des  
dynamischen Übertragungsverhaltens  
von Wälzlagern**



Cuvillier Verlag Göttingen

Eine Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens  
von Wälzlagern

Dissertation

zur Erlangung des Grades eines Doktors  
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von  
Diplom-Ingenieur Stefan-Georg Backhaus  
aus Göttingen

genehmigt von der  
Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau der  
Technischen Universität Clausthal

Tag der mündlichen Prüfung  
26. Oktober 2007

### **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

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

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2008

Zugl.: (TU) Clausthal, Univ., Diss., 2007

978-3-86727-506-4

|  |                                      |
|--|--------------------------------------|
| Vorsitzender der Promotionskommission: | Prof. Dr.-Ing. Norbert Müller        |
| Hauptberichterstatter:                 | Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Peter Dietz |
| Berichterstatter:                      | Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel       |

Dissertation Clausthal 2007

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2008

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://www.cuvillier.de)

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2008

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-506-4

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal. Sie ist Ergebnis meiner Arbeit an dem Forschungsprojekt AiF 13077N, FVA 404 „Dynamisches Übertragungsverhalten von Lagern im akustisch relevanten Frequenzbereich“, das aus Haushaltsmitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Arbeit (BMWA) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V. (AiF) gefördert wurde. Zwischenergebnisse der Arbeit wurden im Rahmen der Projektarbeit in einer Datenbank der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA) hinterlegt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Peter Dietz, dem ehemaligen Direktor des Instituts für die gewährten Freiräume, die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit sowie seinen Rückhalt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Armin Lohrengel, dem Direktor des Instituts, danke ich für die Übernahme des Koreferats und seinem Interesse an der Arbeit.

Für die Übernahme der Federführung der Arbeitsgruppe danke ich Herrn Bernd Ziegler von der Voith Turbo GmbH & Co. KG, der das Projekt von Anfang an in den Arbeitskreissitzungen und später in den Arbeitsgruppensitzungen begleitete und unterstützte.

Bei meinen Kollegen am Institut bedanke ich mich für die hilfreichen Diskussionen und Hinweise bei der Umsetzung meiner Ideen. Mein besonderer Dank gilt meinen Kollegen und Freunden Hans Joachim „Jachy“ Jach-Reinke, Berthold Käferstein, Dirk Müller, Radoslaw Kruk und Daniel Thoden für ihre tatkräftige Unterstützung sowie dem Akademischen Oberrat des Instituts Günter Schäfer für die Bereitstellung der finanziellen und technischen Möglichkeiten. Darüber hinaus bedanke ich mich bei der Werkstatt des IMW und ihrem Leiter Andreas Rehwagen sowie dem Elektroniker des Instituts Wolfgang Malessa für den Bau und die Betreuung des Prüfstandes. Nicht unerwähnt bleiben soll die freundliche Betreuung in allen Belangen durch das Sekretariat des Instituts.

Den Studien- und Diplomarbeitern sowie den wissenschaftlichen Hilfskräften danke ich für ihre Unterstützung. In diesem Zusammenhang hervorgehoben werden sollen Mario Müller für die Ausarbeitung der Konstruktionszeichnungen des Prüfstandes sowie Sebastian Paeseler für seinen unermüdlichen Einsatz bei der Durchführung der Reihenuntersuchungen.

Ein großes Dankeschön gebührt meinen Eltern, die immer für mich da waren und mich in jeder Hinsicht unterstützt und gefördert haben. Darüber hinaus danke ich meinen Schwiegereltern, die immer bereit waren zu helfen.

Meiner Frau Cathrin gebührt besonderer Dank für ihre Geduld, die stete Unterstützung und all die Aufgaben, die Sie übernommen hat und häufig ohne mich bewältigen musste. Meinen Kindern danke ich für die entgegengebrachte Liebe und all die erduldeten Entbehrenungen, wenn „Papi wieder im Büro arbeiten musste“.



Meinen Mädels



| <b>Inhaltsverzeichnis</b>   | <b>Seite</b> |
|---|--------------|
| Abstract.....   | 3            |
| 1 Einleitung.....   | 1            |
| 2 Stand der Technik der Körperschallübertragung durch Wälzlager.....                                    | 2            |
| 3 Ausarbeitung, Bau und Inbetriebnahme des Prüfstandes .....  | 9            |
| 3.1 Konzept des Prüfstandes .....   | 9            |
| 3.2 Ausführung des Prüfstandes .....  | 10           |
| 4 Versuchsprogramm .....  | 14           |
| 4.1 Versuchsprogramm Wälzlager .....  | 14           |
| 4.1.1 Wälzlager .....   | 14           |
| 4.1.2 Untersuchung der Parametereinflüsse.....  | 14           |
| 4.1.3 Hauptversuchsprogramm.....  | 21           |
| 4.1.4 Auswertung .....  | 21           |
| 5 Versuchsdurchführung und Auswertung .....   | 22           |
| 5.1 Körperschallübertragung .....   | 22           |
| 5.2 Vierpolsystematik .....   | 23           |
| 5.2.1 Messtechnische Bestimmung der Vierpolparameter.....   | 25           |
| 5.2.2 Bestimmung der Vierpolparameter aus Messungen mit zwei Massen .....                               | 28           |
| 5.2.3 Bestimmung der Vierpolparameter von Welle und Platte .....  | 29           |
| 5.2.4 Vierpolparameter von Welle 1 .....  | 33           |
| 5.2.5 Vierpolparameter der untersuchten Platten .....   | 34           |
| 5.2.6 Umrechnung der an Platte und Welle gemessenen Werte auf den Lagersitz an<br>Platte und Welle..... | 36           |
| 5.2.7 Bestimmung anderer Größen.....  | 37           |
| 5.2.8 Umrechnung der Vierpolparameter in Steifigkeit und Dämpfung.....                                  | 38           |
| 5.3 Planung der messtechnischen Versuchsdurchführung .....  | 40           |
| 5.3.1 Identifizierung geeigneter Messpunkte .....   | 40           |
| 5.3.2 Die Messtechnik des Prüfstandes.....  | 41           |
| 5.4 Durchführung der Versuche und Auswertung der Ergebnisse .....                                       | 43           |
| 5.4.1 Durchführung der Versuche .....   | 43           |
| 5.4.2 Auswertung der Signale drehender Sensoren .....   | 44           |
| 5.4.3 Amplitudenmodulation - Allgemeiner Zusammenhang .....   | 47           |
| 5.4.4 Zweiseitenbandmodulation ohne Träger (ZSB) .....  | 48           |
| 5.4.5 Demodulation der Signale.....   | 49           |
| 5.4.6 Leakage und Picket-Fence Effekt .....   | 50           |
| 5.4.7 Drehungleichförmigkeit .....  | 57           |
| 5.4.8 FFT gemessener Zeitsignale bei verschiedenen Drehzahlen.....                                      | 59           |
| 5.5 Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes.....   | 61           |

---

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 5.5.1 | Vergleich zweier Messwertstichproben .....  | 62 |
| 5.5.2 | F-Test .....  | 65 |
| 5.5.3 | t-Test .....  | 66 |
| 5.5.4 | Ergebnisse der Untersuchungen zur Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes<br>..... | 68 |
| 5.6   | Ergebnisse der Messungen .....  | 72 |
| 5.6.1 | Vierpolparameter der Wälzlager .....  | 72 |
| 5.6.2 | Steifigkeiten und Dämpfungen der Wälzlager .....                                    | 74 |
| 5.7   | Steifigkeit und Dämpfung zwischen Lageraußenring und Gehäuse .....                  | 79 |
| 6     | Ergebnisse der Reihenuntersuchungen .....   | 80 |
| 7     | Zusammenfassung .....   | 86 |
| 8     | Literatur .....   | 88 |

## Symbole der Formelgrößen

| Symbol         | Bedeutung  | Einheit                     |
|----------------|--|-----------------------------|
| A              | Vierpol  | 1; Ns/m; m/Ns               |
| B              | Abstand zweier Frequenzlinien                          | Hz                          |
| $C_{\delta}$   | Konstante der Gesamtverformung des Rillenkugellagers   | N/mm <sup>3/2</sup>         |
| D              | Außendurchmesser                                       | mm                          |
| E              | Dehnung  | 1                           |
| E              | Exponent   |                             |
| F              | Kraft  | N                           |
| $F_r$          | Radiale Lagerkraft                                     | N                           |
| F              | Verhältnis der Varianzen                               | 1                           |
| I              | Strom  | A                           |
| S              | Amplitude  |                             |
| S              | Verhältnis des Rollenkörperradius zum Rillradius       | 1                           |
| U              | Spannung   | V                           |
| Y              | Admittanz  | m/Ns                        |
| Z              | Impedanz, Widerstand eines Körpers gegen eine Erregung | Ns/m                        |
| a              | Beschleunigung   | m/s <sup>2</sup>            |
| b              | Breite   | mm                          |
| c              | Dämpfung   | kg/s                        |
| d              | Innendurchmesser                                       | mm                          |
| $d_w$          | Kugeldurchmesser                                       | mm                          |
| e              | Exponent   |                             |
| f              | Frequenz   | Hz                          |
| f              | Freiheitsgrad  | 1                           |
| $f_r$          | Radiale Federung                                       | $\mu\text{m}$               |
| i              | Imaginäre Einheit                                      | -1                          |
| j              | Imaginäre Einheit                                      | -1                          |
| k              | Federsteifigkeit                                       | N/m                         |
| m              | Masse  | kg                          |
| n              | Anzahl   | 1                           |
| rpm            | Umdrehungen pro Minute                                 | min <sup>-1</sup>           |
| s              | Sinusförmiges Signal                                   |                             |
| s              | Stichprobenstandardabweichung                          | Einheit der Ausgangseinheit |
| s <sup>2</sup> | Stichprobenvarianz                                     | Quadrat der Ausgangseinheit |

| Symbol            | Bedeutung   | Einheit                     |
|-------------------|---|-----------------------------|
| $s_D$             | Hilfsgröße  | Einheit der Ausgangseinheit |
| $t$               | Zeit  | s                           |
| $t$               | $t$   | 1/Einheit der Ausgangsgröße |
| $u$               | Weg   | m                           |
| $v$               | Schnelle  | m/s                         |
| $x$               | Weg   | m                           |
| $\dot{x}$         | Schnelle  | m/s                         |
| $\ddot{x}$        | Beschleunigung  | m/s <sup>2</sup>            |
| $z$               | Anzahl  | 1                           |
| $\Im$             | Imaginärteil  |                             |
| $\Re$             | Realteil  |                             |
| $\mu$             | wahrer, jedoch unbekannter Mittelwert einer Grundgesamtheit       | Einheit der Ausgangseinheit |
| $\Delta\text{dB}$ | Pegeldifferenz  | dB                          |
| $\Delta f$        | Frequenzdifferenz   | Hz                          |
| $\Delta L$        | Pegeldifferenz  | dB                          |
| $\kappa$          | Schmiegung  | 1                           |
| $\pi$             | Kreiszahl   | 1                           |
| $\sigma$          | wahre, jedoch unbekannte Standardabweichung einer Grundgesamtheit | Einheit der Ausgangseinheit |
| $\sigma^2$        | wahre, jedoch unbekannte Varianz einer Grundgesamtheit            | Quadrat der Ausgangseinheit |
| $\omega$          | Kreisfrequenz   | Hz                          |
| $\bar{x}_1$       | Stichprobenmittelwert   | Einheit der Ausgangseinheit |

## **Abstract**

Die vorgelegte Arbeit widmet sich der Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern.

Zunächst wird die Entwicklung eines neuartigen Prüfstandes zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern vorgestellt. Bei dem Entwurf des Prüfstandes wurde besonderer Wert darauf gelegt, eine große Spanne von Wälzlagern unter den verschiedensten Betriebsbedingungen über weite Parameter-Bereiche untersuchen zu können. Ein weiterer Gesichtspunkt war die einfache Auswechselbarkeit der Lager, um den Umbauaufwand zur Untersuchung verschiedener Lager gering zu halten.

Der Schwerpunkt der Arbeit beschäftigt sich mit einer Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern. Ausgehend von der Vierpoltheorie, die beispielsweise zur Bestimmung des frequenzabhängigen Körperschallübertragungsverhaltens einfacher Bauteile wie Federn oder Massen in einaxialer Richtung Anwendung findet, wird ein Verfahren mit zugehöriger Sensoranordnung entwickelt, das es erlaubt, die Vierpolparameter von Wälzlagern unter den Betriebsbedingungen am Prüfstand zu bestimmen. Hierbei wird ausführlich auf die Demodulation der Signale im System rotierender Sensoren eingegangen und anhand von Simulationen untersucht, wie sich beispielsweise Drehzahlschwankungen während einer Messung auf die Genauigkeit der Ergebnisse auswirken. Es wird gezeigt, dass die tatsächlich auftretenden Drehzahlschwankungen zu vernachlässigbar kleinen Abweichungen führen.

Da es sich bei dem Prüfstand um eine Neuentwicklung handelt, wird ausführlich auf die statistische Absicherung der Wiederholzuverlässigkeit der Messergebnisse eingegangen.

Aufgrund der wesentlich weiteren Verbreitung von Steifigkeiten und Dämpfungen zur Bestimmung der Übertragungseigenschaften von mechanischen Systemen wird ein Verfahren zur Berechnung von Steifigkeiten und Dämpfungen aus Vierpolparametern vorgestellt.

Somit lässt sich mittels der vorgestellten Messstrategie das frequenzabhängige Körperschallübertragungsverhalten von Wälzlagern in Abhängigkeit der untersuchten Wälzlager und der Betriebsparameter angeben um diese beispielsweise zur Verbesserung der Simulation der Geräuschentwicklung von Getrieben zu verwenden.

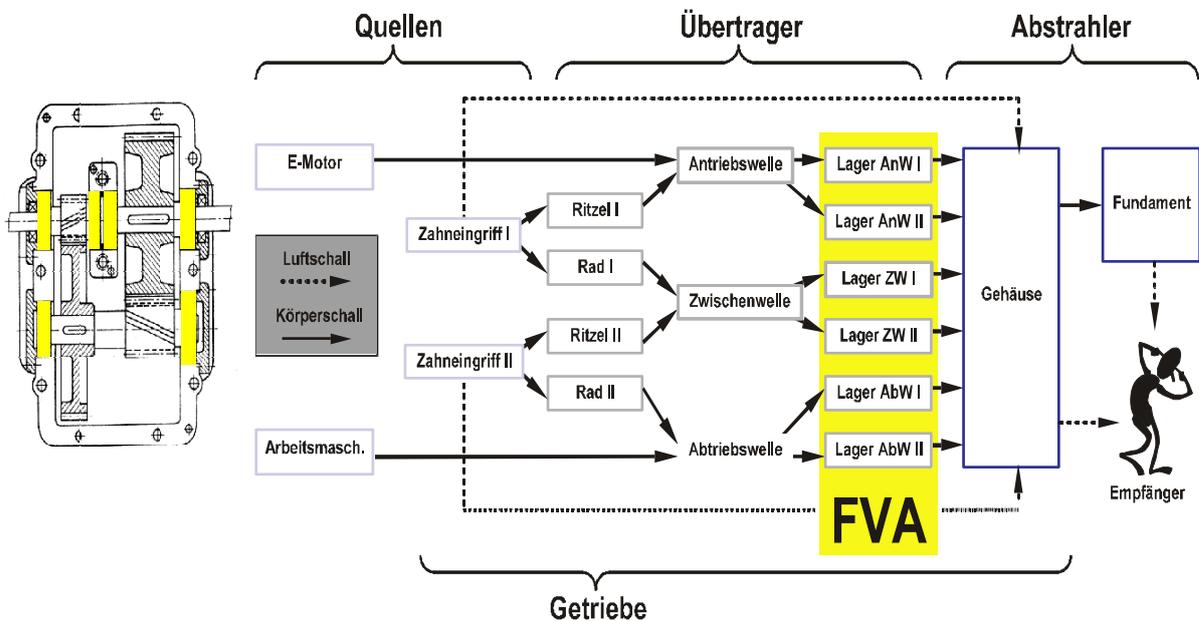
Schlussendlich wird der Einfluss ausgesuchter Betriebsparameter auf die Steifigkeit und Dämpfung der Wälzlager vorgestellt.



## 1 Einleitung

In der heutigen Zeit müssen viele Produkte unter dem Aspekt des Lärm- und Geräuschverhaltens optimiert werden. Das Maschinengeräusch kann aber erst in sehr späten Phasen der Produktentstehung lokalisiert und quantifiziert werden. Daher werden in vielen Firmen Simulationsprogramme zur Abschätzung beziehungsweise zur Berechnung der Schallpegel angewendet, um möglichst frühzeitig und damit kostengünstig eine Ermittlung des Gesamtschallverhaltens vorzunehmen. Aufgrund von oft komplexen Systemzusammenhängen wie beispielsweise in Wälz- und Gleitlagern lassen sich diese Elemente nicht einfach simulieren, sondern müssen durch Übertragungsparameter ersetzt werden.

Die genaue Kenntnis der Übertragungsfunktion der Lager ist von großer Bedeutung, da diese im direkten Schallfluss von der Quelle (Zahneingriff) zur abstrahlenden Fläche (Gehäuse) liegen. Damit ist ihr Schallübertragungsverhalten maßgeblich für das Gesamtschallverhalten.



**Bild 1:** Querschnitt- und Schallflussdiagramm eines zweistufigen Getriebes

## 2 Stand der Technik der Körperschallübertragung durch Wälzlager

Die ersten wesentlichen Untersuchungen zur Beurteilung des Schwingungstransfers durch Wälzlager wurden Ende der 80er Jahre in Angriff genommen. Richter [1] war 1989 einer der Ersten, der systematische Untersuchungen zur Körperschallübertragung in Getrieben durchführte. Richter stellt im theoretischen Teil seiner Untersuchungen ein Vier- und ein Dreifreiheitsgradsystem zur Berechnung des Übertragungsverhaltens von Kugel- und Rollenlagern auf. Das Vierfreiheitsgradsystem berücksichtigt dabei den Einfluss der auf das Lager einwirkenden Kräfte und Momente. Die Wälzkörper werden durch ihre Masse und die auf sie wirkenden Fliehkräfte und Kreiselmomente betrachtet. Des Weiteren werden die elastischen Verformungen der Wälzkontaktflächen berücksichtigt und die daraus resultierenden Steifigkeiten der metallischen Lagerteile. Es wird die vom Schmierfilm herrührende Verschiebung der Wälzkörper und damit der Einfluss auf die Lagersteifigkeit sowie seine Steifigkeit und Dämpfung im Wälzkontakt berücksichtigt. Im Dreifreiheitsgradsystem wird die Masse der Wälzkörper vernachlässigt. Der Vergleich mit den gemessenen Werten zeigt eine tendenzielle Übereinstimmung der Werte.

Rajab u. a. [22] stellen 1989 ein Rechenmodell zur Kraftübertragung von Wälzlagern vor, mit dem sie nachweisen, dass auch rein radiale Lagerkräfte eine Gehäuseplatte zu Biegeschwingungen anregen können. Dabei untersuchen sie auch den Einfluss der Lagerposition auf der Welle und in der Platte und stellen die Unterschiede dar. Die Rechnungen werden mit Versuchen verglichen und zeigen, dass sie den Trend abbilden können.

Singh u. a. [23] stellen 1990 ein mathematisches Modell eines einstufigen Rotor-Systems auf, mit dem sie die Effekte der Einspannsteifigkeit, der Gehäusemasse und der Lagervorspannung auf die dynamischen Eigenschaften untersuchen. Mit dem entworfenen Modell sind sie in der Lage die Vorhersagen der bisherigen Modelle zu erfüllen und gleichzeitig die Momentenübertragbarkeit der Lager und der Einspannung vorauszuberechnen. Einschränkung dabei ist jedoch, dass sie sich allein auf ein lineares System beschränken müssen.

Singh u. a. stellen im selben und den darauf folgenden Jahren weitere Arbeiten zur Schwingungsübertragung von Wälzlagern vor [29, 30, 31, 32, 33]. Im Wesentlichen geht es dabei um ein mathematisches Modell, mit dem sie die Schwingungsübertragung von Wälzlagern bestimmen wollen. Die mathematischen Untersuchungen werden anhand von eigenen und Fremdmessungen überprüft. Sie testen dabei Parameter wie den Einfluss des unbelasteten Kontaktwinkels, der Vorlast und des Lagertyps und unterscheiden auch nach Kugel- und Rollenlagern.

Zu beachten ist jedoch, dass sie wesentliche Einschränkungen für ihre Überlegungen voraussetzen. Sie betrachten die Übertragungsfähigkeit der Lager nur im linearen Bereich, das

heißt, sie rechnen mit Hertzschen Verformungen. Die relativen Positionen der Kugeln werden durch den Lagerkäfig definiert, die Belastung jedes Elementes wird durch die relative Position im Lager bestimmt, Zentrifugalkräfte und Kreiselmomente werden ignoriert und die Lager werden als ungeschmiert betrachtet.

Rautert stellt 1990 eine Arbeit zur Untersuchung der Körperschallübertragung und Schallabstrahlung von Getrieben vor [20, 34].

Die Arbeit gliedert sich im Wesentlichen in drei Teilbereiche. Der erste Teilbereich stellt den rechnerischen Hintergrund des Programms DYLA dar. Dazu werden mechanische Ersatzmodelle zur Berechnung des Schwingungsverhaltens ein- und zweistufiger Stirn- und Kegelradgetriebe aufgestellt. Zur Berechnung der für die Körperschallübertragung wesentlichen Lagersteifigkeit werden verschiedene Möglichkeiten angeboten. Sie kann nach Eschmann, Hasbargen und Weigand oder nach DIN 3990 und Harris berechnet werden. Die Steifigkeiten sind dabei auf den Betriebspunkt des Getriebes linearisiert. Weiterhin besteht die Möglichkeit der manuellen Eingabe, um bisher nicht berücksichtigte Modelle einfließen zu lassen. Dabei ist allerdings zu beachten, dass auf "eine eingehende Untersuchung der Wechselwirkung von Lager- und Gehäusesteifigkeit" verzichtet wird, da diese "über den Rahmen dieser Arbeit hinaus" geht.

Im zweiten Abschnitt wird der Aufbau und die Programmstruktur des Programms DYLA vorgestellt.

Der dritte Abschnitt zeigt die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der dynamischen Lagerkräfte. Dabei wird hauptsächlich der Einfluss von Getriebeparametern auf die Lagerkräfte untersucht. In diesem Zusammenhang ist ebenfalls die Vorstellung des Programms DYLA von 1994 zu nennen [7].

1993 stellen Kollmann und Weck zwei Studien zu einem Expertensystem Getriebeakustik vor [39, 40]. Die Arbeiten liefern jedoch keine neuen Erkenntnisse auf dem Gebiet der Körperschallübertragung durch Wälzlager.

Kollmann stellt 1996 eine weitere Arbeit zum Thema Expertensysteme Getriebeakustik vor [35]. Der Abschlußbericht beschreibt die Arbeiten des Forschungsvorhabens 201/Ib der FVA und gliedert sich in drei Teile. Der erste Teil beschreibt den Aufbau, die Algorithmen und die Funktionsweise von Expertensystemen. Der zweite Teil beschäftigt sich mit maschinenakustischen Grundlagen und der Geräuschminderung an Getriebegehäusen. Im dritten und wesentlichsten Teil wird das wissensbasierte Expertensystem ATHENA beschrieben. Es soll den Konstrukteur bei der Entwicklung geräuscharmer Getriebe und der Suche nach geeigneten Lärminderungsmaßnahmen unterstützen. Die Rolle der Lager bei der Geräuschübertragung in ATHENA ist durch das integrierte Programm DYLA berücksichtigt, das bereits

eingehend beschrieben wurde. In diesem Zusammenhang ist ebenfalls der Aufsatz [6] aus dem Jahre 1997 von Kollmann zu nennen.

Weck stellt in einer Arbeit von 1996 [36] das Programm ZAREX vor. Er beschäftigt sich dabei ausschließlich mit der akustischen Auslegung von Verzahnungsgeometrien in Getrieben und geht nicht weiter auf Körperschallübertragung von Wälzlagern ein.

Im Zeitraum von 1995 bis 1997 beschäftigen sich Zeillinger, Dietl und Springer in ihren Arbeiten [14,15,17] mit der Frage der Dämpfung in Wälzlagern. Dabei stellen sie nach Analyse der Schwächen vorheriger Arbeiten ein Prüfstandskonzept vor, mit dem die Kugellagerdämpfung bestimmt werden soll. Zeillinger hat dabei besonderes Augenmerk auf eine einfache, symmetrische Konstruktion mit wenigen Fügestellen gelegt. Die Lager stellen nach der gezeigten Bauweise die nachgiebigste Stelle des Aufbaus dar. Um die Fügestellen zwischen Gehäuse und Lagerring untersuchen zu können, war diese Passung variabel ausgestattet. Die Lager wurden axial vorgespannt eingebaut und mit einer dosierbaren Öl-Luft-Schmierung versehen.

Angeregt wurde der Prüfstand bei laufendem Rotor durch einen Modalhammer und bei stillstehendem Rotor mittels eines Shakers (elektrodynamischer Schwingerreger) mit Sinus-Sweep. Dabei wurden die Vertikal- und Horizontalschwingungen des Rotors berührungslos über Wirbelstromsensoren erfasst, bei stillstehendem Rotor kamen auch Beschleunigungssensoren zum Einsatz. Die aus dem aufwendig bearbeiteten Signal berechneten Übertragungsfunktionen stellen die Basis für die Berechnung der Dämpfung dar.

Die Versuche an den Lagern wurden unter axialer Vorspannung durchgeführt. Unter der Voraussetzung, dass die axiale Vorspannung gegenüber den dynamischen Erregerkraftamplituden groß ist, wird angenommen, dass die Wälzkörper in der Rechnung durch lineare Federelemente ersetzt werden können.

Aus der Literatur und aus nicht näher genannten "eigenen" Versuchen wird auf ein viskoelastisches Verhalten der EHD-Kontakte geschlossen.

Bei dem Prüfstandsmodell zur Identifikation der Dämpfung und Steifigkeit werden nur ebene Bewegungen betrachtet. Da die Materialdämpfung des Rotors als klein gegenüber der Lagerdämpfung angenommen wird, wird diese vernachlässigt.

Bei dem Vergleich der gemessenen und gerechneten Daten wird die Dämpfung außerhalb der Resonanz unterschätzt. Damit schließen die Autoren auf ein nichtlineares Verhalten der Dämpfung. Ein nichtlineares Verhalten der Steifigkeit wird ausgeschlossen.

Bei der Modellierung der Dämpfung von Kugellagern gehen die Autoren von zwei Grenzfällen aus. Um die untere Grenze zu markieren, überprüfen sie die Dämpfung des trockenen, nicht rotierenden Wälzkontaktes. Als wichtigste Ursachen für die Dämpfung kommen hier die Reibungsvorgänge in den Kontaktflächen sowie die im Inneren des Materials (Material- und Strukturdämpfung) zum Tragen. Daher beschreiben sie die Dämpfung des trockenen Lagers

mit Hilfe des in der Theorie der Materialdämpfung üblichen Verlustfaktors  $\eta$ . Für Rillenkugellager werden dabei Werte von  $\eta = 1\%$ , für Schrägkugellager je nach axialer Vorspannung Werte von  $\eta = 1,5\%$  bis  $\eta = 2\%$  berechnet.

Weiterhin werden die Vorgänge im EHD-Kontakt beschrieben. Als Ergebnis zeigt sich ein lineares Verhalten im betrachteten Parameterbereich.

Bei den Untersuchungen zeigt sich, dass die Lagerringfügstellen zum Gehäuse aufgrund der hohen Prüfstandssteifigkeit keinen nennenswerten Einfluss auf die Dämpfung haben.

Bei den Messungen zum Dämpfungsverhalten des Wälzkontaktes wurde festgestellt, dass die Schmierstoffmenge ab einer bestimmten Grenzmenge die Dämpfung nicht weiter beeinflusst.

Bei Untersuchungen, die den Einfluss der Drehzahl und der axialen Vorspannung auf die Dämpfung im Wälzkontakt zeigen sollen, ergibt sich ein relativ konstanter Anstieg der Wälzkontaktsteifigkeit über der Vorspannung. Mit der Drehzahl nimmt die Steifigkeit hingegen nur leicht zu.

Die Dämpfung fällt zunächst über der Drehzahl ab um im oberen Drehzahlbereich bei geringen Vorspannungen wieder anzusteigen. Für hohe Vorspannungen fällt sie weiterhin ab. Die Autoren schließen dabei auf fliehkraftbedingte Vorgänge im Lager, die durch ihre Rechnungen nicht erfasst werden können.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass nach diesen Untersuchungen die Hauptdämpfungsmechanismen bei der Werkstoffdämpfung und in der Einlaufzone des EHD Kontaktes zu finden sind.

Aono u. a. [25] beschäftigen sich 1998 ebenfalls mit der Frage der Dämpfung in Wälzlager. Die Autoren beschreiben zunächst einen Prüfstand, mit dem sie die Dämpfung eines einzelnen Wälzlagers bestimmen wollen. Um Fügstelleneinflüsse zwischen Welle und Innenring sowie zwischen Außenring und Anschlussgeometrie zu vermeiden, bauen sie ein "monolithisches" Lager, das heißt, die Rillenkonturen werden direkt in die Welle und in die Anschlussgeometrie eingearbeitet. Um die axiale Vorlast relativ einflussfrei auf das Lager zu übertragen, arbeiten sie mit einem axialen Luftlager. Angeregt wird der Aufbau durch einen Modalhammer an der Welle oder an der Anschlussgeometrie. Zur Auswertung der Versuche wird mit Hilfe eines Ein-Freiheitsgrad-Systems ein Curve-Fitting der bestimmten Übertragungsfunktionen durchgeführt. Anhand der angepassten berechneten Kurve werden dann die benötigten Parameter abgelesen.

Die Versuche umfassten dabei den Einfluss der Drehzahl, des Schmierzustandes (geschmiert/ungeschmiert), der Axiallast, des Lagerspiels und der Anzahl der Kugeln. Sie kommen dabei zu ähnlichen Ergebnissen wie auch schon andere Autoren vor ihnen.

- Die Dämpfung nimmt mit steigender Axiallast ab.
- Die Dämpfung nimmt durch Zugabe von Fett zu.

- Je höher das Lagerspiel ist, desto größer ist die Dämpfung.
- Je größer die Kugelanzahl ist, desto größer ist die Dämpfung, wenngleich der Zusammenhang nichtlinear ist.
- Die Dämpfung nimmt mit steigender Drehzahl ab.
- Der Einfluss der Schmierung auf die Dämpfung wird mit steigender Drehzahl geringer.

Die Tatsache, dass hier nur sinkende Dämpfung mit steigender Drehzahl festgestellt wird, ist darauf zurückzuführen, dass die Untersuchungen nur in einem unteren Drehzahlbereich (bis  $3000 \text{ min}^{-1}$ ) ausgeführt wurden, da sonst nach den Ergebnissen anderer Untersuchungen ein Wiederanstieg der Dämpfung erfolgen muss.

Singh veröffentlicht 1996 und 1998 zwei weitere Arbeiten [26, 27] zum Thema Körperschallübertragung von Wälzlagern, die im Wesentlichen auf seinen vorherigen Arbeiten aufbauen.

Basdogan [28] beschäftigt sich 1998 - im Wesentlichen aufbauend auf den Arbeiten von Singh - mit der Schwingungsübertragung von Pendelrollenlagern. Der Unterschied dieser Lager zu allen bisher behandelten Lagern ist, dass diese keine Biegemomente auf Gehäuseplatten übertragen können. In dem Artikel wird ein theoretisches Modell der Schwingungsübertragung solcher Lager beschrieben, die rechnerischen Untersuchungen werden mit experimentellen verglichen.

Die Untersuchungen konzentrieren sich dabei im Wesentlichen auf die Abhängigkeit der Steifigkeitsmatrix von der axialen, radialen und kombinierten Vorlast und auf den Einfluss des Lagerspiels.

Wichtig zu beachten ist, dass die Autoren davon ausgehen, dass die Wälzkörper durch die Käfige in Position gehalten werden und sich somit ihre relative Position zueinander nicht verändert. Des Weiteren werden aus hoher Drehzahl herrührende Einflüsse vernachlässigt und angenommen, dass die Lager ungeschmiert sind.

Arbeiten zum Thema körperschallanregender Lagerkräfte stammen von Gold aus den Jahren 1999 und 2000 [37, 38].

Der Beitrag [37] behandelt im Wesentlichen die "grundlegenden theoretischen Arbeiten zur Berechnung eines Mehrkörpersystems", macht aber keinerlei Aussagen zu den dynamischen Eigenschaften von Lagern.

In [38] werden in Bezug auf die Lagergeräuschübertragung keine direkten Aussagen gemacht. Der einzige Bezug, der zu Lagern hergestellt wird, bezieht sich auf die verwendeten

Lagersteifigkeiten nach Harris [45]. Dabei wird allerdings keine Aussage zu wichtigen Einflussfaktoren wie zum Beispiel der Drehzahl gemacht.

Cermelj und Boltezar stellen in [90] einen Ansatz zur indirekten Bestimmung der dynamischen Eigenschaften von Rillenkugellagern vor. Dabei gehen Sie von einer FRF Kopplungsmethode (frequency response function coupling method) aus, die es erlaubt Teile eines Systems getrennt voneinander zu betrachten um deren Eigenschaften innerhalb des Systems anhand der Systemanalyse bestimmen zu können.

Zur Bestimmung der Kugellagerparameter bauen Sie einen Prüfstand aus einer Grundplatte mit zwei darauf befestigten Trägern auf, die durch eine Welle, die je mit einem Kugellagern in einem der Träger gelagert ist, verbunden werden. Die Lager sind mit einer Axiallast vorgespannt. Durch numerische und experimentelle Bestimmung der Eigenschaften der Prüfstandsteile ohne Lager und durch Einsetzen des Lagermodells nach Singh und Lim aus [29] in ein Gesamtmodell des Prüfstandes inklusive der Lager ermitteln sie die Lagerparameter des Modells nach experimenteller Analyse des Gesamtsystems.

De Kraker u. a. stellen in [91] theoretisch (nach dem Modell von Singh und Lim, siehe oben) und experimentell ermittelte radiale Steifigkeits- und Dämpfungswerte für ein stillstehendes, axial vorgespanntes NSK 6208 Radial-Rillenkugellager vor und vergleichen diese miteinander. Die experimentellen Ergebnisse zeigen einen Anstieg der Steifigkeit und einen Abfall der Dämpfung über der Last. Die berechneten Ergebnisse zeigen hingegen jeweils einen Anstieg der Steifigkeit und der Dämpfung über der Last an und weichen hingegen zum Teil erheblich von den experimentellen Werten ab.

Im Rahmen eines DFG Projektes zur "Analyse, Modellierung und Simulation der Körperschallemission von Wälzlagern in Abhängigkeit von Geometrie, Betriebspunkt und Oberflächenparametern" sind eine Reihe von Veröffentlichungen [85, 86, 87, 88, 89, 90] erschienen, die sich mit der Bestimmung von Körperschallübertragungsfunktionen zwischen einer Anregung im Lager (beispielsweise Überrollen eines Lagerschadens) und Beschleunigungssensoren an der Gehäuseoberfläche (beispielsweise einer Maschine) beschäftigen. Hintergrund ist dabei vor allem die Lagerüberwachung zur Schadensfrüherkennung. Sie beschäftigen sich nicht mit den Körperschallübertragungseigenschaften des Lagers selbst.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die wesentlichsten Arbeiten zur Schwingungsübertragung von Richter [1] und Singh u. a. [23, 29, 30, 31, 32, 33] stammen.

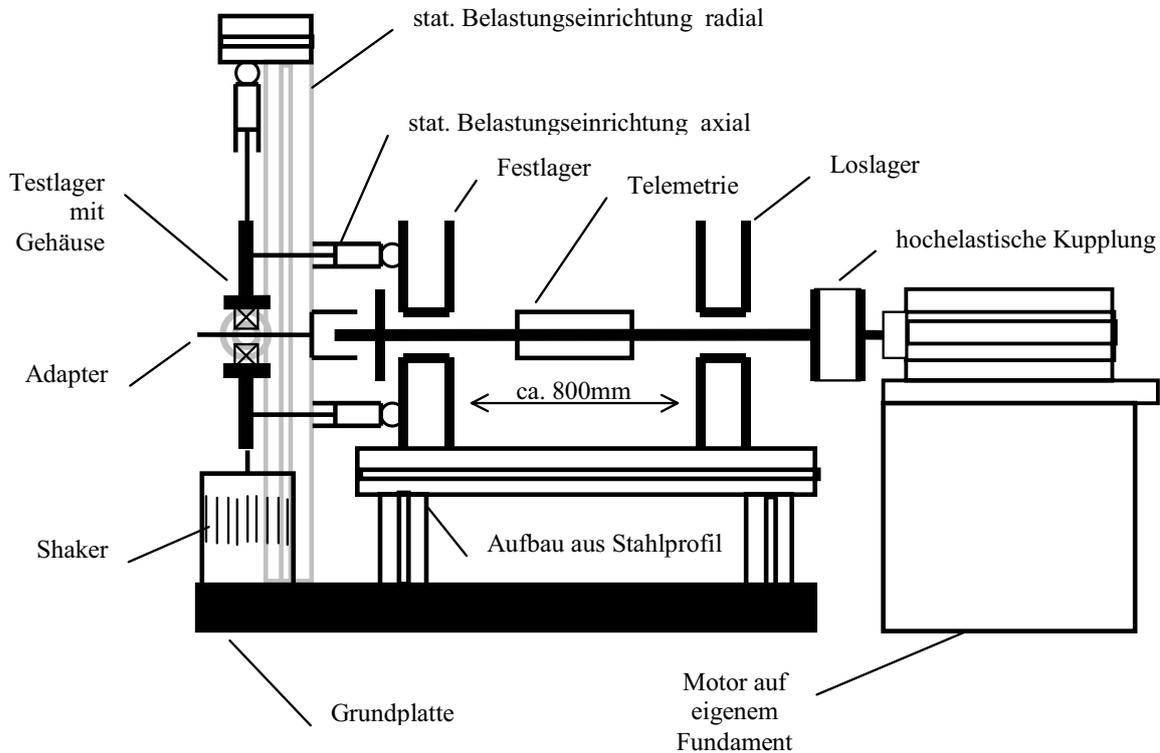
Richter betrachtet den Einfluss der auf das Lager wirkenden Kräfte und Momente, die Masse der Kugeln und die darauf wirkenden Fliehkräfte und Kreismomente, die elastische Verformung in den Kontaktflächen der Kugeln, den Einfluss des Schmierfilms auf die Steifigkeit

und sogar den Einfluss der Dämpfung im EHD-Kontakt. Was er allerdings nicht berücksichtigt, aber wesentliche Auswirkungen hat, wie Zeillinger u. a. in [14, 15, 17] zeigen, ist der Einfluss der Dämpfung in der EHD-Einlaufzone. Weiterhin kann er für den Einfluss der für die Körperschallübertragung des Lagers wesentlichen Einspannbedingungen (z. B. Wellen und Gehäusemasse) nur Abschätzungen anführen, da er dazu keine Untersuchungen durchgeführt hat.

Singh versucht die Einspannsteifigkeit und die Gehäusemasse in seine theoretischen Betrachtungen einzubeziehen. Des Weiteren untersucht er den Einfluss der Lagervorspannung und der Momentenübertragung. Allerdings werden der Einfluss der Zentrifugalkräfte und der Kreiselmomente auf die Wälzkörper sowie die kompletten Schmierbedingungen der Wälzlager vernachlässigt. Das hat erheblichen Einfluss auf die Steifigkeit und Dämpfung des Lagers.

### 3 Ausarbeitung, Bau und Inbetriebnahme des Prüfstandes

#### 3.1 Konzept des Prüfstandes



**Bild 2: Prinzipskizze des Prüfstandes**

Um einen guten Überblick über die Körperschallübertragungseigenschaften von Lagern zu bekommen, muss es möglich sein, verschiedene Arten und Größen von sowohl Wälz- als auch Gleitlagern untersuchen zu können. Aus diesem Grund wurde der Versuchsstand so konzipiert, dass die zu untersuchenden Lager auf einem auswechselbaren Wellenadapter montiert werden, der wiederum überkragend an der Hauptwelle des Prüfstandes angebracht wird. So wird eine gute Zugänglichkeit zu den Lagern gewährleistet und sichergestellt, dass sie schnell und sicher ausgewechselt werden können, vergleiche Bild 2. Darüber hinaus ist man durch die Austauschbarkeit des überkragenden Wellenadapters flexibel bei der Lagerauswahl. Je nach Bedarf können verschiedene Wellenadapter für unterschiedliche Lager eingesetzt werden. Neben dem Wellenadapter kann auch die Lagerplatte, in die der Prüfling inklusive der Sensorik eingebaut wird getauscht und den Versuchsanforderungen entsprechend gestaltet werden.

Um die Wälz- und Gleitlager bei betriebsnahen Bedingungen untersuchen zu können, ist es wichtig, ein weites Spektrum möglicher Betriebszustände zu realisieren. Aus diesem Grund wurde schon im Konzept berücksichtigt, dass möglichst hohe Belastungen und ein weites Drehzahlband stufenlos verstellbar sind.

Um einen ruhigen und damit eigengeräuscharmen Lauf des Prüfstandes zu gewährleisten, wurden die Hauptlager als hydrodynamische Gleitlager mit hydrostatischer Unterstützung

ausgelegt. So wird das gesamte zu untersuchende Drehzahlband bei maximaler Belastung der Prüflager gewährleistet. Das ist notwendig, um die von der Betriebslast und der Drehzahl abhängigen Lagergeräusche des Testmusters ohne Störungen aus der Umgebung zu erfassen.

Zur Einkoppelung der Körperschallanregung wurden mehrere Möglichkeiten diskutiert. Eine direkte Erregung der Welle mit einem Shaker würde der Realität am nächsten kommen, da das dem natürlichen Schallflussweg entspricht, siehe Bild 1, bei dem der Schall von der Welle durch die Lager auf das Getriebegehäuse geleitet wird. Es erwies sich jedoch als zu aufwändig ein drittes Gleitlager auf der Prüfstandshauptwelle zu montieren, das die Anregung des stationären Shakers an die Welle ankoppelt. Zusätzlich steht dem eine prinzipielle Beschränkung durch die Mechanik zugrunde: Die hohe Masse, die dieses Gleitlager aufgrund des großen Wellendurchmessers haben müsste, wirkt als Impedanzsprung und reduziert mit der entstehenden Tiefpasseigenschaft die Kraftamplitude für hohe Frequenzen. Zusätzlich würde der Fluidfilm eine weitere unerwünschte Dämpfung der Erregung hervorrufen.

Aus diesem Grund wird der umgekehrte Weg unter Zugrundelegung linearen Übertragungsverhaltens der Prüflager in beiden Richtungen, also vom Innenring zum Außenring und umgekehrt, eingeschlagen. Trifft diese Bedingung zu, ist es möglich, das Gehäuse (hier eine Lagerplatte, vergleiche Kapitel 3.2) anzuregen, in dem das Testlager eingebaut ist.

### 3.2 Ausführung des Prüfstandes

Der Prüfstand ist als stehende Konstruktion auf zwei getrennt voneinander elastisch gelagerten Fundamentplatten aus Stahlguss aufgebaut. Um eine Verschiebung der Platten gegeneinander zu verhindern, werden sie von einem massiven Stahlrahmen fixiert.

Motor (Bild 3, 1) und Untersetzungsgetriebe (Bild 3, 2) stehen auf einer der Fundamentplatten und sind über eine Ausgleichkupplung mit der Prüfstandshauptwelle verbunden.

Als Antriebsaggregat wird ein stufenlos drehzahlsteuerbarer Elektromotor in 250 Hz Ausführung eingesetzt, der Drehzahlen zwischen 0 und  $15000 \text{ min}^{-1}$  bei maximaler Leistung von 75kW realisieren kann. Zur Reduzierung der Antriebsdrehzahl und zur Erhöhung des an der Prüfstandshauptwelle anliegenden Drehmomentes wird ein verstellbares Untersetzungsgetriebe eingesetzt.

Auf der zweiten Fundamentplatte befindet sich die Prüfstandshauptlagerung bestehend aus einer Radial- (Bild 3, 3) und einer Radial-Axial-Gleitlagereinheit (Bild 3, 4). Die Ölversorgung der Gleitlager ist getrennt vom eigentlichen Prüfstand aufgebaut. Sie besteht aus einer Niederdruck- sowie einer Hochdruckversorgung und einem Kühlaggregat. Aufgrund ihrer Auslegung erlaubt die Prüfstandshauptlagerung Wellendrehzahlen zwischen  $50 \text{ min}^{-1}$  und  $5000 \text{ min}^{-1}$  bei einer maximalen radialen Belastung der Prüflager von 80kN sowie einer axialen Belastung von 40kN.

Um einen außerordentlich ruhigen, torsionsschwingungsarmen Lauf der Prüfstandshauptwelle zu realisieren, wurde diese besonders massiv ausgeführt.

Die eigentlichen Prüflager sind über einen austauschbaren Wellenadapter, der als auskragendes Element vor dem Radial-Axial-Gleitlager (Bild 3, 4) läuft, mit der Prüfstandshauptwelle verbunden.

Eingebaut werden die Lager wahlweise in eine massive Lagerplatte (Bild 3, 6) oder eine geschweißte Rippenkonstruktion, die als Ersatz für den Gehäuseausschnitt, beispielsweise eines Getriebes, dient.

Mit Hilfe eines elektrodynamischen Schwingerregers (Bild 3, 5) wird die Lagerplatte frequenzselektiv dynamisch erregt.



**Bild 3:           Praktische Umsetzung des Prüfstandes**

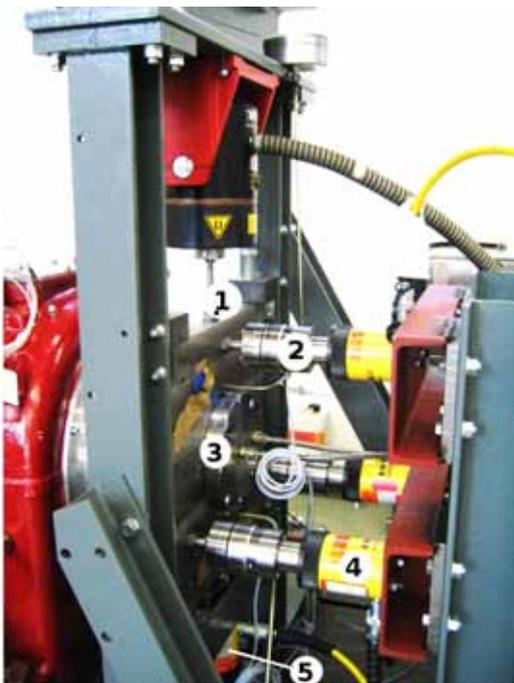
Über die Lagerplatte können die Prüflager statisch radial mittels eines Hydraulikzylinders (Bild 4, 5) mit bis zu 80kN sowie axial über drei einzeln ansteuerbare Hydraulikzylinder (Bild 4, 4) mit bis zu 40kN belastet werden. Während der Versuche werden die statischen Belastungen mit Hilfe von Kraftmessdosen überwacht.

Um sicher zu stellen, dass die maximale Schiefstellung zwischen Innen- und Außenring des Lagers nicht mehr als eine Winkelminute beträgt, wird die Lagerplatte nach dem Austausch eines Lagers zur Welle genau ausgerichtet. Darüber hinaus wird die Position der Platte während der Versuche permanent kontrolliert.

Das jeweilige Prüflager wird während der Tests mit einem definierten Ölvolumenstrom versorgt. Da die Lager und die verwendeten Schmieröle auch unter verschiedenen Temperaturen getestet werden sollen, verfügt der Lagerdeckel (Bild 4, 3) über einen integrierten Wärmetauscher, der die Umgebung der Wälzlager auf eine definierte Temperatur einstellen

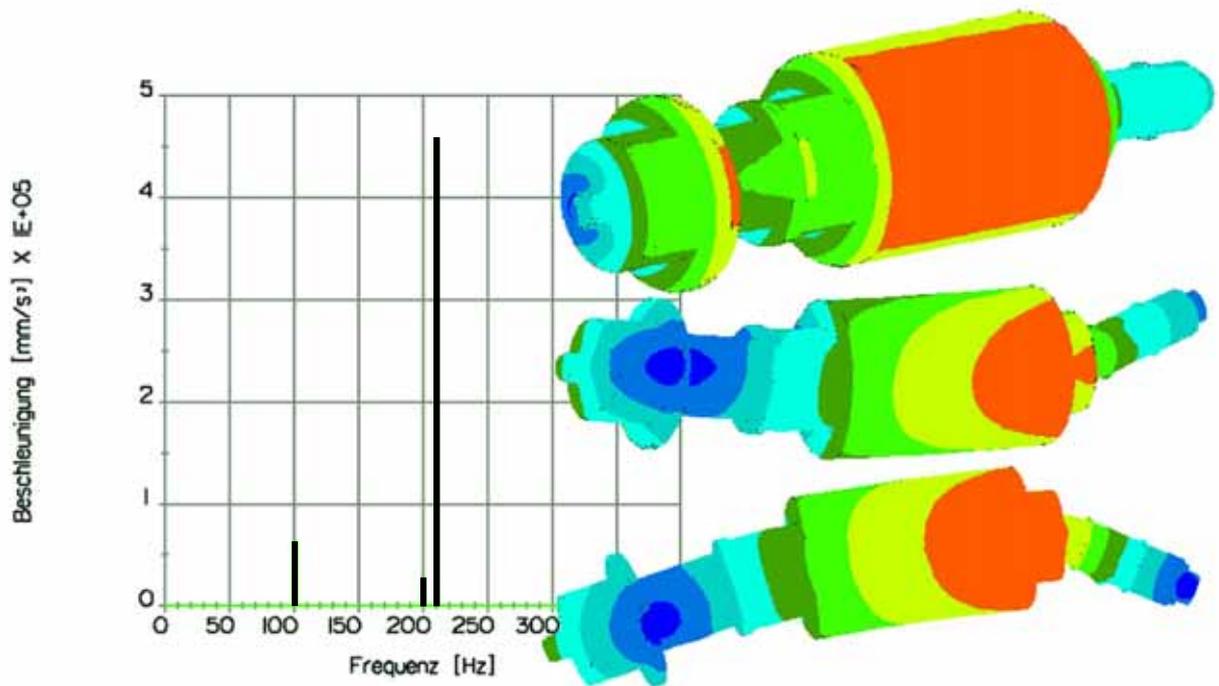
kann. Dazu überwacht ein Temperaturregler die Temperatur der Lagerplatte dicht neben dem Außenring des Wälzlagers und verändert entsprechend dem aktuellen Bedarf die Temperatur im Wärmetauscher um eine konstante Lagerumgebungstemperatur für den eingestellten Wert zu gewährleisten. Abweichend zu den Wälzlagerversuchen kann bei zukünftigen Gleitlagerversuchen die Schmierstoffzuführtemperatur auf eine zuvor festgelegte Temperatur geregelt werden.

Um aus den Messungen Vierpolparameter bestimmen zu können, muss jede Messung zweimal bei gleichen Betriebsparametern aber veränderten dynamischen Eigenschaften des zu untersuchenden Bereiches, durchgeführt werden. Um die dynamischen Eigenschaften der Messumgebung zu verändern ohne die zu untersuchenden Parameter zu beeinflussen, wird ein Versuch mit dem Versuchsaufbau wie in Bild 3 dargestellt durchgeführt. Für den zweiten Versuch werden rechts und links neben der Shakeranbindung (vergleiche Bild 4, 1) Massen an der Lagerplatte angebracht. Im Kapitel 5.2 zur Vierpolsystematik wird gezeigt, wie anschließend aus den Messergebnissen der beiden Versuche die Vierpolparameter gewonnen werden.



**Bild 4: Lagerplatte mit Radial- und Axialbelastung sowie dynamischer Anregung**

Um einen sicheren Prüfstandsbetrieb gewährleisten zu können, wurden vor Inbetriebnahme des Prüfstandes die dynamischen Eigenschaften der Prüfstandshauptwelle überprüft, was mit Hilfe von Simulationsrechnungen nach der Finiten Elemente Methode (FEM) durchgeführt wurde. Die Rechnungen berücksichtigen dabei sowohl die Welleneigenschaften als auch die Lagersteifigkeiten der Prüfstandshauptlager.



**Bild 5: Rechnerisch ermittelte Eigenfrequenzen der Prüfstandshauptwelle**

Die Ergebnisse zeigen, dass unterhalb 102Hz nicht mit kritischen Eigenschaften der Welle gerechnet werden muss. Da die Welle mit maximal 5000rpm, also mit maximal 83,3 Umdrehungen pro Sekunde betrieben wird, konnte unter Abschätzung von Dämpfungseffekten des Prüfstandes, die bei der Finite Elemente Rechnung vernachlässigt wurden, davon ausgegangen werden, dass der Prüfstand einwandfrei arbeiten würde. Dies wurde bei der Inbetriebnahme bestätigt, bei der sich kein auffälliges Verhalten zeigte.

## 4 Versuchsprogramm

### 4.1 Versuchsprogramm Wälzlager

#### 4.1.1 Wälzlager

Als zu untersuchende Wälzlager wurden Rillenkugellager und Zylinderrollenlager festgelegt, um den Unterschied zwischen Hertzschem Punkt- und Linienkontakt in den Untersuchungen abbilden zu können. Der größte Teil der Untersuchungen wird an Wälzlagern der Firma FAG durchgeführt.

Rillenkugellager:

6212:  $d = 60$ ,  $D = 110$ ,  $b = 22$

6218:  $d = 90$ ,  $D = 160$ ,  $b = 30$

Zylinderrollenlager:

N212:  $d = 60$ ,  $D = 110$ ,  $b = 22$

N218:  $d = 90$ ,  $D = 160$ ,  $b = 30$

Für die Untersuchungen an den Wälzlagern wurden folgende variable Parameter festgelegt:

- Drehzahl
- Statische Last
- Schmierung
- Einspannsteifigkeit/Gehäusemasse
- Lagereinbauspiel
- Hersteller- und Geometrieinfluss
- Verkippung zwischen Lagerinnen- und -außenring

Da die bestehenden Kombinationsmöglichkeiten der verschiedenen Versuchparameter die durchzuführende Anzahl der Versuche stark erhöht, werden zunächst Untersuchungen zu den Parametereinflüssen durchgeführt, um den möglichen Einfluss der Parameter auf die Körperschallübertragungseigenschaften der Wälzlager systematisch beurteilen zu können.

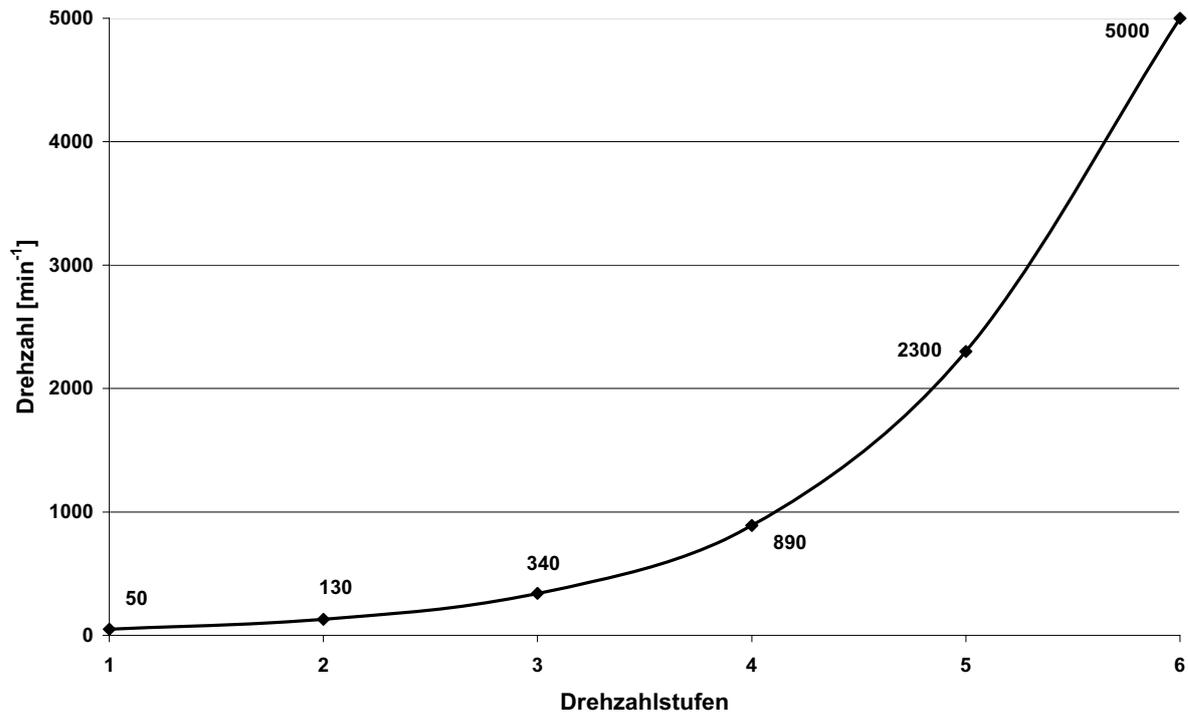
Alle Vorversuche bis auf die Versuche zur Identifikation des Hersteller/Geometrieinflusses wurden an FAG 6212 Rillenkugellagern durchgeführt.

#### 4.1.2 Untersuchung der Parametereinflüsse

Bei allen im nachfolgenden genannten Versuchen werden jeweils sechs Drehzahlstufen sowie drei Laststufen (statisch) mindestens einer Lastrichtung untersucht.

##### 4.1.2.1 Drehzahl

Die Untersuchungen der Wälzlager werden bei 6 Drehzahlstufen zwischen  $50 \text{ min}^{-1}$  und  $5000 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Bild 6 und Tabelle 1 zeigen die gewählte Drehzahlverteilung. Die Versuche werden nach Festlegung durch die Arbeitsgruppe mit einer exponentiellen Verteilung über das Drehzahlband gefahren.



**Bild 6:** Exponentielle Verteilung der Versuchsdrehzahlen zwischen  $50 \text{ min}^{-1}$  und  $5000 \text{ min}^{-1}$  auf 6 Stufen

| Verteilung / Stufe | 1  | 2   | 3   | 4   | 5    | 6    |
|--------------------|----|-----|-----|-----|------|------|
| Exponentiell       | 50 | 130 | 340 | 890 | 2300 | 5000 |

**Tabelle 1:** Exponentielle Verteilung der Versuchsdrehzahlen zwischen  $50 \text{ min}^{-1}$  und  $5000 \text{ min}^{-1}$  auf 6 Stufen.

#### 4.1.2.2 Statische Last

Bei den Rillenkugellagern werden Belastungen bis maximal  $C/P = 5$  in 3 Laststufen gefahren. Dabei werden Hertzsche-Flächenpressungen von ca.  $3000 \text{ N/mm}^2$  erreicht. Typische  $C/P$  Werte für Rillenkugellager liegen im Bereich von 5 bis 40 (dabei steht der Wert 40 für extrem leichte, 5 dagegen für extrem schwere Belastung, mittlere Werte liegen im Bereich von 10 bis 20).

Die Rillenkugellager werden sowohl unter rein radialer Belastung  $F_R$  als auch unter einem Lastwinkel von  $45^\circ$   $F_C$  untersucht.

| Her-<br>steller | Kurzzei-<br>chen | d<br>[mm] | D<br>[mm] | B<br>[mm] | dyn. C<br>[kN] | stat. C <sub>0</sub><br>[kN] | Grenzdrehzahl<br>[min <sup>-1</sup> ] | Bezugsdreh-<br>zahl [min <sup>-1</sup> ] |
|-----------------|------------------|-----------|-----------|-----------|----------------|------------------------------|---------------------------------------|--|
| FAG             | 6212             | 60        | 110       | 22        | 52             | 36                           | 14000                                 | 8000                                     |
| SKF             | 6212             | 60        | 110       | 22        | 55,3           | 36                           | 13000                                 | 8000                                     |
| NSK             | 6212             | 60        | 110       | 22        | 52,5           | 36                           | 7100 (für Öl)                         | k. A.                                    |
| FAG             | 6218             | 90        | 160       | 30        | 96,5           | 72                           | 9000                                  | 6000                                     |
| SKF             | N212             | 60        | 110       | 22        | 95             | 104                          | 6300                                  | 6300                                     |
| FAG             | N218             | 90        | 160       | 30        | 183            | 216                          | 4300                                  | 4500                                     |

**Tabelle 2: Allgemeine Wälzlagerdaten**

Für die Untersuchung an den Zylinderrollenlagern sind ausschließlich radiale Belastungen mit geringeren maximalen Flächenpressungen vorgesehen.

In Tabelle 3 sind die für die Versuche festgelegten Lasten mit den zugehörigen Flächenpressungen aufgeführt.

| Lager \ Last | F <sub>R100</sub> [kN]                    | F <sub>R50</sub> [kN]                    | F <sub>R15</sub> [kN]                    | F <sub>C100</sub> [kN]                    | F <sub>C50</sub> [kN]                    | F <sub>C15</sub> [kN]                    |
|--------------|---|--|--|---|--|--|
| 6212         | 14,3                                      | 7,15                                     | 2,145                                    | 14  | 7  | 2,1                                      |
| 6218         | 30,6                                      | 15,3                                     | 4,59                                     | 25,5                                      | 12,75                                    | 3,825                                    |
| N212         | 30  | 15                                       | 4,5                                      | --  | --                                       | --                                       |
| N218         | 30  | 15                                       | 4,5                                      | --  | --                                       | --                                       |
| Lager \ Last | p <sub>R100</sub><br>[N/mm <sup>2</sup> ] | p <sub>R50</sub><br>[N/mm <sup>2</sup> ] | p <sub>R15</sub><br>[N/mm <sup>2</sup> ] | p <sub>C100</sub><br>[N/mm <sup>2</sup> ] | p <sub>C50</sub><br>[N/mm <sup>2</sup> ] | p <sub>C15</sub><br>[N/mm <sup>2</sup> ] |
| 6212         | 3000                                      | 2444                                     | 1742                                     | 3000                                      | 2380                                     | 1594                                     |
| 6218         | 3000                                      | 2420                                     | 1696                                     | 3000                                      | 2380                                     | 1594                                     |
| N212         | 1527                                      | 1142                                     | 714                                      | --  | --                                       | --                                       |
| N218         | 1350                                      | 1004                                     | 567                                      | --  | --                                       | --                                       |

**Tabelle 3: Radiale F<sub>R</sub> und kombinierte F<sub>C</sub> Prüflasten der zu untersuchende Lager**

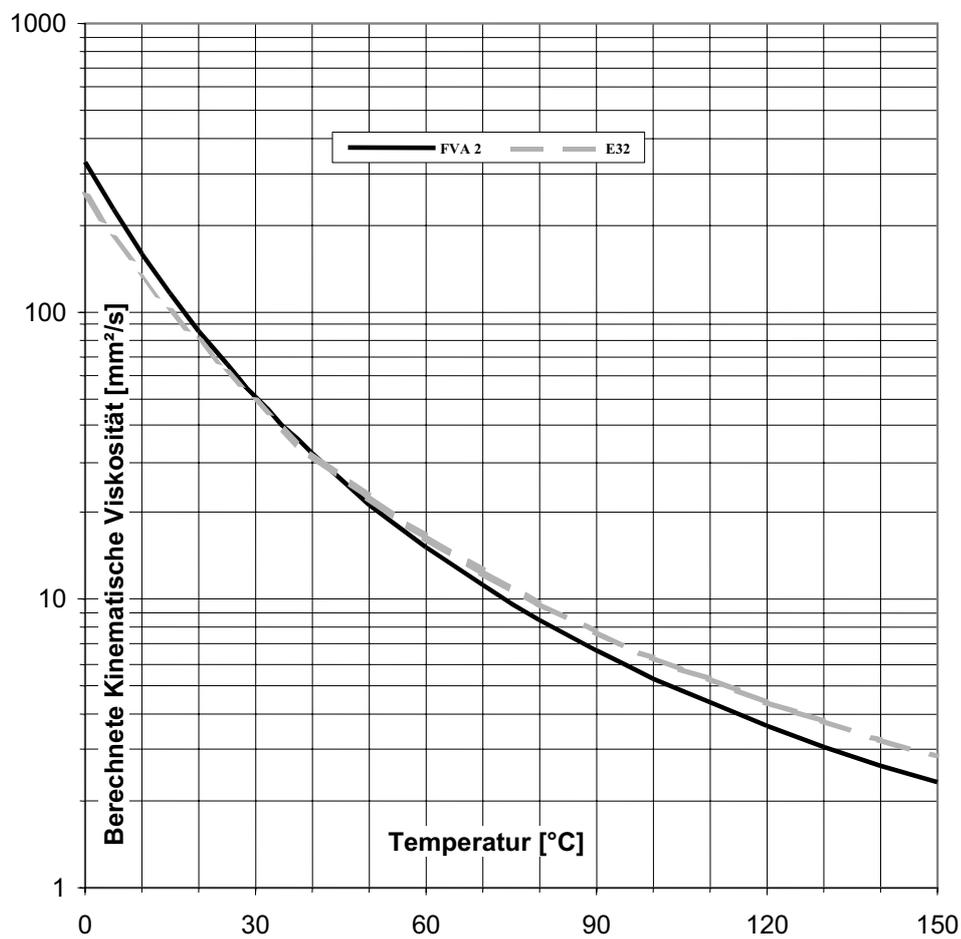
#### 4.1.2.3 Schmierung

Um den Einfluss der Schmierung auf das Körperschallübertragungsverhalten abschätzen zu können, werden zwei Öle bei zwei Temperaturstufen (Veränderung der Viskosität des Schmierstoffs) untersucht.

Als erster Schmierstoff kommt das FVA-Referenzöl Nr. 2 (ISO VG 32) zum Einsatz, als zweiter Schmierstoff ein polymerfreier Ester-Schmierstoff mit hohem Viskositätsindex mit etwas geringerem Druck-Viskositäts-Koeffizienten. Der eingesetzte Schmierstoff E32 der Firma Fuchs-Petrolub ist ein Multifunktionsöl auf Basis eines gesättigten Esters, vergleiche Tabelle 4 und Bild 7.

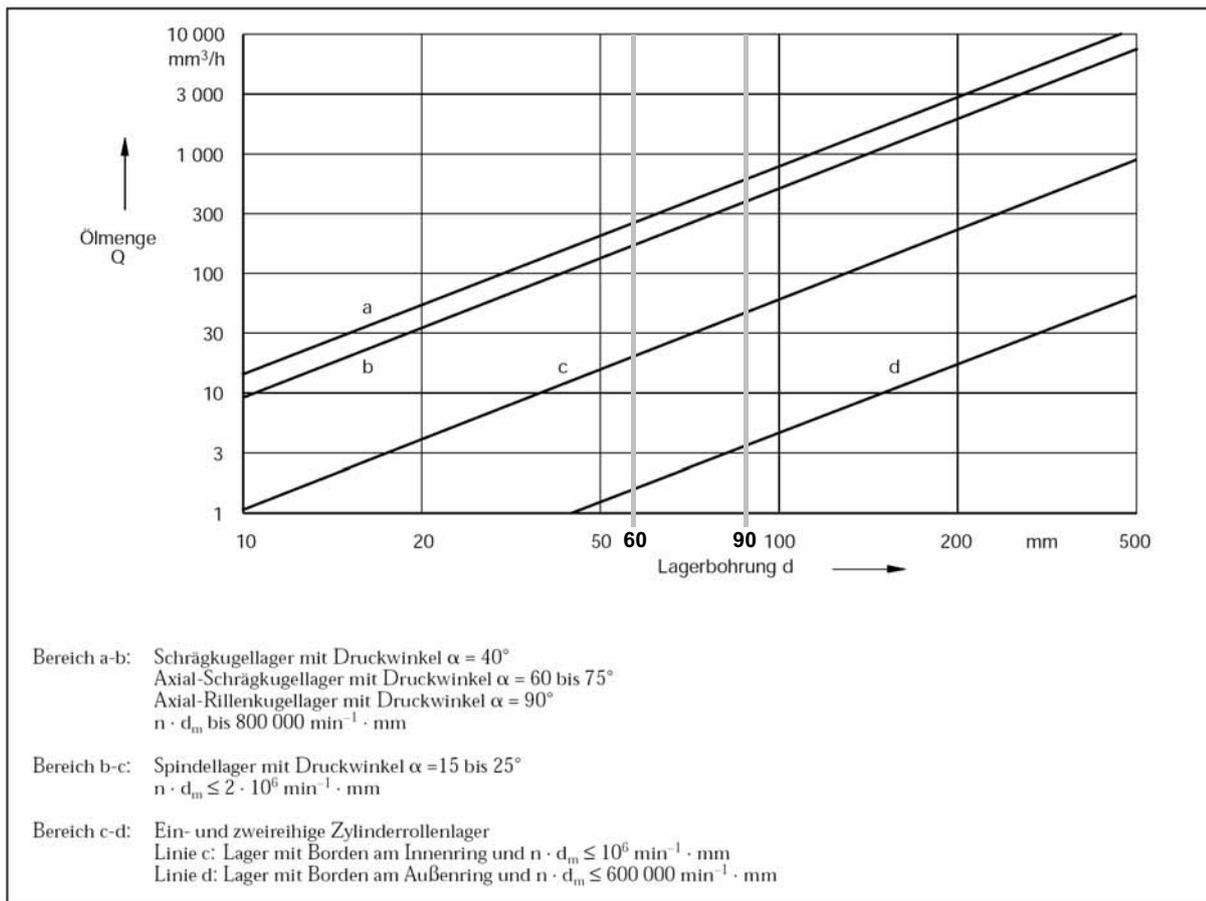
| Kenndaten:   | E32                      | FVA 2                    |
|--|--------------------------|--------------------------|
| Dichte bei 15°C (DIN 51757)                        | 0,961 g/ml               | 0,870 g/ml               |
| Viskosität bei 40°C (DIN 51562-1)                  | 32,50 mm <sup>2</sup> /s | 32,00 mm <sup>2</sup> /s |
| Viskosität bei 100°C (DIN 51562-1)                 | 6,35 mm <sup>2</sup> /s  | 5,35 mm <sup>2</sup> /s  |
| Viskositätsindex VI (DIN ISO 2909)                 | 151                      | 97                       |
| Farbzahl ASTM (DIN ISO 2049)                       | 0,5                      | 0,5                      |
| Flammpunkt (COC, DIN ISO 2592)                     | 256 °C                   | 225 °C                   |
| Pourpoint (DIN ISO 3016)                           | -9 °C                    | -15 °C                   |
| Neutralisationszahl (DIN 51558)                    | 0,6 mgKOH/g              | 0,01 mgKOH/g             |
| Vierkugelapparat (VKA, DIN 51350-2)                | 2000 N                   |                          |
| Reichert-Verschleiß-Test (RVT)                     | 8,1 mm <sup>2</sup>      |                          |
| Prüfung in der FZG-<br>(FZG A/8,3/90, DIN 51354-2) | >12 Schadenskraftstufe   |                          |

**Tabelle 4: Kenndaten der für die Wälzlagerversuche eingesetzten Öle E32 und FVA 2**



**Bild 7: Berechnete kinematische Viskositäten der Wälzlager-Versuchsöle E32 und FVA 2**

Zur Wälzlagerschmierung wurde zunächst das Prinzip der Minimalschmierung erprobt, die nach FAG-Vorschrift aus [42] ausgelegt wurde, vergleiche Bild 8 und Tabelle 5.



**Bild 8: Ölmengen bei Minimalmengenschmierung nach [42]**

|  | Rillenkugellager |      | Zylinderrollenlager |     |
|--|------------------|------|---------------------|-----|
|  | Ø60              | Ø90  | Ø60                 | Ø90 |
| Min. Ölmenge, Q [mm <sup>3</sup> /min] | 3                | 7,5  | 0,37                | 1   |
| Max. Ölmenge, Q [mm <sup>3</sup> /min] | 4,5              | 12,5 |                     |     |

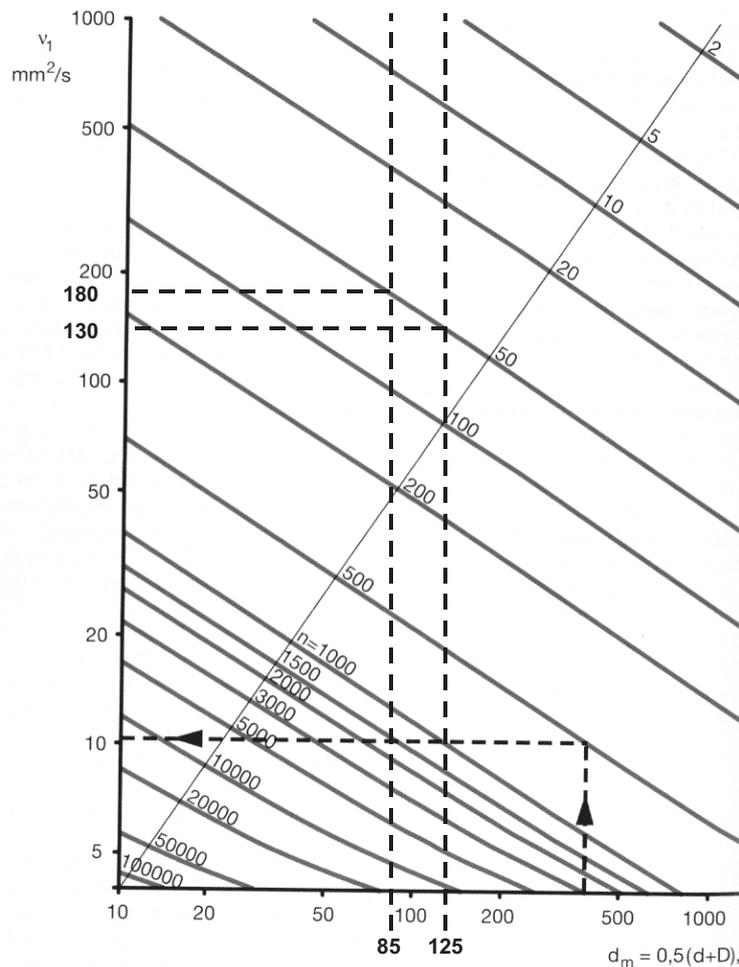
**Tabelle 5: Ermittelte Ölmengen zur Minimalmengenschmierung der Versuchslager**

Aufgrund eines Prüflagerschadens wurde die Ölmenge jedoch in Absprache mit der Arbeitsgruppe Geräusche 404 der FVA auf 75ml/min erhöht, was dazu führt, dass das Lager immer „satt“ geschmiert ist und nicht mehr von Minimalmengenschmierung gesprochen werden kann.

Zur Variation der Schmierstoffviskosität sollte die konstante Temperatur der Lagerumgebung für eine Minstdrehzahl von  $50 \text{ min}^{-1}$  nach Wälzlagerkatalog bestimmt werden. Die zweite Versuchstemperatur sollte  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  darüber liegen. Somit ergibt sich nach Bild 9 für die Lager mit 60 mm Bohrung eine Mindestviskosität von  $130 \text{ mm}^2/\text{s}$ , für die Lager mit 90 mm Bohrung eine Mindestviskosität von  $180 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Dies entspricht, ausgehend von Bild 7, unteren Versuchstemperaturen von  $13 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $8 \text{ }^\circ\text{C}$  für das Referenzöl 2 der FVA.

Da diese unteren Versuchstemperaturen weit unterhalb der üblichen Betriebstemperaturen von Wälzlager in verschiedenen Maschinen (vergleiche Tabelle 6 nach [44]) liegen würden, wurde eine untere Versuchstemperatur von  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  und eine obere Versuchstemperatur von

70 °C festgelegt. Somit ergeben sich kinematische Viskositäten von 50,6 mm<sup>2</sup>/s und 11,2 mm<sup>2</sup>/s für das FVA 2 Öl sowie 48,7 mm<sup>2</sup>/s und 12,6 mm<sup>2</sup>/s für das Schmieröl E32 von Fuchs-Petrolub.



**Bild 9:** Bestimmung der Richtwerte für die erforderliche Mindestviskosität  $v_1$  bei Betriebstemperatur nach [43]

| Lagerung                                   | Betriebs-<br>temperatur<br>°C | Lagerung                                 | Betriebs-<br>temperatur<br>°C |
|--|-------------------------------|--|-------------------------------|
| Messerwelle einer Hobel-<br>maschine       | 40                            | Flächenschleifmaschine                   | 55                            |
| Tischbohrmaschine                          | 40                            | Backenbrecher                            | 60                            |
| Horizontalbohrwerk                         | 40                            | Achslagerung Lok oder Reise-<br>zugwagen | 60                            |
| Kreissägewelle                             | 40                            | Hammermühle                              | 60                            |
| Blockbrammengerüst                         | 45                            | Walzenlagerung einer Drahtstraße         | 65                            |
| Drehbankspindel                            | 50                            | Vibrationsmotor                          | 70                            |
| Karusselldrehbank                          | 50                            | Verseilmaschine                          | 70                            |
| Zweistelzensägegatter                      | 50                            | Schwingsieb                              | 80                            |
| Spindel einer Holzfräse                    | 50                            | Schlägermühle                            | 80                            |
| Kalanderwalze einer Papier-<br>maschine    | 55                            | Schiffspropeller-Drucklager              | 80                            |
| Stützwalzenlagerung von<br>Warmbandstraßen | 55                            | Vibrationswalze                          | 90                            |

**Tabelle 6:** Betriebstemperaturen von Lagern verschiedener Maschinen nach [44]

Zur Beurteilung des Einflusses der Schmierstoffeinstellung auf die Körperschallübertragungseigenschaften werden die oben genannten Schmierstoffeinstellungen an drei ver-

schiedenen Rillenkugellagern der gleichen Lagernummer, desselben Herstellers in eine massive Lagerplatte bei leichter Presspassung unter einem Lastwinkel von 45° eingebaut und untersucht.

#### 4.1.2.4 Einspannsteifigkeit/Gehäusemasse

Wie vorhergehende Untersuchungen von Richter und Singh (vergleiche [1, 2, 29, 30, 31, 32 und 33]) gezeigt haben, hat die Steifigkeit der Einspannung einen Einfluss auf die Körperschallübertragungseigenschaften von Wälzlagern. Daher werden im Rahmen der Versuche eine massive Lagerplatte (550mm x 550mm x 50mm) sowie eine dünnwandige (550mm x 550mm x 15mm) geschweißte Konstruktion eingesetzt, um den Unterschied identifizieren zu können. In Tabelle 7 sind die Steifigkeiten der beiden Platten in verschiedenen Orientierungen aufgeführt. Die Steifigkeiten der Platten wurden mit Hilfe der Finiten Elemente Methode gewonnen und dienen als Eingangsgrößen für die Berechnungen der Steifigkeiten und Dämpfungen der Wälzlager nach Richter und Singh.

| Orientierung | Steifigkeit der massiven Platte [N/mm] | Steifigkeit der gerippten Platte [N/mm] |
|--------------|--|---|
| $K_{xx}$     | 1,844E+07                              | 5,236E+06                               |
| $K_{yy}$     | 1,915E+07                              | 5,348E+06                               |
| $K_{xy}$     | 5,365E+06                              | 1,733E+06                               |
| $K_{xz}$     | 3,730E+05                              | 1,950E+04                               |
| $K_{yz}$     | 3,773E+05                              | 4,521E+04                               |
| $K_{zz}$     | 6,307E+08                              | 5,952E+08                               |

**Tabelle 7: Steifigkeiten der zu untersuchenden Platten**

Im Rahmen der Untersuchungen werden drei FAG 6212 Rillenkugellager nacheinander in die massive sowie in die dünnwandige geschweißte Platte bei leichter Presspassung eingebaut und Versuche mit dem mineralischen FVA 2 Schmieröl bei 30°C unter Lastwinkeln von 0° und 45° untersucht.

#### 4.1.2.5 Lagereinbauspiel

Wie vorhergehende Untersuchungen gezeigt haben, hat das Spiel, mit dem das Lager in ein Gehäuse eingebaut wird einen Einfluss auf das Körperschallübertragungsverhalten des Lagers. Zur Beurteilung des Einflusses des Lagereinbauspiels werden zunächst drei FAG 6212 nacheinander in die massive Lagerplatte mit einer leichten Presspassung, danach mit einer H7 Passung jeweils unter 0° und 45° Lastwinkel mit FVA 2 Schmieröl bei 30° C untersucht.

#### 4.1.2.6 Hersteller- / Geometrieinfluss

Wälzlager der gleichen Lagernummer, hergestellt von verschiedenen Herstellern, besitzen zwar äußerlich die gleichen Abmaße, unterscheiden sie sich jedoch durch die innere Geo-

metrie. Aus diesem Grund werden Versuche mit Lagern der Größe 6212 von den Herstellern FAG, SKF und NSK gemacht.

Zur Untersuchung des Hersteller- und Geometrieinflusses werden je drei Lager pro Hersteller nacheinander in die massive Lagerplatte mit einer leichten Presspassung eingesetzt und unter Lastwinkeln von  $0^\circ$  und  $45^\circ$  mit einem FVA 2 Schmieröl bei  $30^\circ\text{C}$  untersucht.

#### **4.1.2.7 Verkippung zwischen Lagerinnen- und Außenring**

Um den Einfluss der Schiefstellung zwischen Lagerinnen- und -außenring auf das Körperschallübertragungsverhalten von Lagern untersuchen zu können, werden Versuche mit ausgerichteten Lagerringen (Verkippung kleiner eine Winkelminute) und mit zueinander schief stehenden Lagerringen (Verkippung fünf Winkelminuten) gefahren. Aufgrund des flexiblen Aufbaus des Prüfstandes ist es möglich, die Verkippung zwischen Lagerinnen- und -außenring durch kontrollierte Schiefstellung der Lagerplatte zu erreichen.

Die Verkippung wird anhand von drei FAG 6212 Rillenkugellagern, die mit einer leichten Presspassung in die massive Lagerplatte eingesetzt werden, bei Lastwinkeln von  $0^\circ$  und  $45^\circ$  und einer Schmierung mit FVA 2 Schmieröl bei  $30^\circ\text{C}$  untersucht.

#### **4.1.3 Hauptversuchsprogramm**

Zur Überprüfung der Körperschallübertragungseigenschaften der Wälzlager

- FAG 6212
- FAG 6818
- FAG N212
- FAG N218

werden je drei Lager einer Lagernummer (nacheinander zur statistischen Absicherung) in die massive Gehäuseplatte mit leichter Presspassung eingebaut.

Jedes der Lager wird bei den vier oben genannten Schmierungseinstellungen unter einem Lastwinkel von  $0^\circ$  und  $45^\circ$  (nur Rillenkugellager) bei drei verschiedenen Lastwinkeln und sechs Drehzahlstufen geprüft.

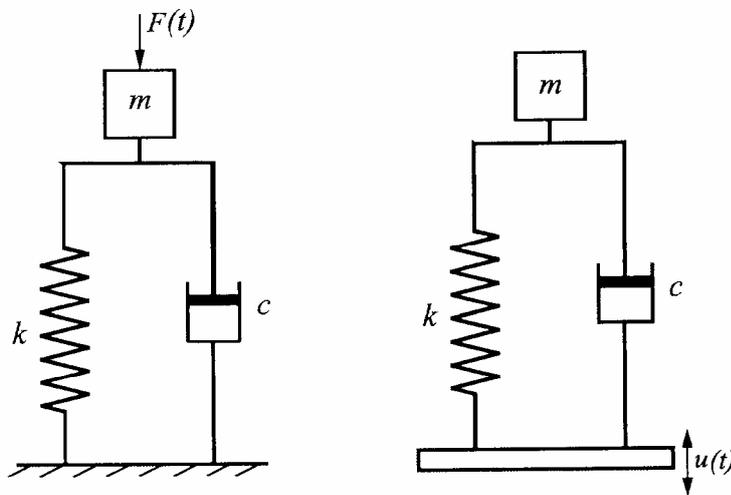
#### **4.1.4 Auswertung**

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Einfluss der Drehzahl, der Last sowie der Einspannsteifigkeit diskutiert. Eine vollständige Auswertung der Einflüsse der vorgestellten Versuchsparameter erfolgt im Schlussbericht des Forschungsvorhabens AiF 13077N, FVA 404 „Dynamisches Übertragungsverhalten von Lagern im akustisch relevanten Frequenzbereich“.

## 5 Versuchsdurchführung und Auswertung

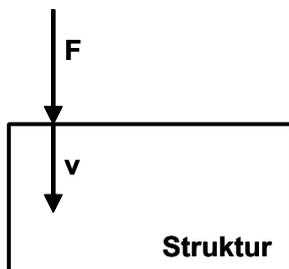
### 5.1 Körperschallübertragung

Müller und Möser schreiben in [75]: "Unter Schall versteht man mechanische Schwingungen im Hörbereich (etwa 16Hz bis 16kHz). Falls die Schwingungen in Luft erfolgen, spricht man von Luftschall, bei Flüssigkeitsschwingungen von Flüssigkeitsschall ... und bei festen Körpern von Körperschall". Die Schwingungen werden bei veränderlichen Vorgängen kraft- oder schnellerregt [82], häufig örtlich begrenzt, in eine Struktur eingeleitet, von der Struktur übertragen und an der Oberfläche der Struktur als Luftschall abgestrahlt. Hat die Struktur Kontakt zu anderen Strukturen oder Strukturelementen, findet hier eine erneute kraft- oder schnellerregte Körperschallanregung statt.



**Bild 10: Kraft- und Schnelleerregter Einmassenschwinger [82]**

Da jeder Körper von Natur aus träge ist, und somit der Erregung, beispielsweise der Kraft  $F$ , einen Widerstand entgegensetzt, die so genannte Impedanz  $Z$ , ergibt sich aus der Beziehung zwischen Krafterregung und Widerstand die daraus resultierende Schnelle  $v$ .



**Bild 11: Örtlich begrenzte Anregung einer Struktur**

$$Z = \frac{F}{v}$$

Da aufgrund der Impedanzbeziehung zwischen Kraft und Schnelle eine Krafterregung immer eine Schnelle und eine Schnelleerregung immer eine Kraft am Körper hervorruft, heißt dies für reine Körperschallbetrachtungen, dass eine körperschallerregte Struktur durch einen

Kraft- ( $F_1$ ) und Schnelleingang ( $v_1$ ) sowie einen Kraft- ( $F_2$ ) und Schnelleausgang ( $v_2$ ) charakterisiert ist.

Dies lässt sich, wie in der Mechanik üblich, als Feder-Massen-Modell, hier für einen Einmassenschwinger, darstellen (Bild 10), und durch eine Bewegungsgleichung beschreiben.

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = F$$

mit

$m \cdot \ddot{x}$  Beschleunigungskraft

$c \cdot \dot{x}$  Geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft

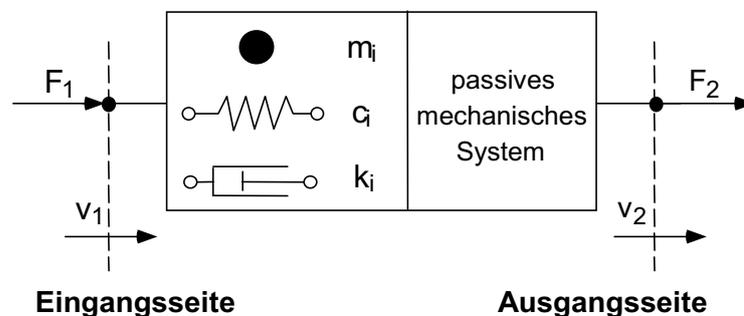
$k \cdot x$  Federkraft

## 5.2 Vierpolsystematik

Diese Modelle werden jedoch schon bei relativ einfachen Strukturen schnell sehr komplex, sollen sie die Wirklichkeit getreu wiedergeben. Um die Schwierigkeiten der Berechnung von komplexen Modellen zu umgehen werden häufig vereinfachende Annahmen gemacht, was dann aber zu größeren Fehlern führen kann [63]. Nach Seidel [63] ergibt "Die Berechnung des Übertragungsverhältnisses als Einmassensystem ... besonders oberhalb der 50-Hertz-Frequenz beachtliche Abweichungen von ... Messwerten."

Früh erkannten dies bereits Elektrotechniker, die bei der Berechnung von elektrischen Netzwerken und deren Übertragungseigenschaften vor ähnlichen Problemen standen. Sie entwickelten darauf hin eine vereinfachte Methode, bei der das übertragende System als Black Box mit zwei Ein- und zwei Ausgängen (hier der Strom  $I$  und die Spannung  $U$ ) betrachtet wird. Freitag [65] schreibt dazu: Da das System "von außen gesehen nur zwei Klemmenpaare hat", also vier Klemmen, "nennt man solche Schaltungen Vierpole".

Molloy [53] war 1957 einer der ersten, der diese Idee erfolgreich auf Körperschallprobleme übertrug.



**Bild 12: Vierpolanalogon zur Übertragungscharakterisierung passiver Elemente**

Die Verwendung von Vierpolparametern hat gegenüber der Verwendung von einfachen Körperschallübertragungsfunktionen (KÜF) den entscheidenden Vorteil, dass sie aufgrund der

Messtechnik und Messreihen nur für das zu untersuchende Bauteil (hier das Lager) bestimmt werden und Einflüsse der Welle und des Gehäuses eliminiert werden [49, 53 und 54]. Das heißt, KÜF werden immer nur für den einen bestimmten Einbaufall bestimmt, beispielsweise nur für das Lager in dem Gehäuse, die gemessenen Vierpolparameter gelten aber für das jeweilige Lager unabhängig vom Gehäuse. Mechanische Vierpole funktionieren analog dem passiven elektrischen Vierpol mit frequenzabhängiger Übertragungscharakteristik, Bild 12 [49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61, 62, 63 und 64].

Grundlage bildet dabei die Annahme, dass keine Quelleneigenschaften im linearen Übertragungsglied vorhanden sind. Für die Untersuchungen an den Lagern bedeutet dies, dass der zu übertragende Körperschall stärker als das Eigengeräusch der Lager sein muss um diese Forderung zu erfüllen. Damit wird der Quellenkörperschall zu vernachlässigend klein gegenüber dem zu übertragenden Körperschall, vergleiche Kapitel 5.4.8.

Die Bestimmungsgleichungen des Impedanz- bzw. Admittanzmodells für den in Bild 12 dargestellten passiven mechanischen Vierpol ergeben sich zu:

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_1 \\ \underline{F}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{Z}_{11} & \underline{Z}_{12} \\ \underline{Z}_{21} & \underline{Z}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{v}_1 \\ \underline{v}_2 \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \begin{bmatrix} \underline{v}_1 \\ \underline{v}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{Y}_{11} & \underline{Y}_{12} \\ \underline{Y}_{21} & \underline{Y}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{F}_1 \\ \underline{F}_2 \end{bmatrix}.$$

Das dynamische Verhalten eines durch einen mechanischen Vierpol charakterisierten Systems ist durch die jeweilige Impedanzmatrix  $\underline{Z}$  bzw. Admittanzmatrix  $\underline{Y}$  vollständig beschrieben. Dabei beschreiben  $Z_{11}$  die Eingangsimpedanz,  $Z_{22}$  die Ausgangsimpedanz und  $Z_{12}$  bzw.  $Z_{21}$  die Transferimpedanz, was analog auch für die Admittanzen  $Y_{ij}$  gilt.

Die Darstellung des Gesamtübertragungsverhaltens mehrerer parallel oder hintereinander geschalteter Übertragungselemente aus den Übertragungsmatrizen der Einzelelemente erfordert die Umstellung auf Vierpolschreibweise:

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_1 \\ \underline{v}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{A}_{11} & \underline{A}_{12} \\ \underline{A}_{21} & \underline{A}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{F}_2 \\ \underline{v}_2 \end{bmatrix}$$

$$\underline{F}_1 = \underline{A}_{11}\underline{F}_2 + \underline{A}_{12}\underline{v}_2$$

$$\underline{v}_1 = \underline{A}_{21}\underline{F}_2 + \underline{A}_{22}\underline{v}_2$$

mit

$$\underline{A}_{11} = \frac{\underline{Z}_{11}}{\underline{Z}_{21}}, \quad \underline{A}_{12} = \frac{\underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21} - \underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22}}{\underline{Z}_{21}}, \quad \underline{A}_{21} = \frac{1}{\underline{Z}_{21}} \quad \text{und} \quad \underline{A}_{22} = -\frac{\underline{Z}_{22}}{\underline{Z}_{21}}$$

Um die Vierpolparameter eines Lagers bestimmen zu können, ohne äußere Einflüsse der umgebenden Struktur aufzunehmen, müssten die bestimmenden Größen Kraft und Schnelle

direkt am Außen- und Innenring des Lagers gemessen werden. Da dies nicht möglich ist ohne die Einspannsituation des Lagers entscheidend zu verändern, wird die besondere Eigenschaft der Vierpole genutzt, sich beliebig zusammenschalten zu lassen.

Für eine Kettenschaltung, bei der die einzelnen Elemente hintereinander gemeinsam im Kraftfluss angeordnet sind, berechnet sich die Gesamtimpedanzmatrix  $\underline{A}_{ges}$  zu:

$$\underline{A}_{ges} = \underline{A}_n \cdots \underline{A}_2 \cdot \underline{A}_1$$

Für eine Parallelschaltung einzelner Übertragungsglieder, bei der sich die resultierende Gesamtkraft aus den diskreten Einzelkräften der parallelgeschalteten Elemente zusammensetzt, gilt:

$$\underline{Z}_{ges} = \underline{Z}_n + \dots + \underline{Z}_2 + \underline{Z}_1$$

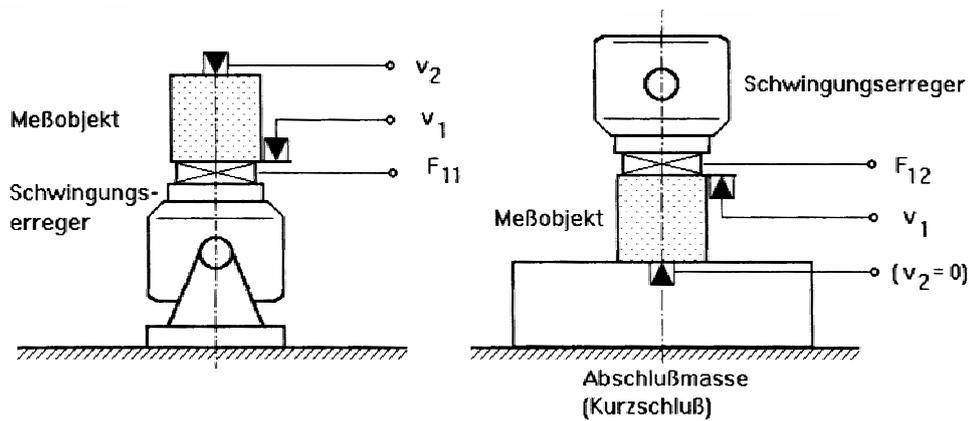
Sind die Vierpoleigenschaften zwischen dem Lagersitz der Welle und den Sensoren auf der Welle sowie die Vierpolparameter zwischen dem Lagersitz des Außenrings in der Lagerplatte und den Sensoren auf der Lagerplatte bekannt, können die Vierpolparameter des Lagers und damit dessen Körperschallübertragungseigenschaften bestimmt werden.

### 5.2.1 Messtechnische Bestimmung der Vierpolparameter

Zur Bestimmung von Vierpolparametern stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung. Die Gemeinsamkeit aller Verfahren ist, dass zur Ermittlung der Vierpolparameter immer zwei Messungen durchgeführt werden müssen. Der Grund liegt darin, dass vier Unbekannte aus nur zwei Gleichungen zu ermitteln sind. Um vier Gleichungen zu bekommen, wird der jeweilige Versuch mit veränderten Parametern wiederholt. Durch diese Veränderung der Parameter verändert sich das gesamte Schwingungssystem, was es ermöglicht die Vierpolparameter nur für das zu untersuchende Element zu bestimmen, da die Eigenschaften des Elements unverändert bleiben. Seidel fasst die bekannten Verfahren anschaulich in [49] zusammen.

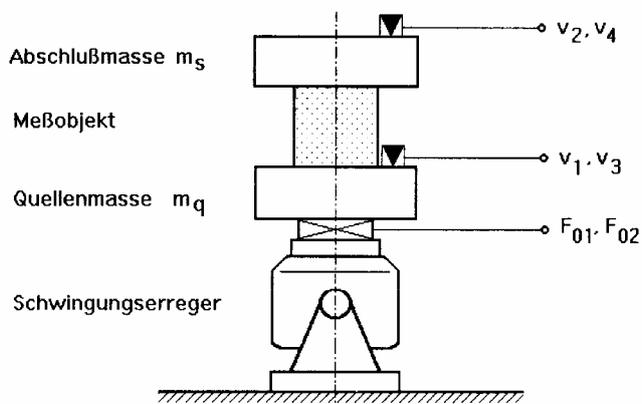
Das ursprünglichste Verfahren ist das Kurzschluss- und Leerlaufverfahren, vergleiche Bild 13. Es wurde von Molloy direkt aus der Anwendung in der Elektrotechnik, wo es heute [65] noch Anwendung findet, auf die Körperschallakustik übertragen und in [53] und [54] beschrieben. Darüber hinaus findet es in [62] und [64] Erwähnung.

Beim Kurzschluss- und Leerlaufverfahren wird davon ausgegangen, dass bei Leerlaufversuch die Kraft  $F_2$  und beim Kurzschlussversuch die Schnelle  $v_2$  Null wird, so lassen sich aus den zwei Vierpolgleichungen unter den gegebenen Randbedingungen vier Gleichungen zur Ermittlung der Parameter bilden.

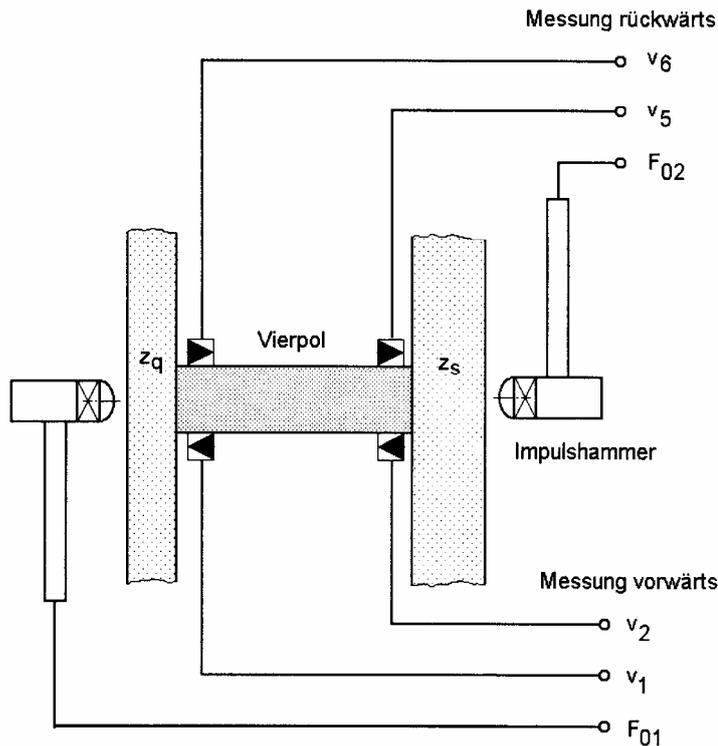


**Bild 13: Anordnung zur Messung von Kurzschluss- und Leerlaufgrößen [49]**

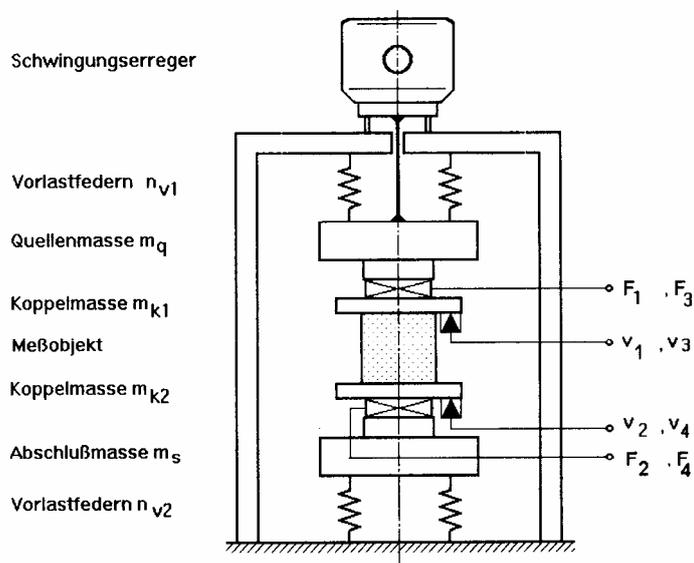
Ein weiteres Verfahren ist das Umkehrverfahren, bei dem das zu messende Bauteil zunächst in der einen Richtung gemessen wird, um anschließend umgedreht und erneut gemessen zu werden. Es wird neben Seidel in [49] und [64] auch von Dickens u. a. in [50] und [56] beschrieben. Der in DIN EN ISO 10846 [67] und [69] beschriebene Aufbau, der hier als indirektes Verfahren zu Bestimmung von dynamischen Transfersteifigkeiten benutzt wird, kann nach Seidel [49] auch zur Bestimmung vollständiger Vierpolparameter nach dem Umkehrverfahren verwendet werden, vergleiche Bild 14, Bild 15 und Bild 16. Die zusätzlichen benötigten Gleichungen zur Bestimmung der Vierpolparameter werden durch Umkehr des Messobjekts gewonnen.



**Bild 14: Klassischer Aufbau für das Umkehrverfahren [49]**

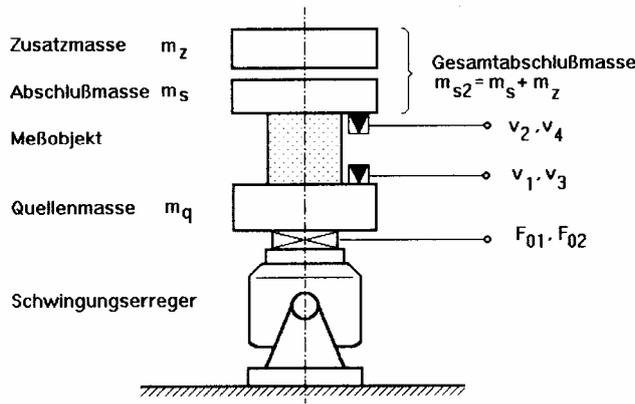


**Bild 15:** Umkehrverfahren für die Messung von Vierpolparametern innerhalb einer Struktur [49]

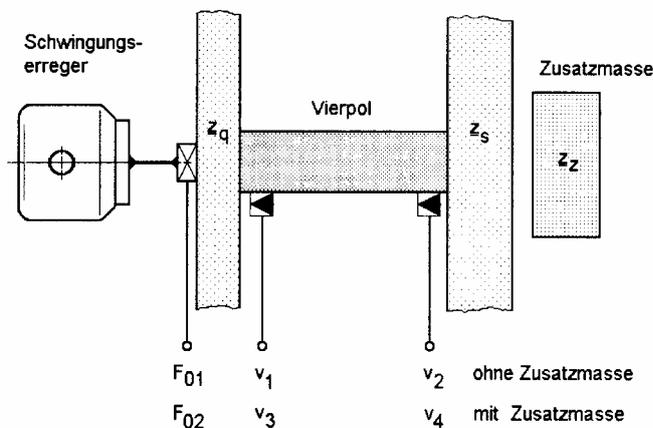


**Bild 16:** Umkehrverfahren nach DIN EN ISO 10846 [49]

Ein drittes gängiges Verfahren zur Bestimmung von Vierpolparametern ist das Zwei-Impedanz-Verfahren. Es wird neben Seidel in [49] und [64] auch von Dickens u. a. in [50] und [56] beschrieben. Hier wird das gemessene System durch Verwendung unterschiedlicher Massen bei den zwei Messdurchgängen verstimmt, womit sich wiederum vier Gleichungen zur Bestimmung der Vierpolparameter ergeben.



**Bild 17: Aufbau zur Messung von Vierpolparametern mit Hilfe des Zwei-Impedanz-Verfahrens [49]**



**Bild 18: Aufbau zur Messung von Vierpolparametern mit Hilfe des Zwei-Impedanz-Verfahrens in Strukturen [49]**

**5.2.2 Bestimmung der Vierpolparameter aus Messungen mit zwei Massen**

Das Verfahren, das bei den Messungen der Vierpolparameter der Wälzlager sowie der Peripherie verwendet wird, ist im Wesentlichen aus dem Zwei-Impedanz-Verfahren abgeleitet.

Die Vierpolgleichung ist wie folgt bestimmt:

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_1 \\ \underline{v}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{A}_{11} & \underline{A}_{12} \\ \underline{A}_{21} & \underline{A}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{F}_2 \\ \underline{v}_2 \end{bmatrix}$$

und lässt sich folgendermaßen auflösen:

$$\begin{aligned} F_1 &= A_{11}F_2 + A_{12}v_2 \\ v_1 &= A_{21}F_2 + A_{22}v_2 \end{aligned}$$

Somit stehen zur Lösung der vier unbekanntem Vierpolparameter mit den am Innen- und Außenring der Lagers ermittelten Kräften  $F_1$  und  $F_2$ , sowie den Schnellen  $v_1$  und  $v_2$  zunächst zwei Gleichungen zur Verfügung. Um weitere zwei Gleichungen zur Berechnung der Vierpolparameter zu bekommen, müssen die dynamischen Eigenschaften der Messumgebung verändert werden. Dies erfolgt analog zu bestehenden Verfahren zur Bestimmung der Vierpolparameter einfacher Bauteile, in dem eine Masse zur Verstimmung des Systems verwendet wird. Hierzu wird für jede zweite Messung eine Zusatzmasse an der Lagerplatte angebracht. Somit ergeben sich folgende zusätzliche Gleichungen:

$$F_{1m} = A_{11}F_{2m} + A_{12}v_{2m}$$

$$v_{1m} = A_{21}F_{2m} + A_{22}v_{2m}$$

Infolgedessen stehen vier Gleichungen zur Berechnung der vier unbekanntem Vierpolparameter zur Verfügung, die sich wie folgt auflösen lassen:

$$A_{11} = \frac{F_1 \cdot v_{2m} - v_2 \cdot F_{1m}}{F_2 \cdot v_{2m} - F_{2m} \cdot v_2}$$

$$A_{12} = \frac{(F_2 \cdot F_{1m} - F_{2m} \cdot F_1)}{F_2 \cdot v_{2m} - F_{2m} \cdot v_2}$$

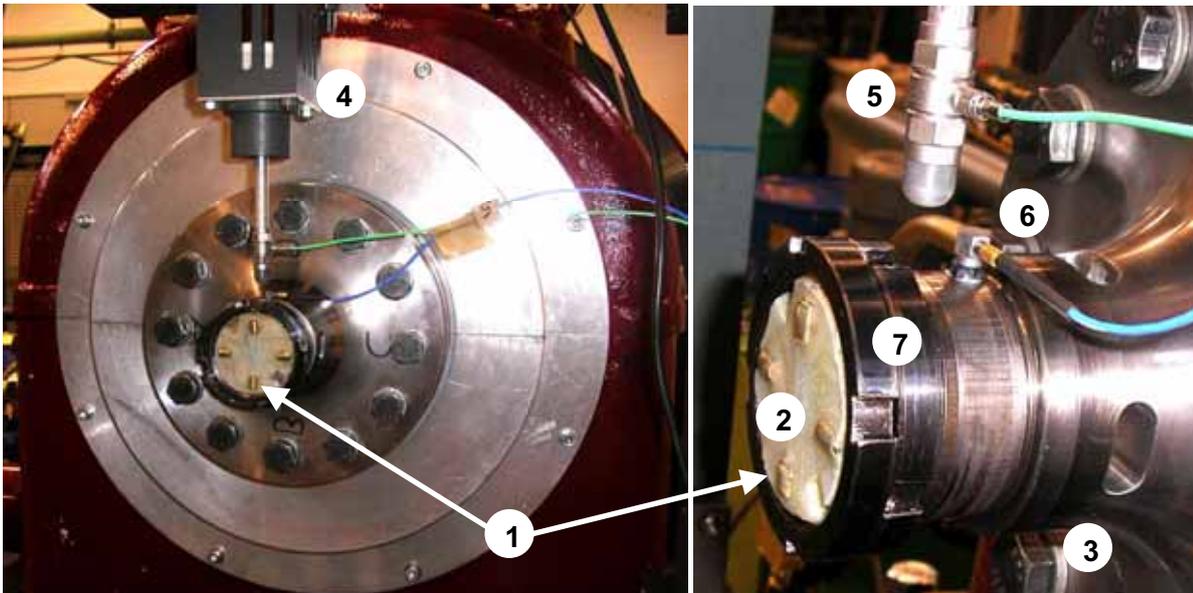
$$A_{21} = \frac{(v_1 \cdot v_{2m} - v_2 \cdot v_{1m})}{F_2 \cdot v_{2m} - F_{2m} \cdot v_2}$$

$$A_{22} = \frac{F_2 \cdot v_{1m} - v_1 \cdot F_{2m}}{F_2 \cdot v_{2m} - F_{2m} \cdot v_2}$$

Dieser Ansatz lässt sich sowohl auf die Vierpolparameter der Welle und der Platte, aber auch zur Bestimmung der Vierpolparameter der Lager anwenden.

### 5.2.3 Bestimmung der Vierpolparameter von Welle und Platte

Um die Vierpolparameter zwischen Lagersitz und den Sensoren auf der Welle zu bestimmen, wurden Referenzversuche für die verschiedenen verwendeten Wellenenden durchgeführt, vergleiche Bild 19.



**Bild 19:** Aufbau zur Bestimmung der Vierpolparameter zwischen dem Sitz der Wellensensoren und dem Lagersitz auf der Welle



**Bild 20:** Aufbau zur Bestimmung der Vierpolparameter zwischen dem Sitz der Wellensensoren und dem Lagersitz auf der Welle mit Zusatzmasse

Bild 19 zeigt den dafür typischen Aufbau: Der Wellenadapter ist wie für einen Versuch mit Lagern an der Prüfstandshauptwelle montiert, die Prüfstandssensoren sind an der Welle appliziert. Stirnseitig sind die Beschleunigungssensoren (Bild 19, 1) angebracht und mit einer ölbeständigen Schutzschicht (Bild 19, 2) aus Nitrilgummi und Silikon abgedeckt. Die Dehnungssensoren sind (hier nicht sichtbar) in Taschen (Bild 19, 3) hinter dem Lagersitz angebracht. Zur Einleitung eines Körperschallsignals wird ein Schlagwerk (Bild 19, 4) mit Kraft-

messspitze (Bild 19, 5) verwendet, das auf den Lagersitz neben einen Beschleunigungssensor (Bild 19, 6) schlägt. Der Versuch wird für jeden Sensor auf der Welle zweimal durchgeführt. Der erste Versuch wird wie in Bild 19 dargestellt durchgeführt, bei der zweiten Messung wird anstelle der Wellenmutter (Bild 19, 7) eine Masse angebracht und gekontert, vergleiche Bild 20. Die Bestimmung der Vierpolparameter zwischen Lagersitz und den Sensoren auf der Welle erfolgt analog Kapitel 5.2.2.

Die Bestimmung der Vierpolparameter zwischen den Sensoren an der Platte und dem Lagersitz erfolgt analog zu den Messungen an der Welle. Hierzu wurde die Platte ähnlich der Anregung während der Reihenuntersuchungen mit einem Shaker erregt. Gemessen wurden die Signale der Plattensensoren und die eines zwischen Lagersitz und einer Zusatzmasse befestigten Kraftsensors mit danebenliegendem Beschleunigungsaufnehmer. Zur Bestimmung der Vierpolparameter wurden die Messungen wiederum mit zwei verschiedenen Massen durchgeführt.

Da, wie in Kapitel 5.3 erläutert wird, keine Schwächung des Lagersitzes durch den Einbau von Kraftaufnehmern in den Kraftfluss hingenommen werden durfte, kamen zur Bestimmung der Kräfte Dehnungssensoren zum Einsatz, die nur indirekt im Kraftfluss liegen. Mit Hilfe dieser Dehnungssensoren ließen sich unter Hinzunahme der betrachteten Querschnittsflächen an Welle und Platte die tatsächlichen Kräfte bestimmen. Da jedoch die Vierpolparameter zwischen dem jeweiligen Sensorsitz und dem Lagersitz an Welle und Platte ohnehin bestimmt werden mussten, konnte hierüber ein wesentlich genauerer Abgleich durchgeführt werden. Der einzige Unterschied zur Bestimmung "normaler" Vierpolparameter besteht darin, dass nicht direkt die Kräfte am Sensorsitz gemessen wurden, sondern deren Dehnungsequivalent.

Die Gleichung zur Bestimmung der Vierpole zwischen Sensor- und Lagersitz lautet dann wie folgt:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ a_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_2 \\ a_2 \end{bmatrix}$$

und lässt sich folgendermaßen auflösen:

$$F_1 = A_{11}E_2 + A_{12}a_2$$

$$a_1 = A_{21}E_2 + A_{22}a_2$$

Nach Messung ohne Zusatzmasse und mit Zusatzmasse lassen sich die Gleichungen wie folgt auflösen.

$$A_{11} = \frac{F_1 \cdot a_{2m} - a_2 \cdot F_{1m}}{E_2 \cdot a_{2m} - E_{2m} \cdot a_2}$$

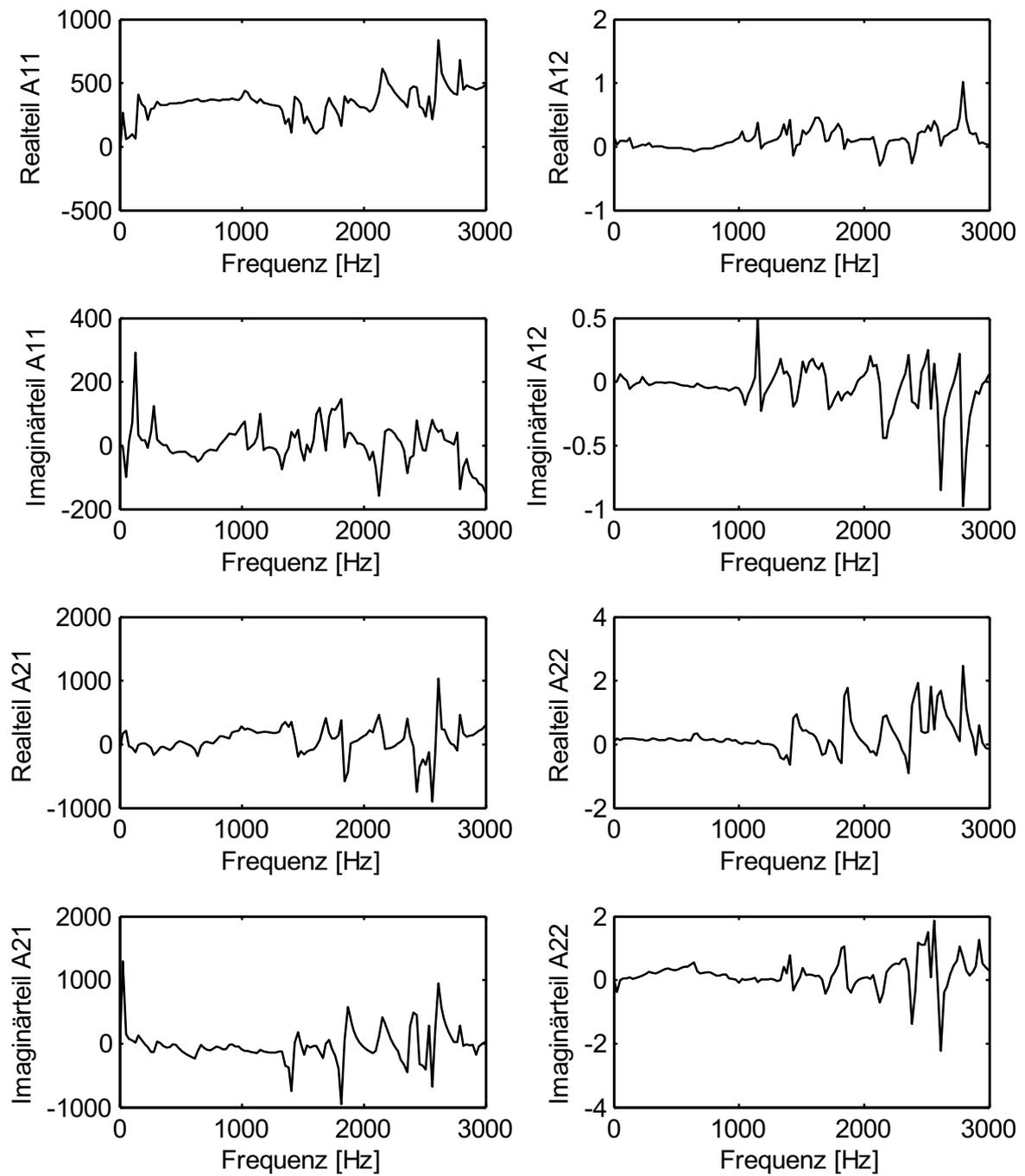
$$A_{12} = \frac{(E_2 \cdot F_{1m} - E_{2m} \cdot F_1)}{E_2 \cdot a_{2m} - E_{2m} \cdot a_2}$$

$$A_{21} = \frac{(a_1 \cdot a_{2m} - a_2 \cdot a_{1m})}{E_2 \cdot a_{2m} - E_{2m} \cdot a_2}$$

$$A_{22} = \frac{E_2 \cdot a_{1m} - a_1 \cdot E_{2m}}{E_2 \cdot a_{2m} - E_{2m} \cdot a_2}$$

### 5.2.4 Vierpolparameter von Welle 1

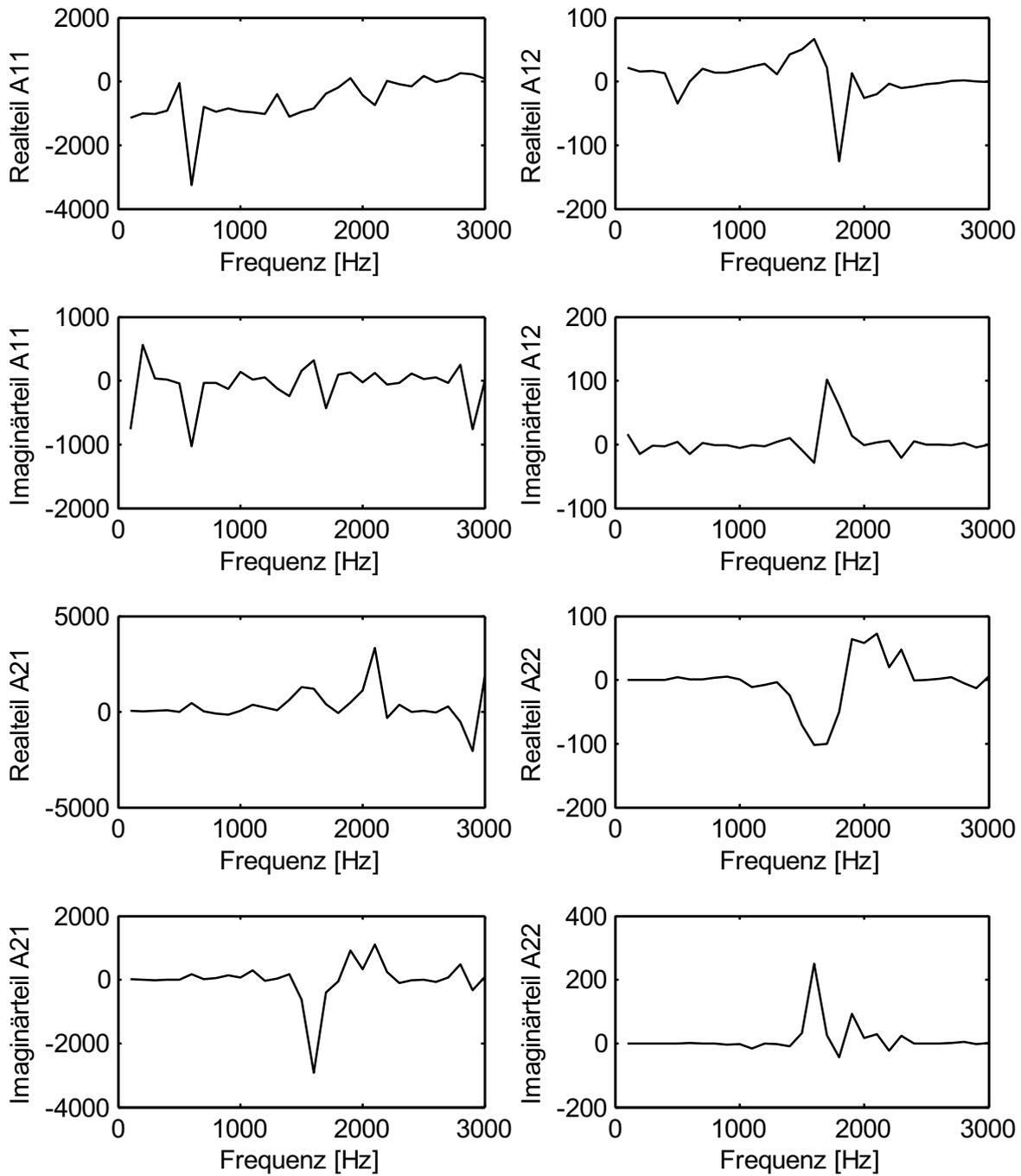
Bild 21 zeigt die gemittelten Real- und Imaginärteile der Vierpolparameter der untersuchten Welle.



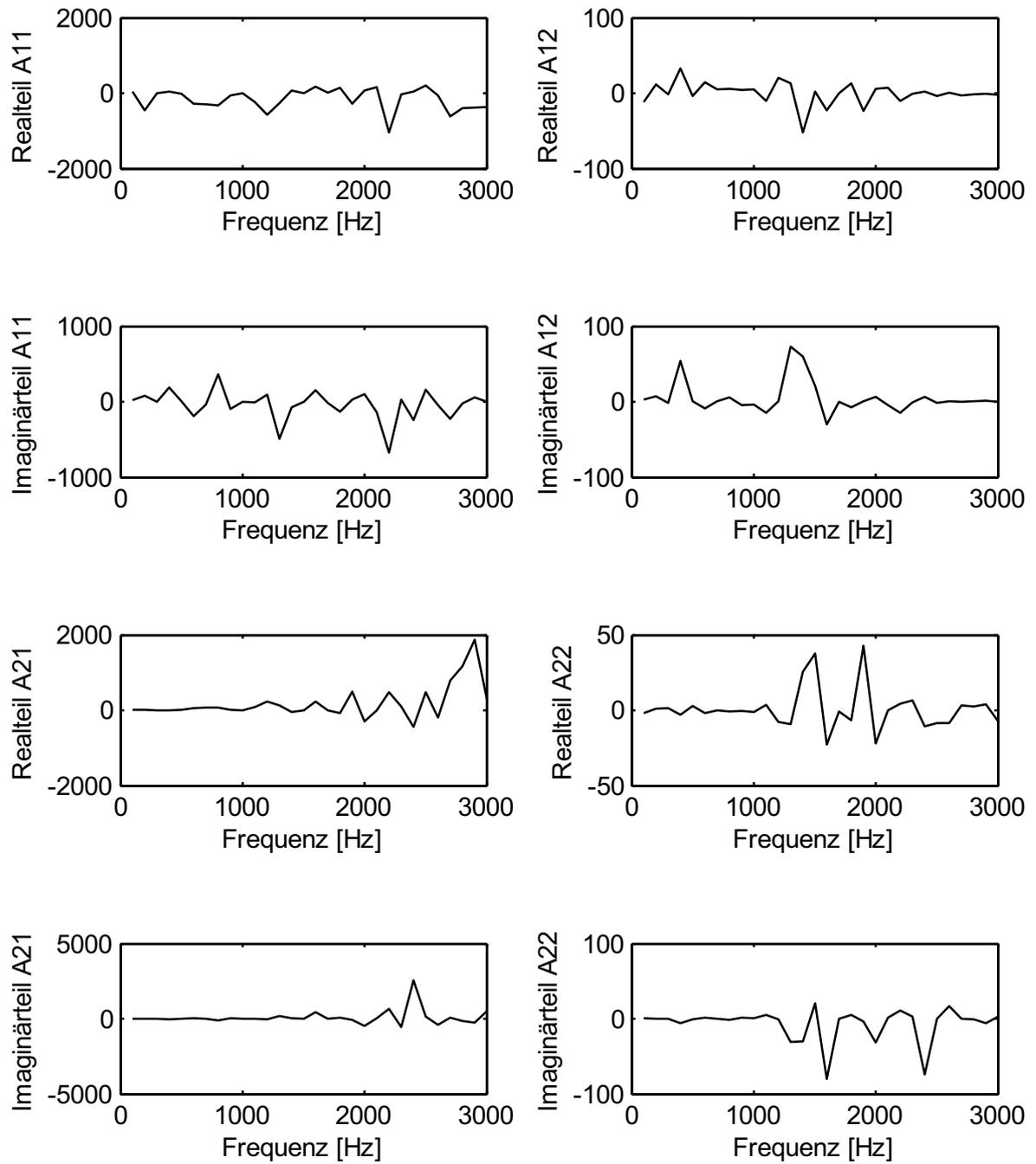
**Bild 21:** Vierpolparameter der 60er Welle W1

### 5.2.5 Vierpolparameter der untersuchten Platten

Bild 22 und Bild 23 zeigen die gemittelten Real- und Imaginärteile der Vierpolparameter der untersuchten Platten.



**Bild 22:** Vierpolparameter der massiven Platte P1



**Bild 23:** Vierpolparameter der gerippten Platte P3

### 5.2.6 Umrechnung der an Platte und Welle gemessenen Werte auf den Lagersitz an Platte und Welle

Nach der Bestimmung der Vierpolparameter ( $A_{11P/W}$ ,  $A_{12P/W}$ ,  $A_{21P/W}$ ,  $A_{22P/W}$ ) zwischen dem jeweiligen Sensor- und Lagersitz können die an der Platte ( $E_{PM}$ ,  $a_{PM}$ ) und an der Welle ( $E_{WM}$ ,  $a_{WM}$ ) während der Reihenuntersuchung gemessenen Werte auf den jeweiligen Lagersitz ( $F_{LS}$ ,  $a_{LS}$ ) umgerechnet werden.

$$\begin{bmatrix} F_{WM\_LS} \\ a_{WM\_LS} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11W} & A_{12W} \\ A_{21W} & A_{22W} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_{WM} \\ a_{WM} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} F_{PM\_LS} \\ a_{PM\_LS} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11P} & A_{12P} \\ A_{21P} & A_{22P} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_{PM} \\ a_{PM} \end{bmatrix}$$

Anhand der oben genannten Formel werden die Messergebnisse aller Sensoren an Welle und Platte auf Messergebnisse am jeweiligen Lagersitz umgerechnet.

Da bei der Bestimmung der Wellen- und Plattenvierpolparameter bisher abweichend von der üblichen Vorgehensweise mit Beschleunigungen anstatt mit Schnellen gearbeitet wurde, werden die mit Hilfe der Wellen- und Plattenvierpolparameter berechneten Beschleunigungen am Lagersitz vor der Bestimmung der Vierpolparameter der Lager in Schnellen integriert.

$$v_{LS} = \frac{a_{LS}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot j}$$

Dabei ist  $f$  die jeweilige Frequenz in Hertz und  $j$  die imaginäre Einheit.

Anschließend werden aus diesen übertragenen Messergebnissen die Vierpolparameter für das untersuchte Lager nach Kapitel 5.2.2 berechnet.

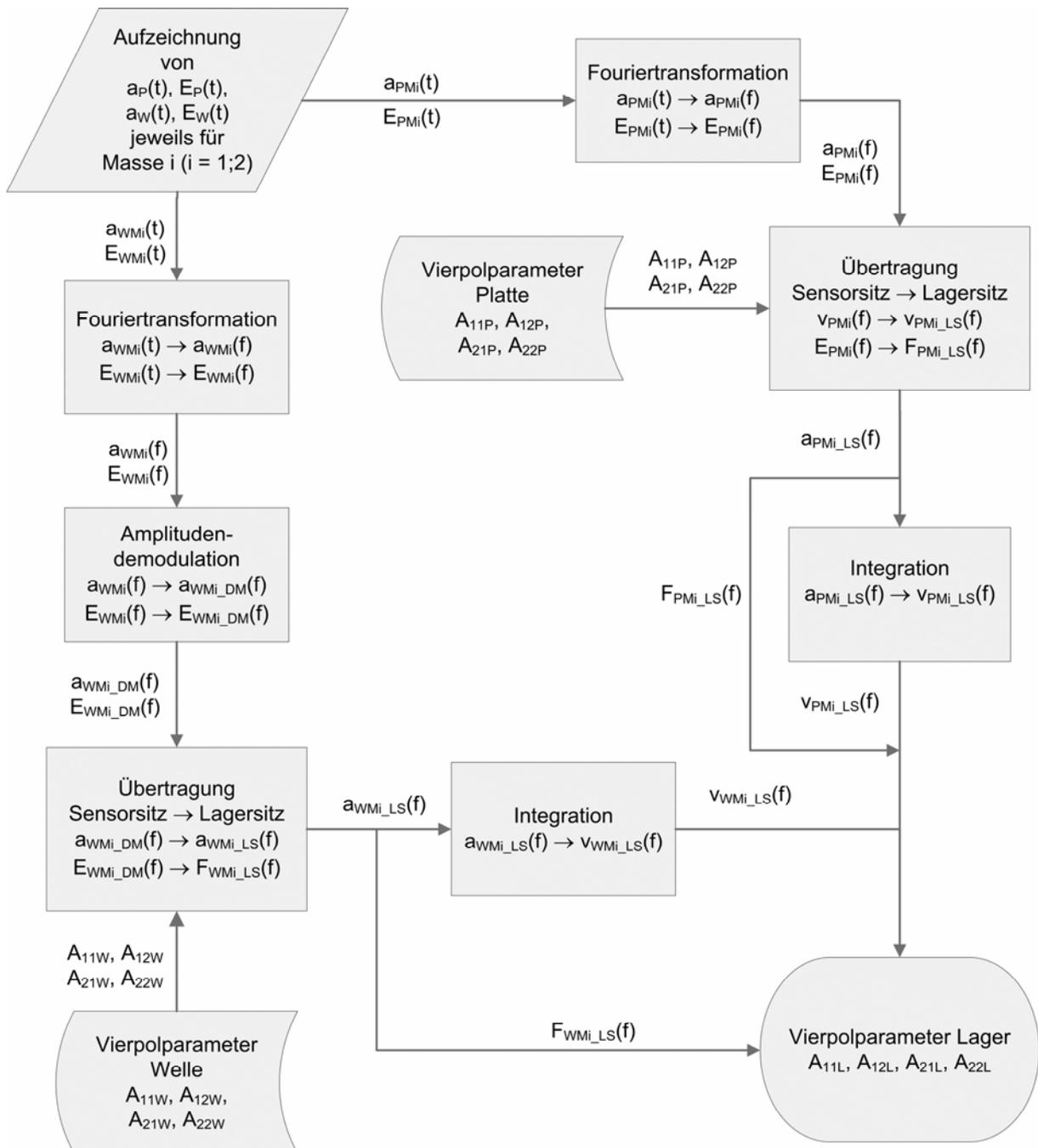
$$A_{11} = \frac{F_{WM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} - v_{PM\_LS} \cdot F_{WM\_LSm}}{F_{PM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} - F_{PM\_LSm} \cdot v_{PM\_LS}}$$

$$A_{12} = - \frac{(-F_{PM\_LS} \cdot F_{WM\_LSm} + F_{PM\_LSm} \cdot F_{WM\_LS})}{F_{PM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} - F_{PM\_LSm} \cdot v_{PM\_LS}}$$

$$A_{21} = - \frac{(-v_{WM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} + v_{PM\_LS} \cdot v_{WM\_LSm})}{F_{PM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} - F_{PM\_LSm} \cdot v_{PM\_LS}}$$

$$A_{22} = \frac{F_{PM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} - v_{WM\_LS} \cdot F_{PM\_LSm}}{F_{PM\_LS} \cdot v_{PM\_LSm} - F_{PM\_LSm} \cdot v_{PM\_LS}}$$

Die nachfolgende Übersicht zeigt schematisch die Zusammenhänge zwischen den Reihenuntersuchungen und den Vierpolparametern von Platte und Welle aus den Referenzversuchen als Flussdiagramm, vergleiche Bild 24.



**Bild 24: Messwertfluss von der Aufzeichnung der Signale bis zur Bestimmung der Lager-Vierpolparametern**

### 5.2.7 Bestimmung anderer Größen

Seidel führt in [49] weitere Größen wie beispielsweise die Durchgangsdämmung, die Einfügedämmung, verschiedene Übertragungsverhältnisse und andere an, die direkt aus Vierpolparametern berechnet werden können.

### 5.2.8 Umrechnung der Vierpolparameter in Steifigkeit und Dämpfung

Da sich Vierpolparameter zur Beschreibung der Körperschallübertragungscharakteristik noch nicht auf breiter Front durchsetzen konnten, dagegen aber Steifigkeiten und Dämpfungen, wie sie in der Mechanik Anwendung finden, in einer großen Anzahl von Rechenprogrammen integriert sind, sollen im Folgenden Ansätze zur Umrechnung zwischen der Vierpol- und der Feder-Masse-Dämpfer-Welt vorgestellt werden.

Bereits Molloy zeigt in [53] und [54] wie sich eine Masse, eine masselose Feder und ein Dämpfer anhand theoretischer Überlegungen mit Hilfe von Vierpolparametern abbilden lassen. Snowdon [61] erweitert diese Überlegungen und führt Beispiele für die theoretische Ableitung von Vierpolparametern aus zusammengesetzten Feder-Masse-Systemen auf.

DIN EN ISO 10846 Teil 1 bis 5 [67, 68, 69, 70 und 71] beschäftigt sich zwar vorwiegend mit der Bestimmung von Eingangs- und Transfersteifigkeiten, zeigt aber ebenfalls Möglichkeiten auf aus diesen Näherungsweise dynamische Steifigkeiten und Verlustfaktoren zu bestimmen.

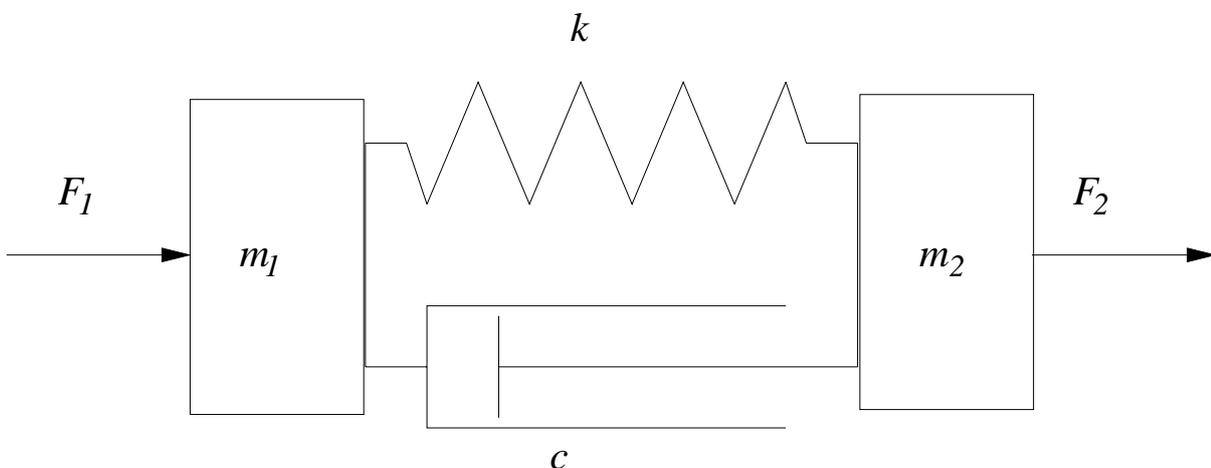
#### 5.2.8.1 Umrechnung der Vierpolparameter in Steifigkeiten und Dämpfungen unter der Annahme eines Kelvin-Voigt-Modells mit Massen $m_1$ und $m_2$

Langenfeld [83] beschäftigt sich mit der direkten Umrechnung von Vierpolparametern in Steifigkeiten und Dämpfungen. Zur Lösung des Problems stellt er Bewegungsdifferentialgleichungen für ein Kelvin-Voigt-Modell mit zwei Massen (Lagerinnen- und Lageraußenring) auf

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix},$$

vergleiche Bild 25, und setzt diese mit der Kettenform der Vierpoldarstellung gleich

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \end{bmatrix}.$$



**Bild 25:** Kelvin-Voigt-Modell mit zwei Massen [83]

Um die Gleichungen gleich setzen zu können, überführt er die Schnelle  $\mathcal{V}$  im Frequenzbereich in  $j\omega \underline{X}$

$$\begin{bmatrix} \underline{F}_1 \\ \underline{F}_2 \end{bmatrix} = j\omega \begin{bmatrix} \underline{Z}_{11} & \underline{Z}_{12} \\ \underline{Z}_{21} & \underline{Z}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{X}_1 \\ \underline{X}_2 \end{bmatrix}.$$

Damit lassen sich die Gleichungen gleich setzen

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{X}_1 \\ \underline{X}_2 \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{X}_1 \\ \underline{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{X}_1 \\ \underline{X}_2 \end{bmatrix} = j\omega \begin{bmatrix} \underline{Z}_{11} & \underline{Z}_{12} \\ \underline{Z}_{21} & \underline{Z}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{X}_1 \\ \underline{X}_2 \end{bmatrix}.$$

Zur Bestimmung der Steifigkeit  $k$  und der Dämpfung  $c$  löst er die Gleichungen auf und teilt sie in Real- und Imaginärteil auf.

Gleichung der Realteile:

$$\begin{aligned} & \omega^2 \Re(\underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22}) - \omega^2 c \Re(\underline{Z}_{11}) - \omega k \Im(\underline{Z}_{11}) + \omega^3 m_2 \Im(\underline{Z}_{11}) + \omega^3 m_1 \Im(\underline{Z}_{22}) + \omega^2 k m_1 \\ & \quad - \omega^4 m_1 m_2 - \omega^2 c \Re(\underline{Z}_{22}) - \omega k \Im(\underline{Z}_{22}) + \omega^2 k m_2 \\ & = \omega^2 \Re(\underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21}) + \omega^2 c \Re(\underline{Z}_{21}) + \omega k \Im(\underline{Z}_{21}) + \omega^2 c \Re(\underline{Z}_{12}) + \omega k \Im(\underline{Z}_{12}) \end{aligned}$$

Gleichung der Imaginärteile:

$$\begin{aligned} & \omega^2 \Im(\underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22}) - \omega^2 c \Im(\underline{Z}_{11}) + \omega k \Re(\underline{Z}_{11}) - \omega^3 m_2 \Re(\underline{Z}_{11}) - \omega^3 m_1 \Re(\underline{Z}_{22}) + \omega^3 c m_1 \\ & \quad - \omega^2 c \Im(\underline{Z}_{22}) + \omega^3 c m_2 + \omega k \Re(\underline{Z}_{22}) \\ & = \omega^2 \Im(\underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21}) + \omega^2 c \Im(\underline{Z}_{21}) - \omega k \Re(\underline{Z}_{21}) + \omega^2 c \Im(\underline{Z}_{12}) - \omega k \Re(\underline{Z}_{12}) \end{aligned}$$

umgestellt ergibt sich:

$$\begin{aligned} & c \omega^2 \Re(\underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{22}) + k \omega [\Im(\underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{22}) - \omega(m_1 + m_2)] \\ & \quad = \omega^2 [\Re(\underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22} - \underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21}) + \omega \Im(m_2 \underline{Z}_{11} + m_1 \underline{Z}_{22}) - \omega^2 m_1 m_2] \\ & c \omega^2 [\Im(\underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{22}) - \omega(m_1 + m_2)] - k \omega \Re(\underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{22}) \\ & \quad = \omega^2 [\Im(\underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22} - \underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21}) - \omega \Re(m_2 \underline{Z}_{11} + m_1 \underline{Z}_{22})]. \end{aligned}$$

Zur Vereinfachung werden die obigen Gleichungen in Variablen überführt

$$\begin{aligned} M_{11} &= \omega^2 \Re(\underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{22}) \\ M_{12} &= \omega [\Im(\underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{22}) - \omega(m_1 + m_2)] \\ M_{13} &= \omega^2 [\Re(\underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22} - \underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21}) + \omega \Im(m_2 \underline{Z}_{11} + m_1 \underline{Z}_{22}) - \omega^2 m_1 m_2] \\ M_{21} &= \omega^2 [\Im(\underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{22}) - \omega(m_1 + m_2)] \\ M_{22} &= -\omega \Re(\underline{Z}_{12} + \underline{Z}_{21} + \underline{Z}_{11} + \underline{Z}_{22}) \end{aligned}$$

$$M_{23} = \omega^2 [\Im(\underline{Z}_{11}\underline{Z}_{22} - \underline{Z}_{12}\underline{Z}_{21}) - \omega\Re(m_2\underline{Z}_{11} + m_1\underline{Z}_{22})]$$

und nach c und k aufgelöst

$$c = \frac{M_{13} \cdot M_{22} - M_{23} \cdot M_{12}}{M_{11} \cdot M_{22} - M_{21} \cdot M_{12}}$$

$$k = \frac{M_{13} \cdot M_{21} - M_{23} \cdot M_{11}}{M_{12} \cdot M_{21} - M_{11} \cdot M_{22}}$$

Da der Ansatz von Langenfeld die direkte Umrechnung der Vierpolparameter in Steifigkeiten und Dämpfungen erlaubt, wird dieser im Folgenden zur Umrechnung der Vierpolparameter in Steifigkeiten und Dämpfungen verwendet.

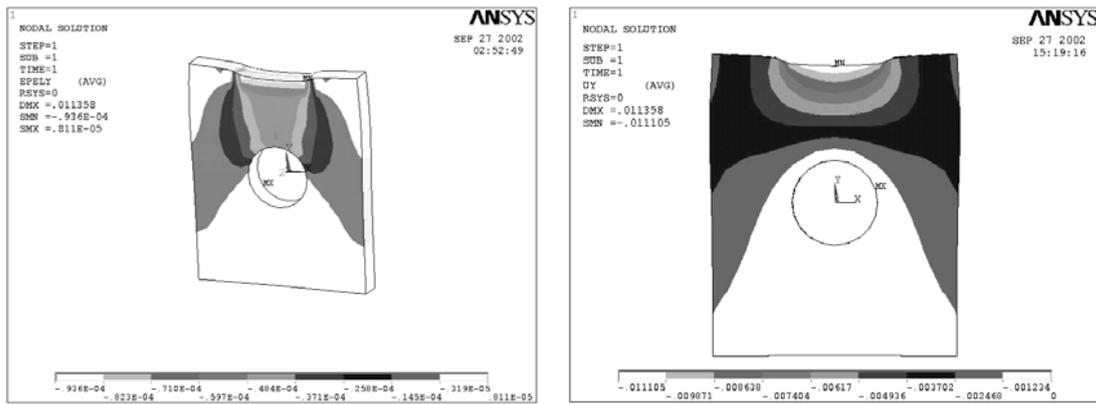
### 5.3 Planung der messtechnischen Versuchsdurchführung

Da Vierpolparameter von Wälz- und Gleitlagern zuvor noch nicht bestimmt wurden und keine Erfahrungen mit ähnlichen Aufbauten vorlagen, mussten zunächst geeignete Messsensoren zur Bestimmung der Kräfte und Schnellen am Lagerinnen- und –außenring ausgewählt werden. Da aufgrund von Aussagen der bestehenden theoretischen Untersuchungen keine Schwächung der Lagereinspannung hingenommen werden durfte [23], wurden Messsensoren ausgewählt, die den direkten Kraft- beziehungsweise Schnellefluss der Lageranregung nicht stören. Da zur Ermittlung von Vierpolparametern sowohl am Ein- als auch am Ausgang des Übertragungsgliedes, hier also am Innen- und am Außenring eines Lagers, gemessen werden musste, wurden zur Bestimmung der Schnelle Beschleunigungs-, zur Bestimmung der Kräfte Dehnaufnehmer auf der Gehäuseplatte und an der Welle, jeweils in der Nähe des Lagerrings eingesetzt.

#### 5.3.1 Identifizierung geeigneter Messpunkte

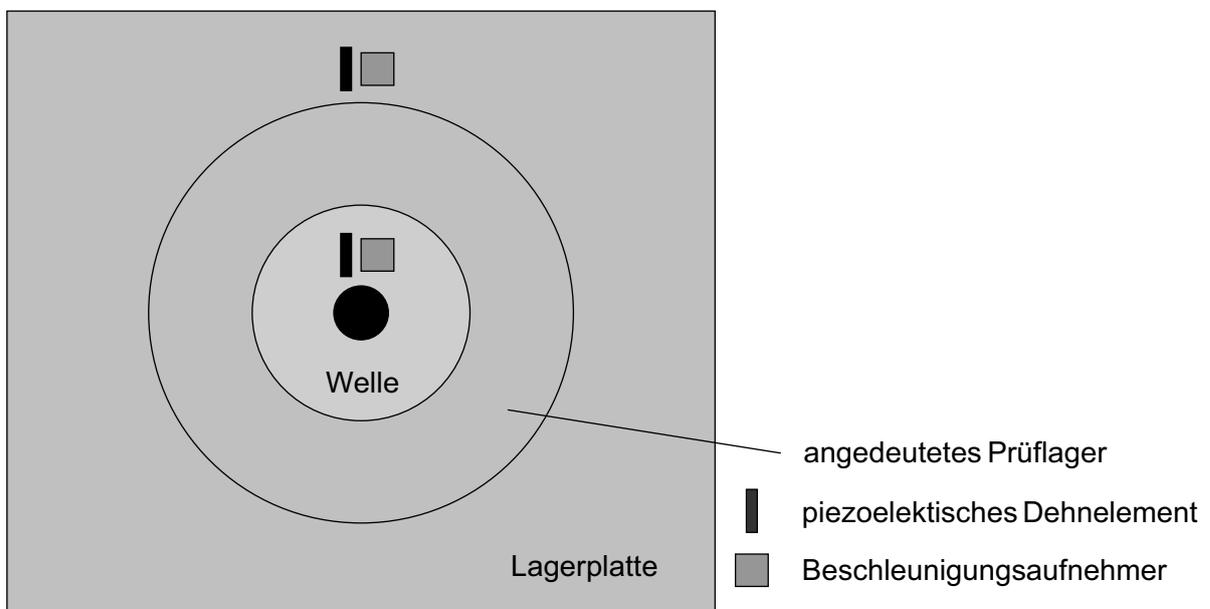
Um geeignete Messpunkte zu identifizieren, wurden Finite Element Simulationen durchgeführt.

In Bild 26 ist die Dehnung der Gehäuseplatte in Y-Richtung (hier senkrecht) bei einseitiger Belastung in Y-Richtung gegeben sowie die Verformung entsprechend der Dehnung angezeigt. Die Grafiken lassen gut erkennen, dass die Positionierung der Dehnungssensoren für eine solche Belastung in senkrechter Richtung über dem Lagersitz erfolgen sollte, wenn die dynamischen Anregungskräfte nahe der Bohrung in Anregungsrichtung bestimmt werden sollen.



**Bild 26: Plattendehnung in Y-Richtung (hier senkrecht) bei Belastung in Y-Richtung sowie entsprechende Verformungen**

Die Untersuchungen zeigen also, dass die Sensoren in Antriegsrichtung im Bereich des Kraftflusses angebracht werden sollten. Da die kombinierten Parameter Kraft und Schnelle zur Bestimmung der Vierpolparameter dicht beieinander bestimmt werden sollen, werden die Beschleunigungssensoren dicht bei den Dehnungssensoren platziert.



**Bild 27: Schematische Darstellung zur Platzierung der Messaufnehmer**

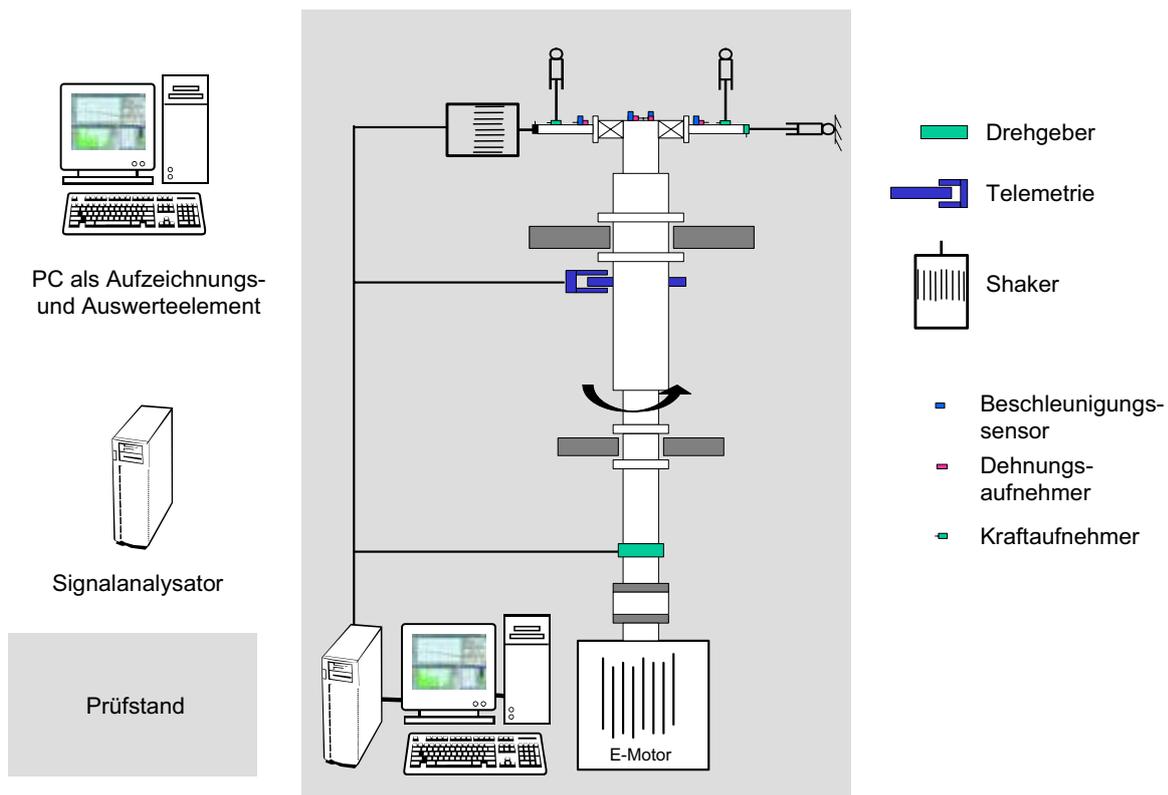
### 5.3.2 Die Messtechnik des Prüfstandes

Kernstück der Messtechnik des Prüfstandes (Bild 28) ist Oros OR38 Signalanalysator, der über eine TCP/IP-Verbindung mit einem Mess- und Auswerte-PC verbunden ist. Der Signalanalysator erfüllt während der Versuche dreierlei Funktionen. Neben der Aufzeichnung sämtlicher Messkanäle werden Online-FFT der Signale der wichtigsten Sensoren berechnet und auf dem Monitor des Mess- und Auswerte-PC dargestellt, um schon während Versuche eine Qualitätskontrolle zu ermöglichen. Darüber hinaus steuert der OR38 den Shaker über einen zugehörigen Verstärker mit einem Multisinus zur Körperschalleinleitung in den Prüfstand an.

Die auf der Lagerplatte applizierten Beschleunigungs- und Dehnungssensoren sind direkt mit dem Signalanalysator verbunden und werden auch von dort gespeist. Die auf der Welle platzierten Beschleunigungs- und Dehnungssensoren sind über eine berührungslose achtkanalige voll-digitale Hochleistungstelemetrie angeschlossen, von der sie direkt gespeist werden. Die Drehzahl wird unabhängig von der Telemetrie mit einem separaten Drehgeber erfasst. Die statisch eingeleiteten Lasten werden von Kraftmessdosen gemessen, die über eigene Verstärker am Signalanalysator angeschlossen sind.

Die hier vorgestellte Messtechnik ist Bestandteil eines Schall- und Schwingungsmessgeräts nach Maßgabe des Hochschulbauförderungsgesetz (HBFVG) als Großgerät für Ausbildung und Forschung, vergleiche [95].

Aufgrund der eigens für den Prüfstand entwickelten Messstrategie, konnte die Auswertung der eingehenden Signale nicht direkt auf dem OR38 erfolgen, so dass diese nach Abschluss einer Messreihe auf den Mess- und Auswerte-PC transferiert wurden um dort ausgewertet zu werden. Die Berechnung der dynamischen Übertragungseigenschaften der Lager erfolgte dort mit einem speziell entwickelten Auswertprogramm.



**Bild 28: Schematische Darstellung der Messkette des Prüfstandes**

## 5.4 Durchführung der Versuche und Auswertung der Ergebnisse

### 5.4.1 Durchführung der Versuche

Zur Durchführung der Versuche wird das Lager auf dem zuvor mit den Sensoren bestückten Wellenadapter montiert und anschließend in die Lagerplatte eingebaut. Bei der Montage des Wellenadapters an der Hauptwelle wird besonders auf die Ausrichtung des Wellenadapters zur Hauptwelle geachtet. Um einen runden Lauf des Lagers zu gewährleisten, wurden die Prüfstandshauptwelle und der Wellenadapter mit einem Zentrierkegelsitz nach DIN 55026 [94] ausgestattet, wie er für das Futter an Drehmaschinen verwendet wird.

Ist der Wellenadapter und die Lagerplatte montiert und alle Belastungs- und Anregungsmechanismen angeschlossen, wird die Lagerplatte zum Lauf der Welle ausgerichtet um sicher zu stellen, dass die Schiefstellung zwischen Lagerinnen- und außenring weniger als eine Winkelminute beträgt. Diese Ausrichtung wird vor jeder Messung erneut kontrolliert, gegebenenfalls korrigiert und protokolliert.

Zur eigentlichen Durchführung der Messungen wird das gewünschte Schmiermittel in der gewünschten Menge zugeführt und die Temperatur der Lagerumgebung eingestellt. Soll zwischen den Schmiermitteln ein Wechsel stattfinden, wird der gesamte Aufbau, inklusive Ölversorgungsanlage der Versuchslager, demontiert und gereinigt.

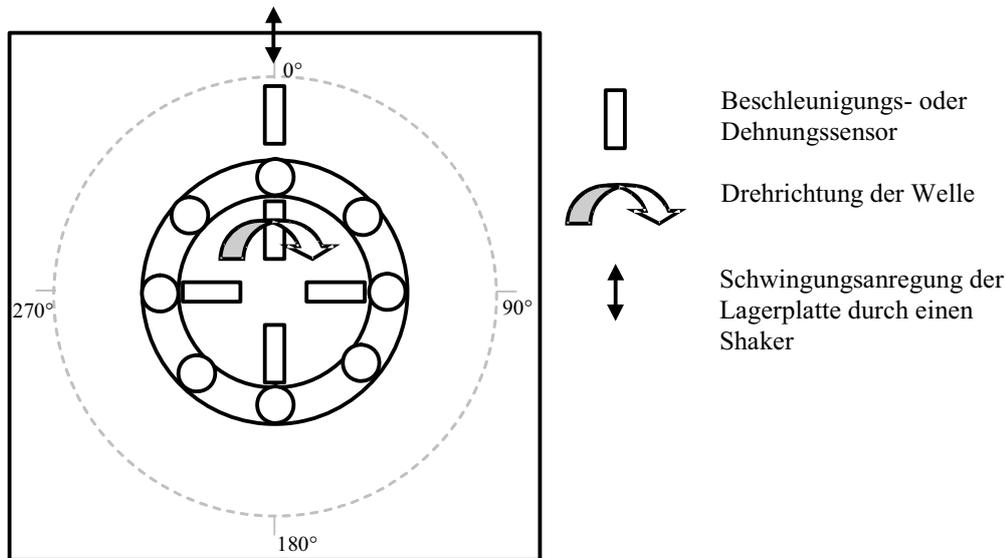
Darüber hinaus wird die gewünschte Drehzahl eingestellt und die Lagerplatte entsprechend dem Versuchsprogramm mit vier separat voneinander per Hand ansteuerbaren Hydraulikzylindern belastet, wobei immer wieder die Ausrichtung der Platte kontrolliert und gegebenenfalls korrigiert werden muss. Aufgrund der zu erfassenden Vierpolparameter wird jeder Versuch zweimal durchgeführt, einmal ohne Modifikationen, einmal mit einer zusätzlichen Masse an der Lagerplatte. Sind alle Parameter eingestellt, wird der Shaker und die Aufzeichnung der Messung am Signalanalysator gestartet und je nach Drehzahl zwischen einer und zwei Minuten aufgezeichnet. Die anschließende Auswertung erfolgt separat davon.

Sind alle Messreihen an einem Lager beendet, wird der Versuchsaufbau demontiert und das Lager getauscht.

### 5.4.2 Auswertung der Signale drehender Sensoren

Zur Bestimmung der Körperschallübertragungseigenschaften von Wälz- und Gleitlagern in Form von Vierpolparametern ist es notwendig, die dynamischen Kräfte und Schnellen sowohl in der Nähe des Außenrings, als auch in der Nähe des Innenrings bei Wälzlagern und in der Nähe der Lauffläche der Welle bei Gleitlagern zu bestimmen.

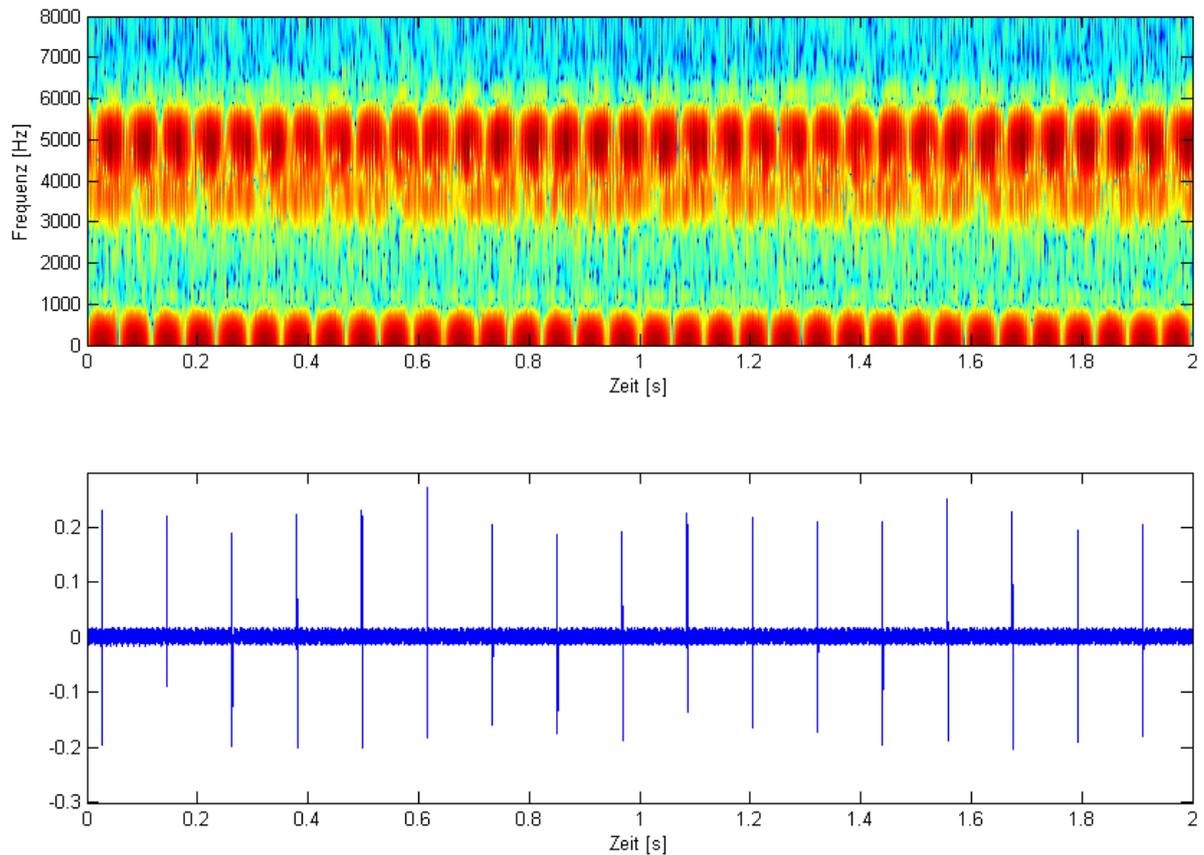
Da sich die Sensoren auf der Welle während der Versuche mit der Welle drehen, die Vierpole aber in Achsrichtung der sich gegenüberliegenden Sensoren (Richtung der Shakeranregung und der statischen Radiallast) angegeben werden sollen, musste eine Lösung für dieses Problem gefunden werden.



**Bild 29: Position der Sensoren auf der drehenden Welle gegenüber den Sensoren der Lagerplatte**

Anfängliche Überlegungen, dass sich nach einer gewissen Einschwingzeit, aufgrund der permanenten Shakeranregung, ein eingeschwungener Zustand der Welle ergibt, der es zulässt, die Signale der Sensoren über der Zeit zu mitteln und den jeweiligen Drehwinkel zu vernachlässigen, erwiesen sich als falsch. Zeigten die Frequenzspektren eines feststehenden ortsfest stehenden Plattensensors konstante Frequenzspektren über der Zeit, veränderten sich die Frequenzspektren der auf der Welle drehenden Sensoren über der Zeit, genauer gesagt mit dem Drehwinkel der Welle.

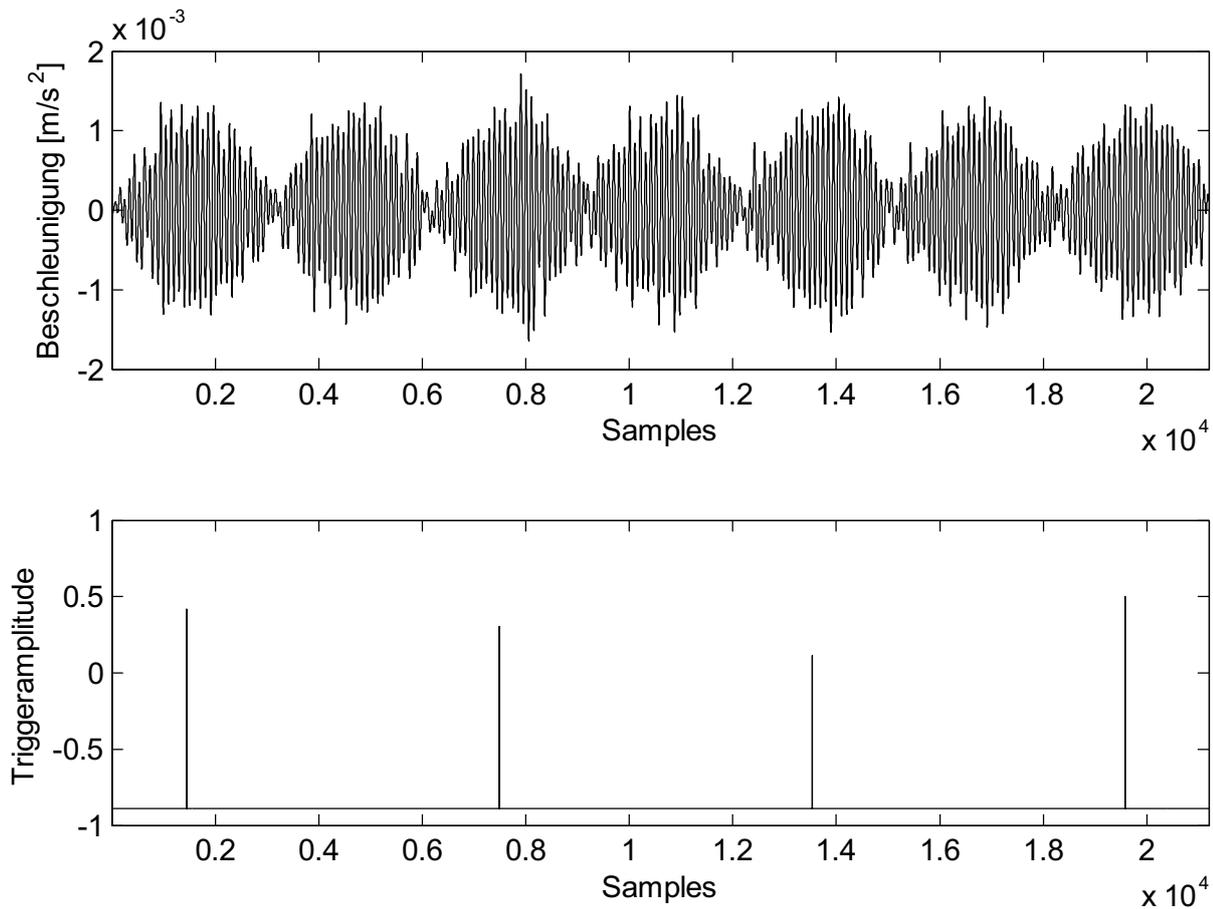
Betrachtet man das Spektrogramm eines Beschleunigungssensors auf der Welle sowie die Triggerpulse des Drehzahlsignalgebers (jeweils ein Triggerpuls beim 0° Durchgang des Sensors, vergleiche untere Darstellung) in Bild 30, dann lässt sich gut erkennen, dass sich das Signal je nach Winkellage des Sensors verändert.



**Bild 30:** Farbspektrogramm eines auf der Welle mitdrehenden Beschleunigungssensors (oben); Signal des auf der Welle montierten Drehgebers (unten) beim "Nulldurchgang" des Beschleunigungssensors

In Bild 30 ist gut zu erkennen, dass sich das Signal während einer Umdrehung abhängig von der aktuellen Sensorlage stark verändert.

Ist der Beschleunigungssensor auf der Welle genau in Anregungsrichtung zum Beschleunigungssensor auf der Platte ausgerichtet ("Nulldurchgang" des Sensors abgestimmt auf den Triggerpuls des Drehgebers), so ist das Signal am stärksten. Stehen die Sensoren in einem Winkel von  $90^\circ$  zur Anregungsrichtung, ist das Signal am schwächsten. Dieses Verhalten lässt sich vor allem auch an der Zeitfunktion eines auf der Welle drehenden Beschleunigungssensors beobachten, vergleiche Bild 31.

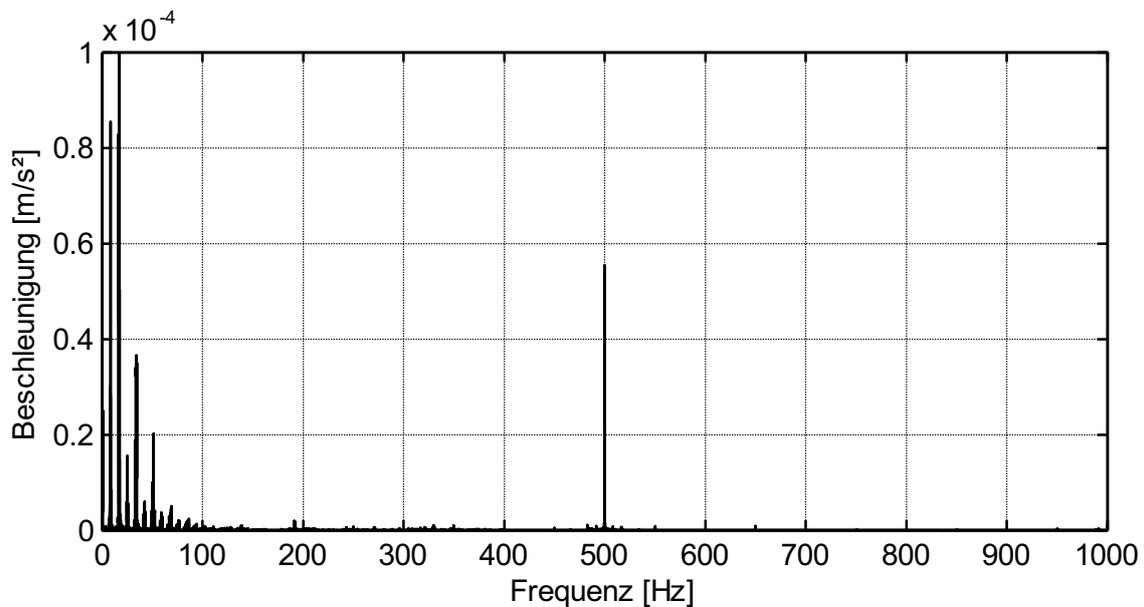


**Bild 31: Ausschnitt des Zeitsignals eines auf der Welle drehenden Sensors mit zugehörigem Triggersignal (Drehzahltrigger auf der Welle)**

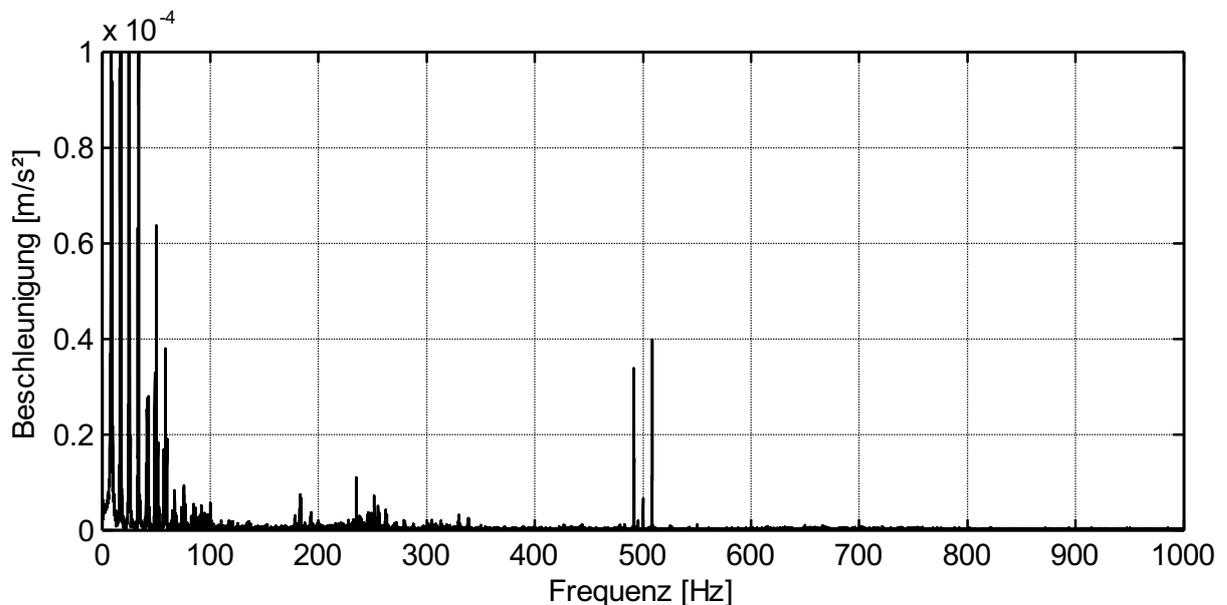
Um eine möglichst gute Aussage über die Übertragungseigenschaften des Lagers in Antriegsrichtung zu bekommen, ist es wichtig, eine hohe Signalqualität zu gewährleisten.

Bei dem oben beschriebenen Phänomen handelt es sich um eine Amplitudenmodulation.

In Bild 32 ist die FFT des Zeitsignals eines der Sensoren an der Lagerplatte zu sehen. Zur Erzeugung dieses Signals wurde der Prüfstand mit einer reinen Sinusfrequenz von 500 Hz angeregt, die Welle drehte dabei mit 500 Umdrehungen pro Minute. Das Signal entspricht den üblichen Erwartungen. In Bild 33 hingegen ist die hochauflösende FFT des Signals eines auf der Welle mitdrehenden Sensors zu sehen. Wie gut zu erkennen ist, spaltet sich die eigentlich ebenfalls bei 500 Hz erwartete Frequenzlinie in zwei Linien links und rechts der erwarteten Frequenz auf. Ausgelöst wird die "Aufspaltung" der Frequenzlinie durch eine Amplitudenmodulation.



**Bild 32:** Hochauflösende FFT des Zeitsignals eines Plattensensors bei reiner Sinusanregung des Prüfstands bei 500 Hz



**Bild 33:** Hochauflösende FFT des Zeitsignals eines auf der Welle drehenden Sensors bei reiner Sinusanregung des Prüfstands bei 500 Hz

#### 5.4.3 Amplitudenmodulation - Allgemeiner Zusammenhang

Ein alltägliches Beispiel für die Anwendung der Amplitudenmodulation findet sich in der Nachrichtenübertragungstechnik. Dabei werden zu übertragende Signale (Nachrichtensignale) auf einen Träger moduliert, um diese aus dem Tiefpassbereich in den Bandpassbereich zu verschieben "in dem eine Übertragung, z.B. über Funkkanäle, möglich ist" [74].

Das Trägersignal hat dabei folgende Form und entspricht in unserem Fall der Sinusanregung des Prüfstandes durch den Shaker.

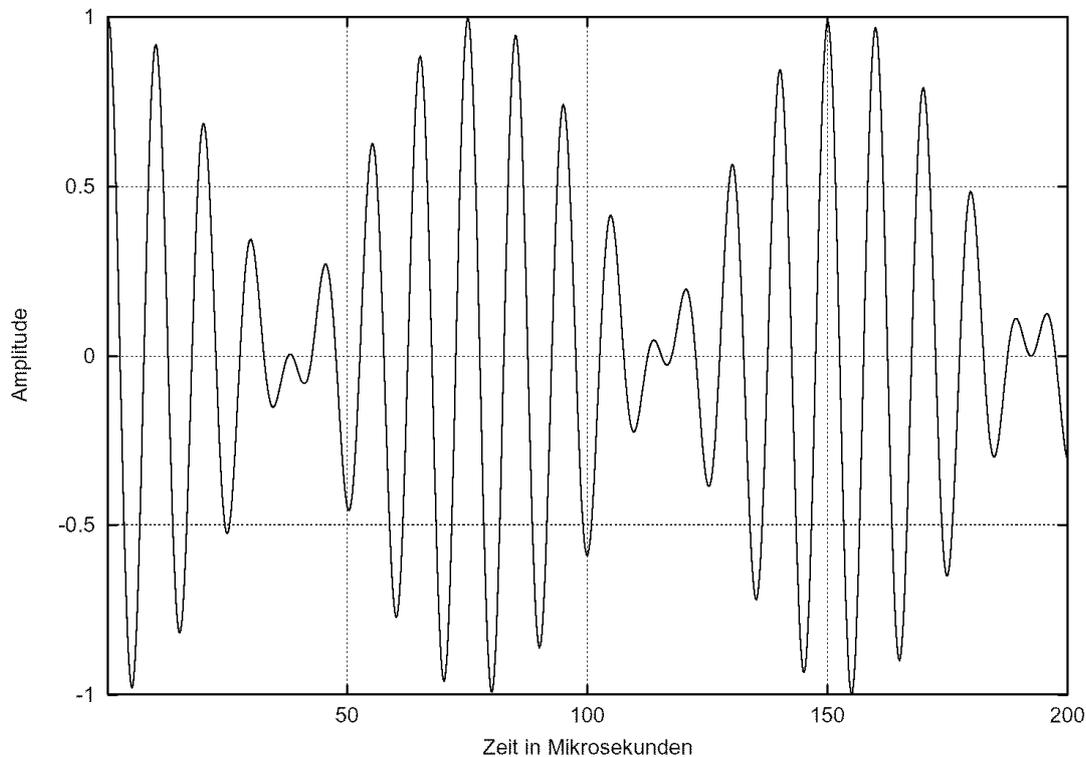
$$s_T(t) = \hat{S}_T \cos(\omega_T t)$$

Das Nachrichtensignal ergibt sich ähnlich und wird in unserem Fall durch die Wellendrehung erzeugt.

$$s_s(t) = \hat{S}_s \cos(\omega_s t)$$

Für die amplitudenmodulierte Schwingung folgt dann:

$$s_{AM}(t) = \hat{S}_{AM} \cos(\omega_T t)$$



**Bild 34: Ausschnitt eines amplitudenmodulierten Zweiseitenbandsignals ohne Träger [73]**

Die hier in Bild 32 und Bild 33 dargestellten Signale sind jedoch nicht bewusst, sondern durch den Einsatz der Sensoren auf der drehenden Welle moduliert. Denn ist der jeweilige Sensor zur Anregungsrichtung ausgerichtet, zeigt das Zeitsignal seine maximale Amplitude. Dreht sich die Welle weiter, nimmt die Amplitude des Zeitsignals ab. Somit ergibt sich ein Bild, wie es ein amplitudenmoduliertes Signal aufweist, das Zeitsignal der Anregung (des Trägers) bekommt eine Einhüllende mit der Drehfrequenz des Rotors, es wird moduliert. Somit kann festgehalten werden, dass das anregende Signal des Shakers das Trägersignal ist und die Drehung der Welle die Modulation dieses Trägers übernimmt. Das Trägersignal wird also mit einem "Modulator" zwischen +1 und -1 moduliert.

#### 5.4.4 Zweiseitenbandmodulation ohne Träger (ZSB)

Nimmt der Amplitudenbeiwert der Schwingung  $\hat{S}_{AM}(t)$  Werte zwischen  $+\hat{S}_s$  und  $-\hat{S}_s$  an, handelt es sich um eine Zweiseitenbandmodulation ohne Träger. Wird der Amplitudenbeiwert des Nachrichtensignals  $\hat{S}_s$  mit der Schwingung  $\cos(\omega_T t)$  multipliziert, kommt es bei

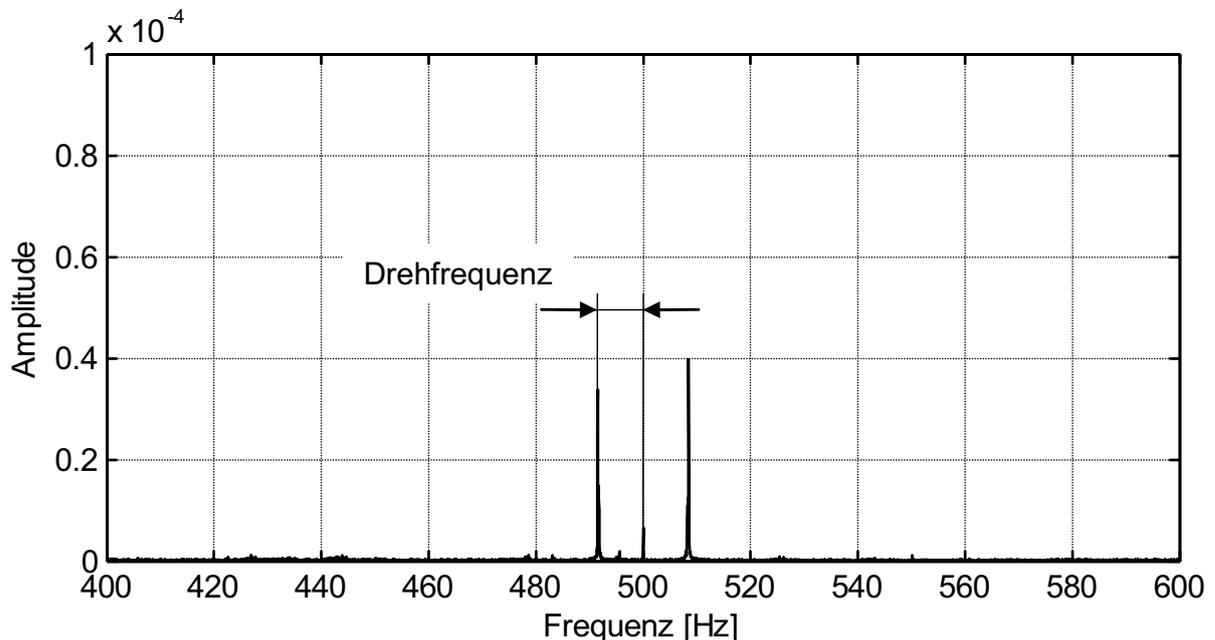
negativem Amplitudenbeiwert und negativer Trägerphase zu Phasensprüngen gegenüber der Trägerphase. Somit ergibt sich ein Signal mit zwei Seitenbändern, jedoch ohne Träger [73]:

$$\hat{s}_{\text{AMo.T.}}(t) = \hat{S}_S \cos(\omega_S t)$$

$$s_{\text{AMo.T.}}(t) = \hat{s}_{\text{AMo.T.}} \cos(\omega_T t)$$

$$s_{\text{AMo.T.}}(t) = \frac{\hat{S}_S}{2} [\cos(\omega_T t + \omega_S t) + \cos(\omega_T t - \omega_S t)]$$

Das in Bild 33 bei der Trägerfrequenz von 500 Hz immer noch ein Signalrest zu erkennen ist, lässt sich mit der Querempfindlichkeit der Sensoren von mehreren Prozent der Axialen-Empfindlichkeit erklären.



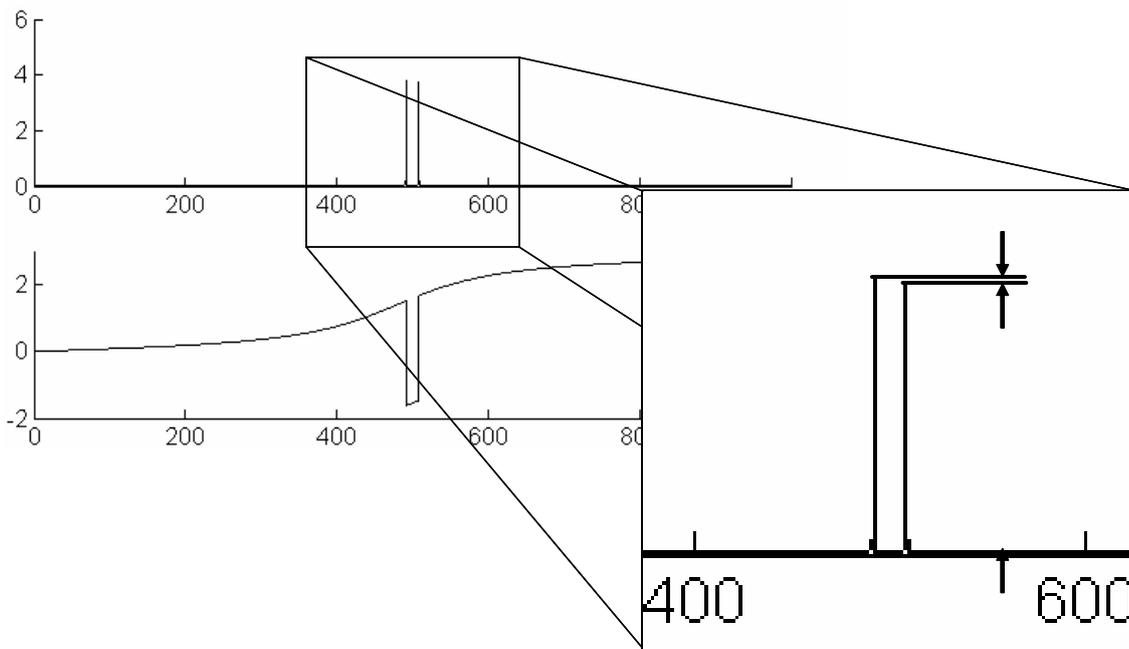
**Bild 35: Hochauflösende FFT des Zeitsignals eines auf der Welle drehenden Sensoren bei reiner Sinusanregung des Prüfstands bei 500Hz**

Durch die Drehung der Sensoren wird somit das von den Sensoren auf der Welle aufgenommene Signal aufgrund der Amplitudenmodulation auf zwei Seitenbänder gleicher Amplitude verteilt. Der Abstand zwischen der eigentlichen Anregungsfrequenz und dem jeweiligen Seitenband entspricht exakt der Drehfrequenz der Welle.

#### 5.4.5 Demodulation der Signale

Um die Wellensignale zu Bestimmung der Vierpolparameter der Lager weiterverarbeiten zu können, müssen diese demoduliert werden. Da die Amplitude des gesuchten Signals aufgrund der Amplitudenmodulation auf zwei Seitenbänder von theoretisch gleicher Amplitudenhöhe verteilt ist, brauchen diese Amplituden nur abgelesen und addiert werden.

Einfache Fouriertransformationen der Signale zeigen bezüglich der Amplitudengleichheit der Seitenbänder jedoch zum Teil erhebliche Abweichungen, die im Folgenden untersucht und beschrieben werden sollen.



**Bild 36:** Normal gefensterte FFT eines amplitudenmodulierten Signals, Amplitudendifferenz durch Leakage, Picket-Fence-Effekt und Einfluss der Drehungleichförmigkeit

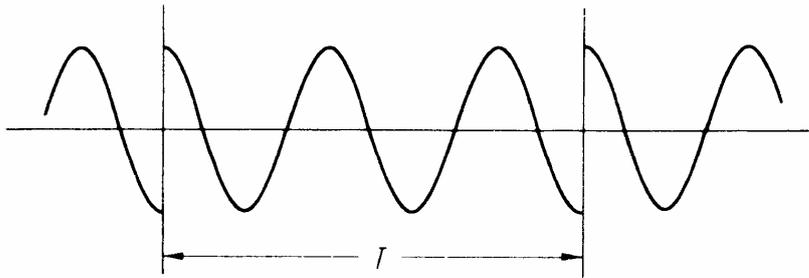
Der Signalanteil aus der Querempfindlichkeit der Sensoren ist zwar im Signal der Wellensensoren enthalten, spielt jedoch für diese Auswertung der Wellensignale keine Rolle, da bei der notwendigen Demodulation nur die amplitudenmodulierten Seitenbänder betrachtet werden.

#### 5.4.6 Leakage und Picket-Fence Effekt

Aus den mathematischen Eigenschaften der Fouriertransformation (FFT) ergeben sich mehrere Punkte, die vor einer erfolgreichen amplitudengenauen Signalanalyse beachtet werden müssen. Um dies zu untersuchen wurde eigens ein Simulationsprogramm entwickelt, mit dem verschiedene Fehlereinflüsse simuliert wurden. Die Ergebnisse dieser Simulationen und deren Einflüsse auf die amplitudenmodulierten Signale sind im Folgenden dargestellt.

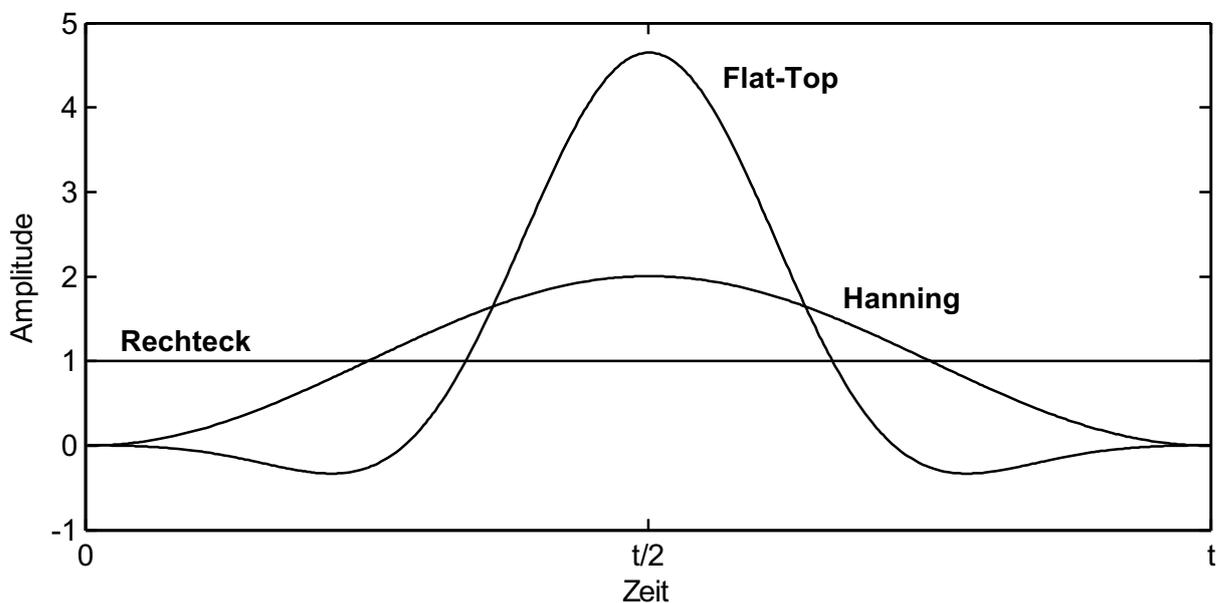
##### 5.4.6.1 Leakage

Ein Punkt bei der Auswertung von Zeitsignalen sind die Periodendauern der auszuwertenden Frequenzen. Um die Amplitude einer auszuwertenden Frequenz exakt zu erfassen, müssen im Zeitabschnitt des zu untersuchenden Signals ein oder mehrere ganzzahlige Perioden des Signals vorkommen. Ist dies nicht der Fall, kommt es an den Rändern des ausgewählten Zeitabschnitts zu Sprüngen (vergleiche Bild 37). Diese Sprünge wirken sich bei einer FFT wie ein Impuls im Signal aus, dessen Energie sich auf alle Frequenzen verteilt und damit zu einer Verbreiterung der eigentlichen "Frequenzlinie" führt.



**Bild 37: Hintereinandergefügte Zeitabschnitte eines Signals, das nicht ganzzahlig im FFT-Fenster enthalten ist [76]**

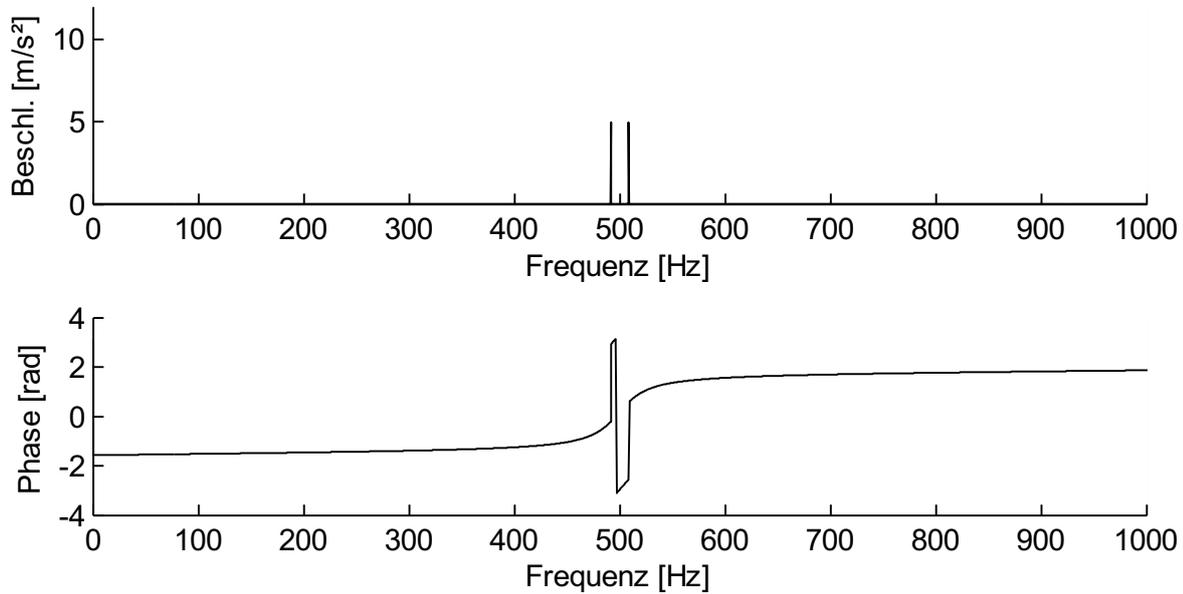
Um diese Effekte abzumildern, wurden verschiedene Bewertungsfunktionen zur Glättung der Signale an den Rändern des betrachteten Zeitabschnitts entwickelt. Bild 38 zeigt eine Auswahl der wichtigsten Fensterfunktionen, wie sie in der Signalanalyse heute Anwendung finden. Die bekannteste dieser Fensterfunktionen ist das so genannte „von Hann“ Fenster (oder auch Hanning-Fenster). Zur Fensterung wird der ausgewählte Abschnitt des zu untersuchenden Zeitsignals mit der jeweiligen Fensterfunktion multipliziert. Dabei werden eventuell vorhandene Sprünge an den Seitenrändern des Zeitsignals auf Null geglättet (ausgenommen bei der Rechteck-Funktion (Rectangular). So werden Diskontinuitäten, wie in Bild 37 dargestellt, bei der anschließenden Fouriertransformation vermieden.



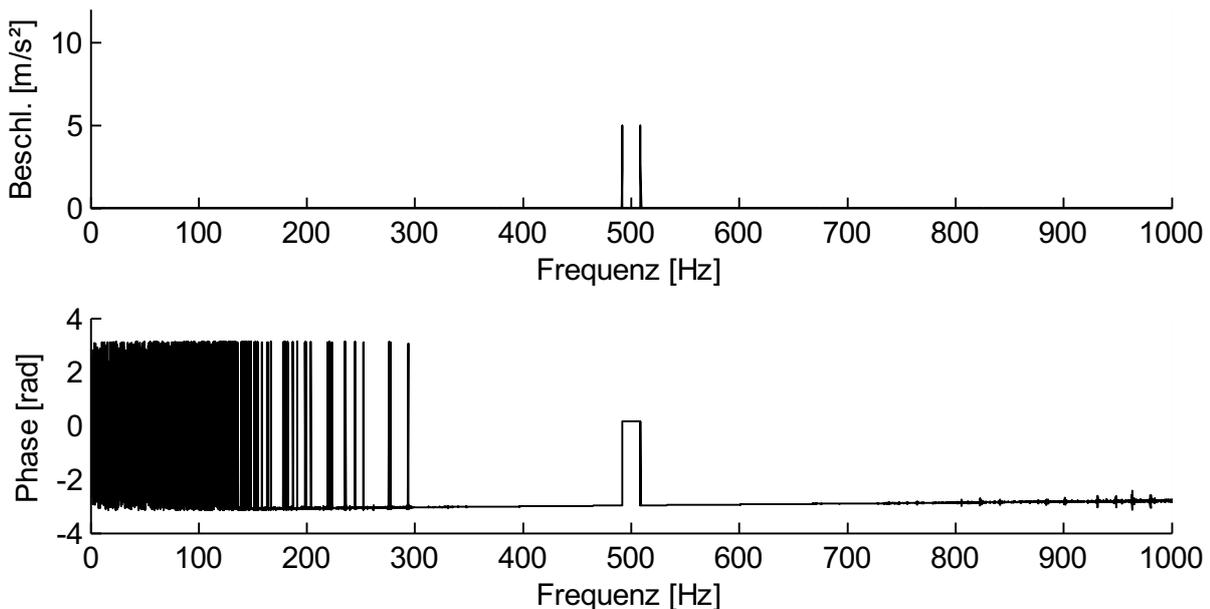
**Bild 38: Rechteck-, Hanning- und Flat-Top-Fenster-Bewertungsfunktionen im Zeitbereich nach [77]**

Die folgenden Diagramme zeigen den Einfluss des Leakage auf das amplitudenrichtige Ergebnis der Fouriertransformation eines amplitudenmodulierten Zeitsignals das jeweils mit einem Rechteckfenster, das der einfachen Multiplikation mit eins entspricht, einem Hanning-Fenster, das in der Akustik am weitesten verbreitet ist und einem Flat-Top-Fenster, das die größte Amplitudentreue zeigt, aber auch frequenzverbreiternd wirkt, multipliziert wurde. De-

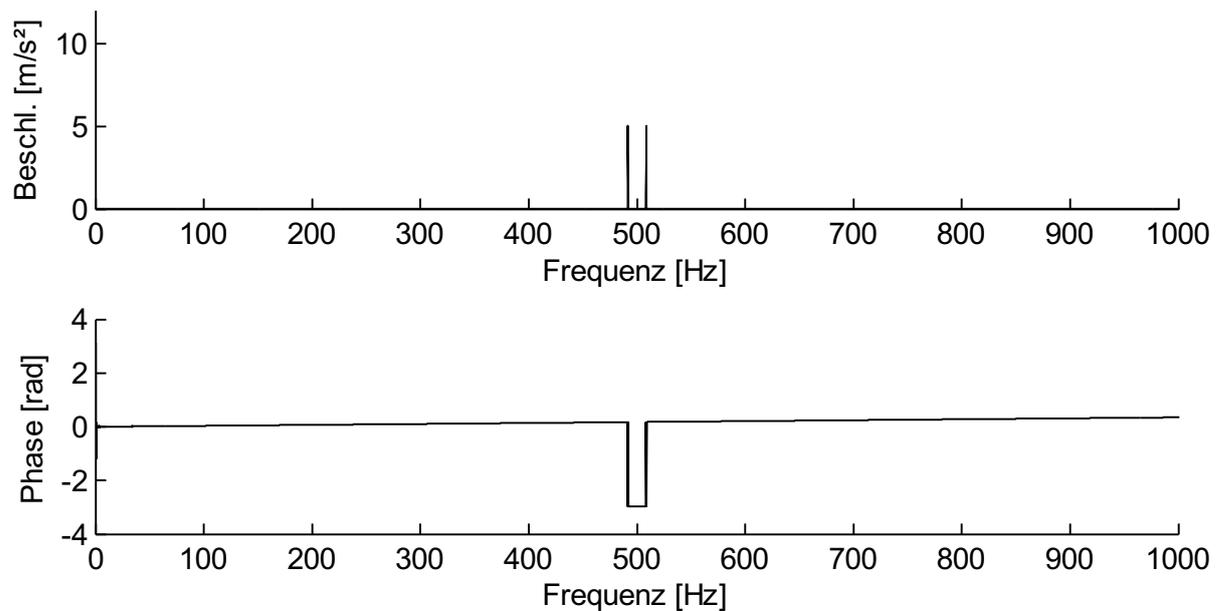
taillierte Informationen zu den in Bild 38 dargestellten Fensterfunktionen sind in [84] erhältlich. Um den Einfluss des Leakage hervorheben zu können, wurde die Fensterlänge so eingestellt, dass es am Ende des Zeitsignals, verglichen mit dem Beginn, zu einem Sprung kommt. Um einen Einfluss des Picket-Fence-Effekts auszuschließen, wurden die Anzahl der Frequenzlinien, also die FFT-Auflösung, so eingestellt, dass die beiden gesuchten Frequenzlinien exakt getroffen werden. Die Soll-Amplitude beträgt für beide Frequenzlinien jeweils 5.



**Bild 39:** Simulationsergebnis: Einfluss von Leakage auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation einer Rechteck (Rectangular) gefensterten Zeitfunktion; Beide Amplituden 4,975, dies entspricht einer Abweichung von 0,0435 dB



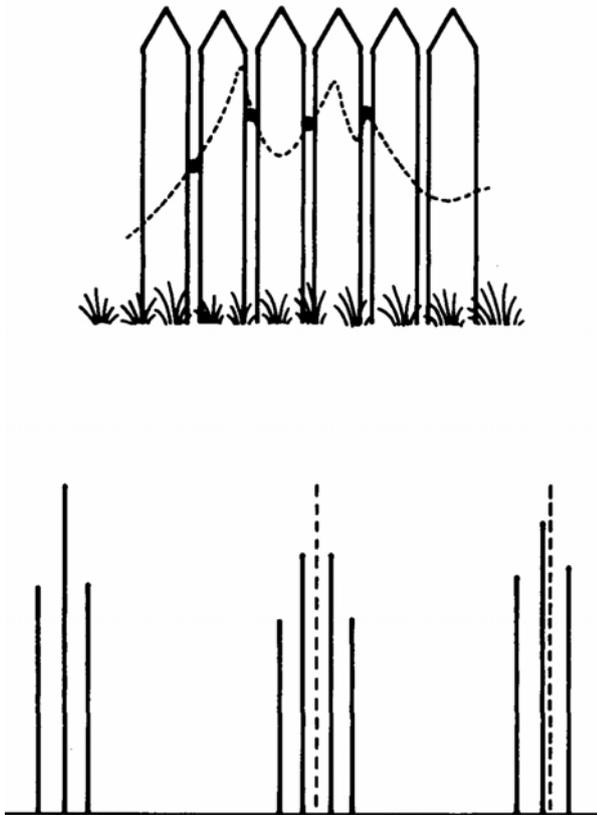
**Bild 40:** Simulationsergebnis: Einfluss von Leakage auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation einer Hanning gefensterten Zeitfunktion; Beide Amplituden 4,99, dies entspricht einer Abweichung von 0,0174 dB



**Bild 41:** Simulationsergebnis: Einfluss von Leakage auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation einer Flat-Top gefensterten Zeitfunktion; Beide Amplituden 5, dies entspricht einer Abweichung von 0 dB

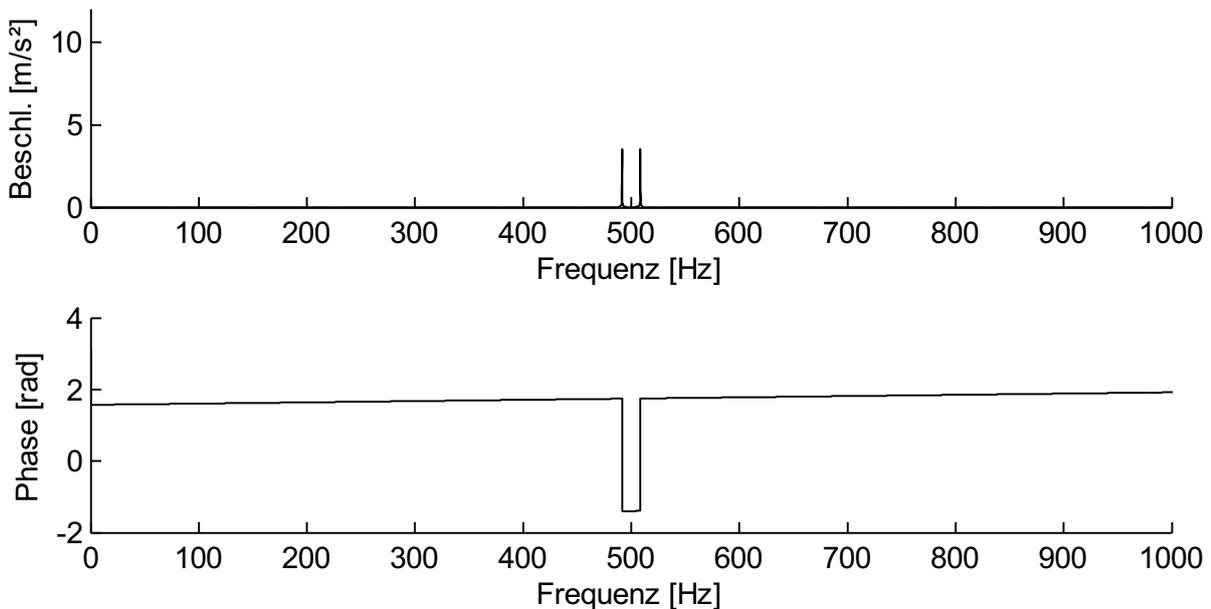
#### 5.4.6.2 Picket-Fence-Effekt

Ein weiterer wichtiger Effekt, der sich auf eine amplitudenkorrekte FFT auswirkt, ist der so genannte Picket-Fence-Effekt. Da eine FFT nur für eine bestimmte Anzahl von Frequenz-Linien durchgeführt werden kann, schaut man durch eine FFT auf den Amplituden- und Frequenzgehalt des Signals wie durch einen Lattenzaun auf eine dahinter verborgene Struktur, bei der immer nur einzelne Punkte sichtbar werden, vergleiche Bild 42.

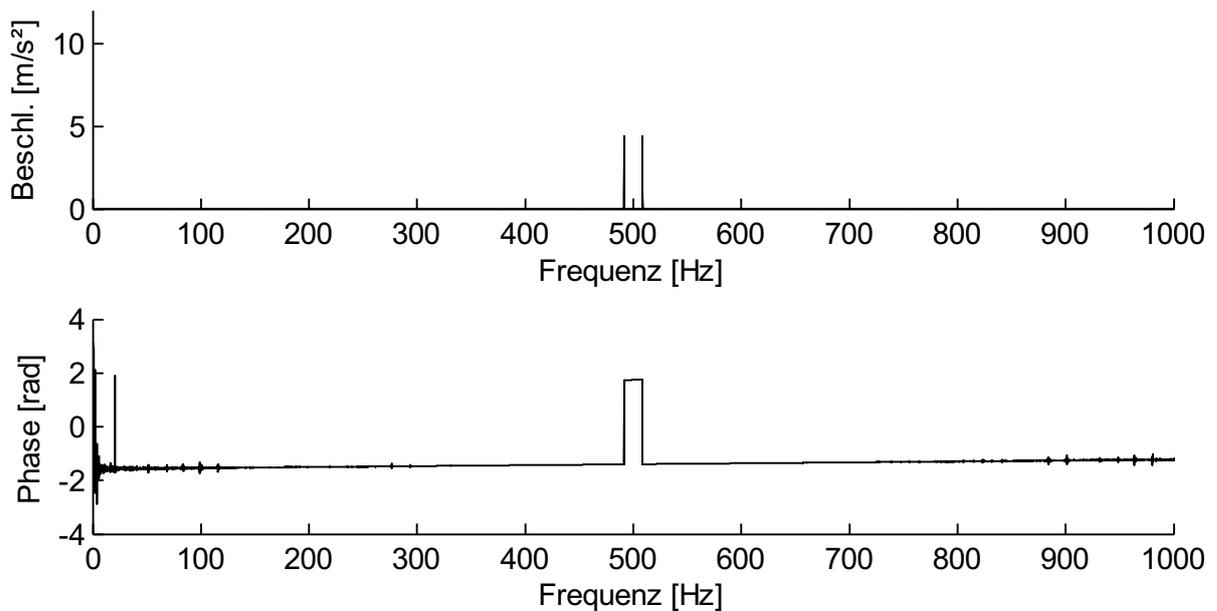


**Bild 42: Picket-Fence-Effekt [78]**

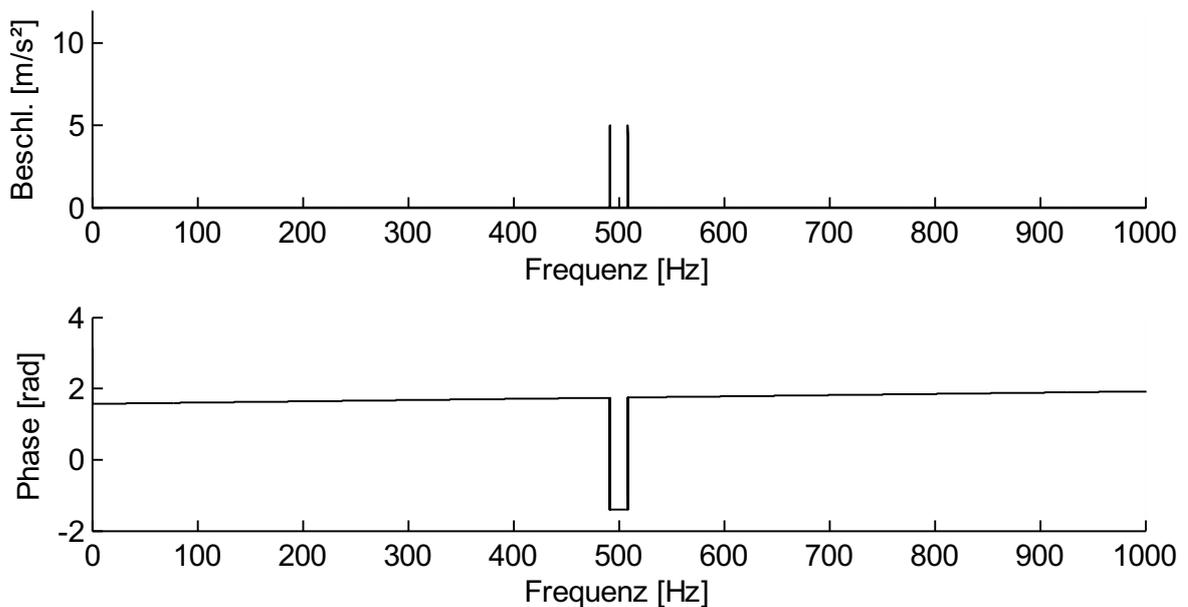
Im Folgenden sind die Auswirkungen des Picket-Fence-Effekts auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation eines Rechteck, Hanning und Flat-Top gefensterter Zeitsignals dargestellt. Das Zeitsignal wurde so eingestellt, dass Leakage ausgeschlossen werden kann.



**Bild 43: Simulationsergebnis: Einfluss des Picket-Fence-Effekts auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation einer Rechteck gefensterter Zeitfunktion; Amplitude der linken Frequenzlinie 3,528, Amplitude der rechten Frequenzlinie 3,525, dies entspricht einer Abweichung von jeweils ca. 3dB**



**Bild 44:** Simulationsergebnis: Einfluss des Picket-Fence-Effekts auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation einer Hanning gefensterten Zeitfunktion; Amplitude der linken Frequenzlinie 4,392, Amplitude der rechten Frequenzlinie 4,397, dies entspricht einer Abweichung von jeweils ca. 1,1dB

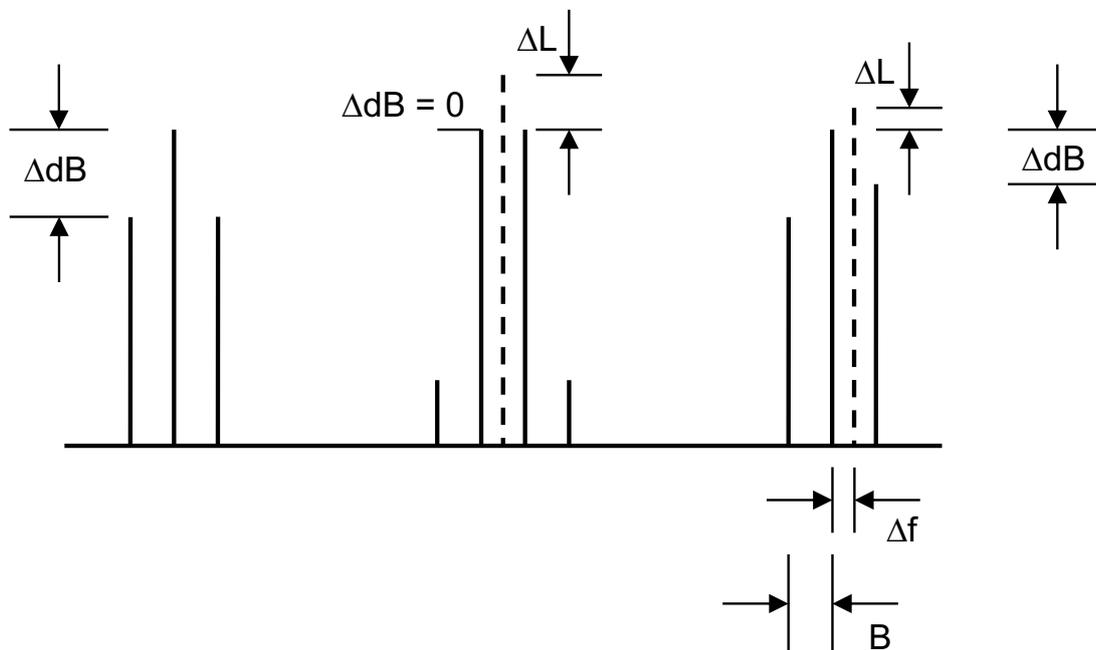


**Bild 45:** Simulationsergebnis: Einfluss des Picket-Fence-Effekts auf die amplitudenrichtige Fouriertransformation einer Flat-Top gefensterten Zeitfunktion; Amplitude der linken Frequenzlinie 4,994, Amplitude der rechten Frequenzlinie 4,995, dies entspricht einer Abweichung von jeweils ca. 0,01dB

Es zeigt sich also, dass sich das Flat-Top-Fenster aufgrund seiner hohen Amplitudentreue hervorragend für die Analyse bekannter Frequenzen eignet. Da in der Akustik üblicherweise

jedoch die so genannte Hanningfensterung Verwendung findet, wurde ein Weg gesucht, diese trotz ihrer schlechteren Amplitudentreue anzuwenden.

Gade und Herlufsen geben in [78] eine Methode zur Frequenz- und Amplitudenkorrektur für FFTs hanninggefensterter Zeitsignale an. Dabei ist  $\Delta f$  die Frequenzdifferenz zwischen der gesuchten zu analysierenden Frequenz und der Frequenzlinie der FFT, die am dichtesten neben der gesuchten Frequenz liegt.  $\Delta dB$  ist die Differenz der Amplituden der Frequenzlinie, die am nächsten neben der gesuchten Frequenz liegt und der nächst kleineren, analysierten Frequenzlinie.  $B$  ist der Abstand der analysierten Frequenzlinien untereinander, die Auflösung der FFT und  $\Delta L$  ist die Amplitudendifferenz zwischen der am nächsten neben der gesuchten Frequenz liegenden analysierten Frequenzlinie und der gesuchten Frequenz. Anhand dieser Werte lässt sich die Amplitude der gesuchten Frequenz sehr gut bestimmen, wie das folgende Beispiel zeigt.



**Bild 46:** Frequenz- und Amplitudenkorrektur nach Gade und Herlufsen [78]

$$\Delta f = \frac{2 - 10^{\frac{\Delta dB}{20 dB}}}{1 + 10^{\frac{\Delta dB}{20 dB}}} \cdot B$$

$$\Delta L = 20 \log \frac{\sin \pi \frac{\Delta f}{B}}{\pi \frac{\Delta f}{B}} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\Delta f}{B}\right)^2}$$

Wendet man diese Methode auf das Beispiel aus Bild 44 an, verringert sich die Amplitudenabweichung auf nur noch  $2,44 \cdot 10^{-5}$  dB gegenüber 1,1 dB ohne Amplitudenkorrektur. Dies übertrefft sogar das Ergebnis der Flat-Top-Fensterung deutlich, vergleiche Bild 45.

Aus diesem Grund wurden alle folgenden Analysen und Auswertungen auf Basis einer amplitudenkorrigierten Hanningfensterung durchgeführt.

#### 5.4.7 Drehungleichförmigkeit

Da sich nicht nur der Picket-Fence-Effect und Leakage auf die Amplitudentreue der FFTs auswirken, sondern auch die Drehzahlschwankungen der Prüfstandshauptwelle Einfluss auf das Ergebnis haben, werden die Auswirkungen der Drehzahlschwankung untersucht.

Dazu wurden zunächst 646 Versuche statistisch auf ihre Drehzahlschwankung überprüft. Die mittleren Drehzahlen (vergleiche Tabelle 8) der einzelnen Drehzahlstufen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit der vorgegebenen Solldrehzahl (vergleiche Kapitel 4.1.2.1). Zur Bestimmung der Drehzahlschwankung wurde die Standardabweichung für jede Drehzahlklasse ermittelt. Es zeigt sich, dass die Drehzahlschwankung mit steigender Drehzahl abnimmt und in keinem Fall eine Schwankungsbreite von 10% der Solldrehzahl überschreitet, vergleiche Tabelle 8.

|                                 |                |                 |                 |
|---------------------------------|----------------|-----------------|-----------------|
|                                 | <b>50 rpm</b>  | <b>130 rpm</b>  | <b>340 rpm</b>  |
| <b>Mittelwert [rpm]</b>         | 51,11          | 130,46          | 340,69          |
| <b>Standardabweichung [rpm]</b> | 4,53           | 10,86           | 17,92           |
| <b>Standardabweichung [%]</b>   | 9,06           | 8,35            | 5,27            |
|                                 | <b>890 rpm</b> | <b>2300 rpm</b> | <b>5000 rpm</b> |
| <b>Mittelwert [rpm]</b>         | 891,16         | 2304,59         | 5001,50         |
| <b>Standardabweichung [rpm]</b> | 29,46          | 48,74           | 73,20           |
| <b>Standardabweichung [%]</b>   | 3,31           | 2,12            | 1,46            |

**Tabelle 8: Ergebnis der statistischen Auswertung der Drehungleichförmigkeit von 646 Versuchen**

Um den Einfluss der schwankenden Drehzahl auf die Amplitudentreue der Ergebnisse der FFT zu bestimmen, wurden der Modulationsfrequenz (Drehfrequenz) im bereits erwähnten Simulationsprogramm (vergleiche Kapitel 5.4.6) jeweils Null-Prozent, Zehn-Prozent und 20-Prozent Schwankung überlagert. Die Ergebnisse in Tabelle 4 (alle Angaben in dB) zeigen, dass die Amplitude der Signale nach Hanningfensterung und Amplitudenkorrektur aufgrund der maximal zu erwartenden Drehungleichförmigkeit von 9,06% (vergleiche Drehzahlstufe 50rpm) bis auf eine maximale Abweichung von 0,04 dB genau bestimmt werden können.

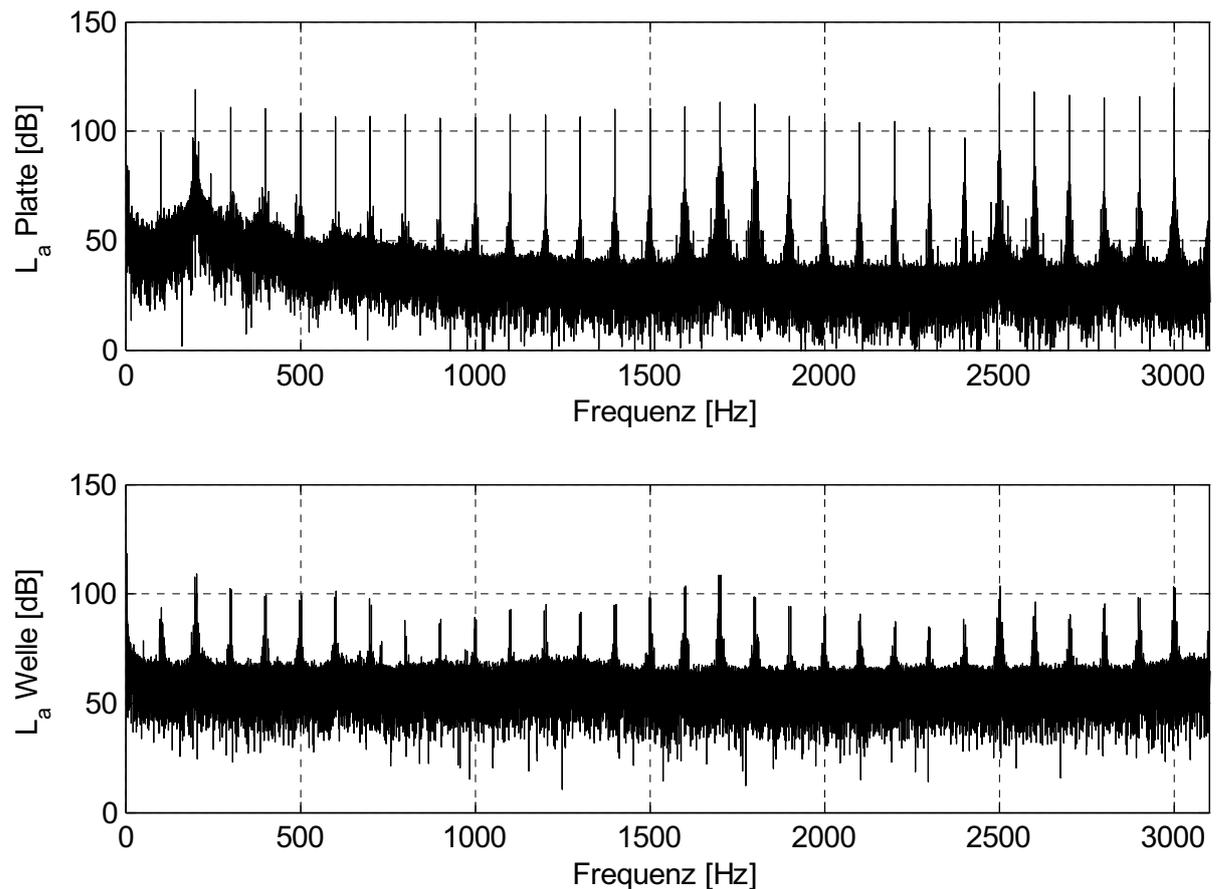
|   | 50 rpm  | 50 rpm  | 50 rpm  | 130 rpm  | 130 rpm  | 130 rpm  | 130 rpm  | 340 rpm  | 340 rpm  | 340 rpm  |
|---|---------|---------|---------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|   |         | ± 10%   | ± 20%   |          |          | ± 10%    | ± 20%    |          | ± 10%    | ± 20%    |
| Differenz zwischen rechtem und linkem Seitenband vor der Amplitudenkorrektur  | 0,366   | 0,37    | 0,35    | 0,38     |          | 0,37     | 0,39     | 0,38     | 0,38     | 0,39     |
| Differenz zwischen rechtem und linkem Seitenband nach der Amplitudenkorrektur | 6,2e-5  | 0,003   | 0,02    | 1,25e-7  |          | 0,006    | 0,01     | 3,4e-6   | 8,1e-4   | 0,011    |
| Abweichung zum Sollwert vor der Amplitudenkorrektur                           | 0,62    | 0,66    | 0,8     | 0,66     |          | 0,7      | 0,83     | 0,66     | 0,7      | 0,82     |
| Abweichung zum Sollwert nach der Amplitudenkorrektur                          | 7,4e-5  | 0,044   | 0,17    | 2,9e-5   |          | 0,044    | 0,17     | 2,5e-5   | 0,045    | 0,17     |
|   | 890 rpm | 890 rpm | 890 rpm | 2300 rpm | 2300 rpm | 2300 rpm | 2300 rpm | 5000 rpm | 5000 rpm | 5000 rpm |
|   |         | ± 10%   | ± 20%   |          |          | ± 10%    | ± 20%    |          | ± 10%    | ± 20%    |
| Differenz zwischen rechtem und linkem Seitenband vor der Amplitudenkorrektur  | 0,37    | 0,37    | 0,34    | 0,37     |          | 0,37     | 0,37     | 0,38     | 0,37     | 0,38     |
| Differenz zwischen rechtem und linkem Seitenband nach der Amplitudenkorrektur | 3,8e-6  | 0,002   | 0,02    | 3,7e-6   |          | 0,004    | 0,01     | 3,7e-6   | 0,006    | 0,01     |
| Abweichung zum Sollwert vor der Amplitudenkorrektur                           | 0,62    | 0,67    | 0,8     | 0,63     |          | 0,68     | 0,8      | 0,66     | 0,7      | 0,82     |
| Abweichung zum Sollwert nach der Amplitudenkorrektur                          | 2,5e-5  | 0,04    | 0,17    | 2,5e-5   |          | 0,038    | 0,16     | 2,5e-5   | 0,045    | 0,17     |

**Tabelle 9: Einfluss möglicher Drehzahlschwankungen auf die Genauigkeit der Amplitudenbestimmung (alle Angaben in dB)**

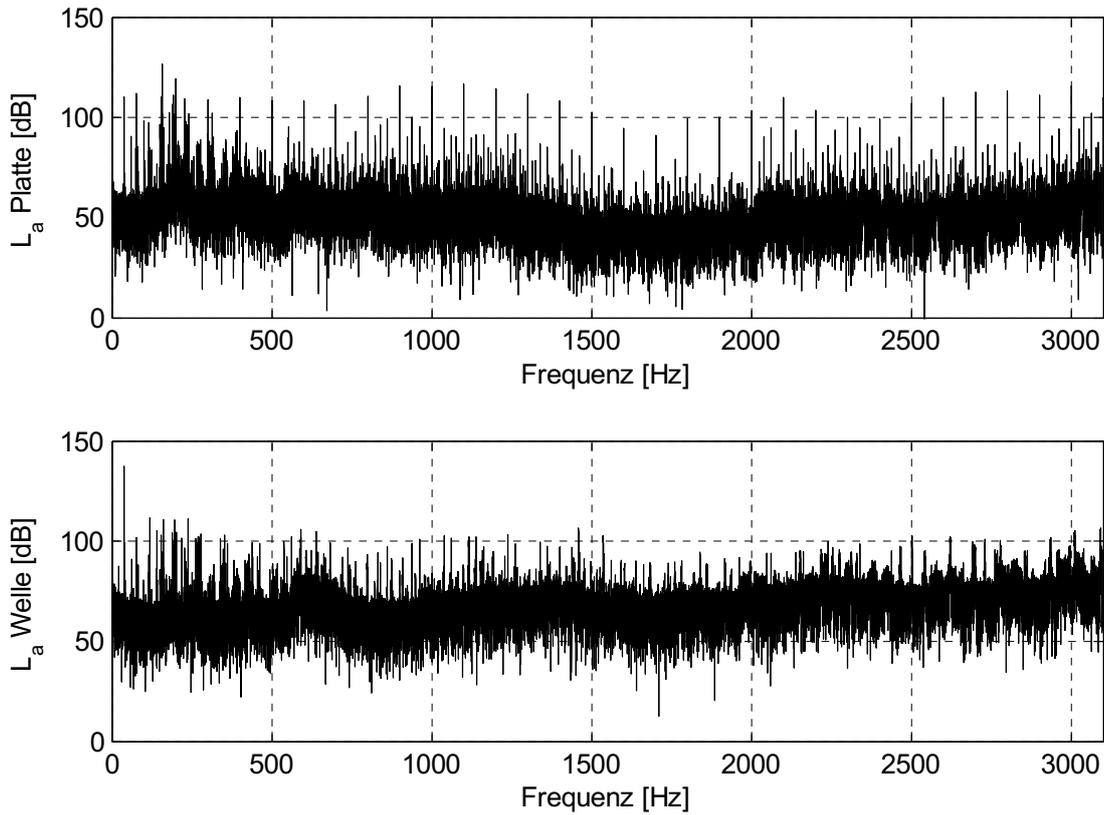
#### 5.4.8 FFT gemessener Zeitsignale bei verschiedenen Drehzahlen

Der nächste Abschnitt zeigt FFTs einer Versuchsreihe bei verschiedenen Drehzahlen. Um zu untersuchen, ob die vom Shaker an der Lagerplatte induzierten Signale an der Welle noch stark genug sind, um das durch das Versuchslager und andere Prüfstandseinflüsse erzeugte Rauschen zu überdecken, wurden einzelne Signale überprüft.

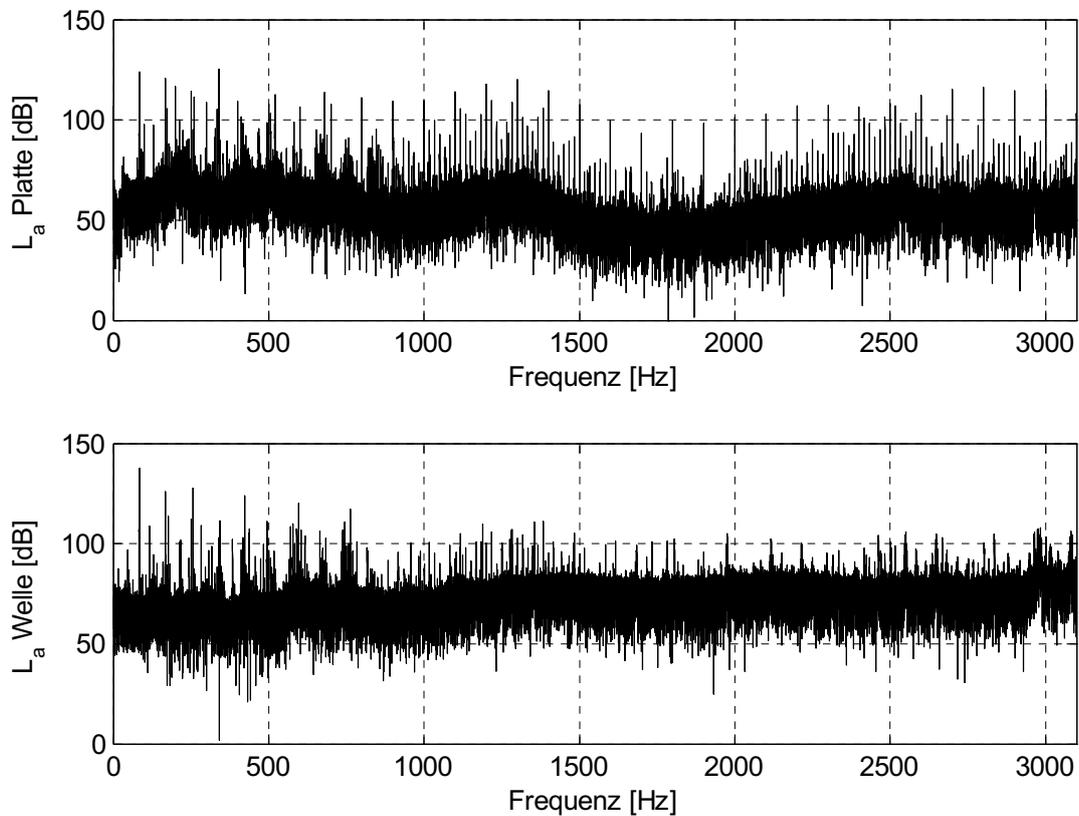
Die in den Bildern jeweils oben dargestellten Grafiken zeigen das vom Shaker an der Lagerplatte induzierte Signal, die unteren Grafiken das amplitudenmodulierte Signal der Wellensensoren.



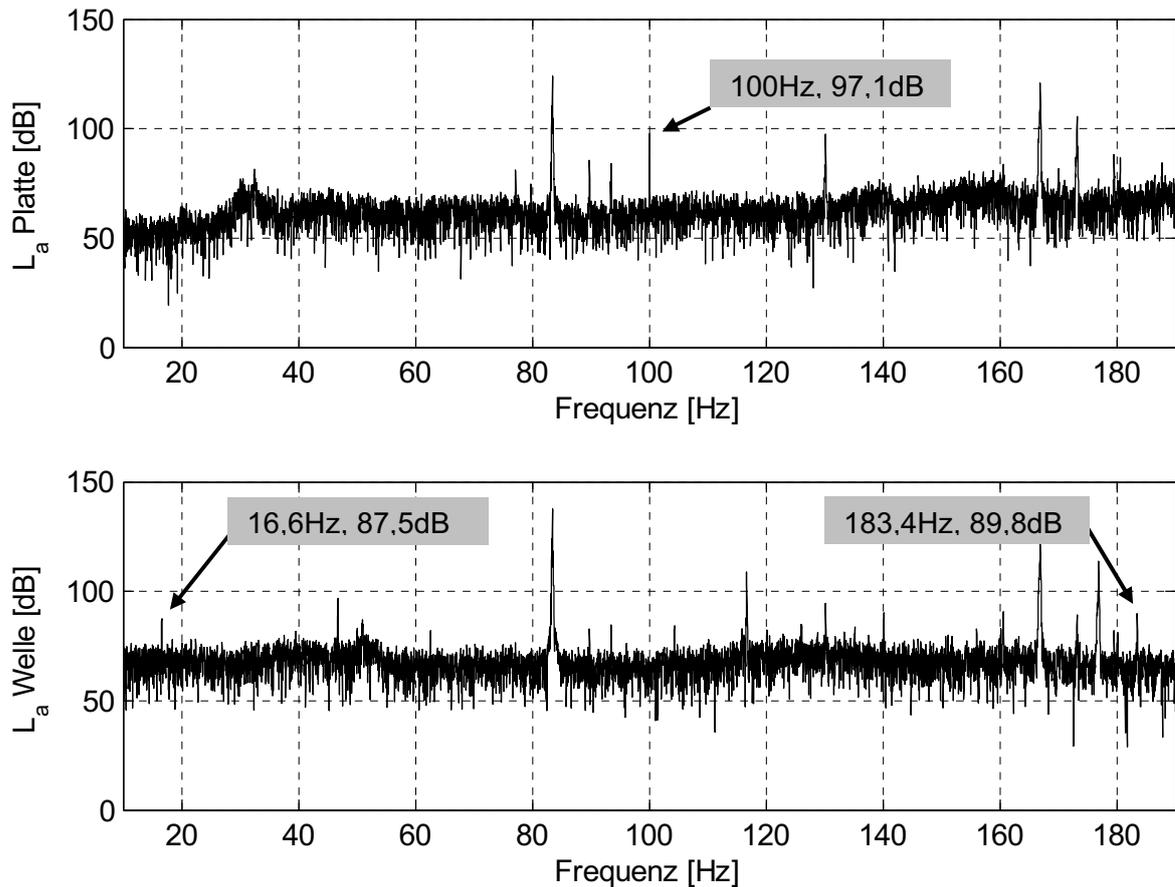
**Bild 47:** Beschleunigungspegel L<sub>a</sub> an Platte und Welle bei 130rpm



**Bild 48: Beschleunigungspegel L<sub>a</sub> an Platte und Welle bei 2300rpm**



**Bild 49: Beschleunigungspegel L<sub>a</sub> an Platte und Welle bei 5000rpm**



**Bild 50: Beschleunigungspegel  $L_a$  an Platte und Welle bei 5000rpm zwischen 10 und 190 Hz**

Bild 50 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt der FFT in Bild 49. Die obige Grafik in Bild 50 zeigt das erregende Signal an der Lagerplatte (hier bei 100 Hz), die untere Grafik das amplitudenmodulierte Signal der Wellensensoren.

### 5.5 Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes

Da der in Kapitel 3 beschriebene Prüfstand zur Ermittlung des Körperschallübertragungsverhaltens in dieser Form bisher einzigartig ist und so noch nie zuvor gebaut und für Untersuchungen genutzt wurde, stellte sich die Frage nach der Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes.

Um diese Frage zu klären, wurden die Lagerplatte samt Wälzlager und Wellenende nach Abschluss einer Messreihe vollständig demontiert, um im Anschluss wieder montiert zu werden. Mit dem erneut montierten Lager wurden einzelne Messungen wiederholt und mit Hilfe statistischer Verfahren mit Messungen aus dem regulären Versuchsprogramm verglichen.

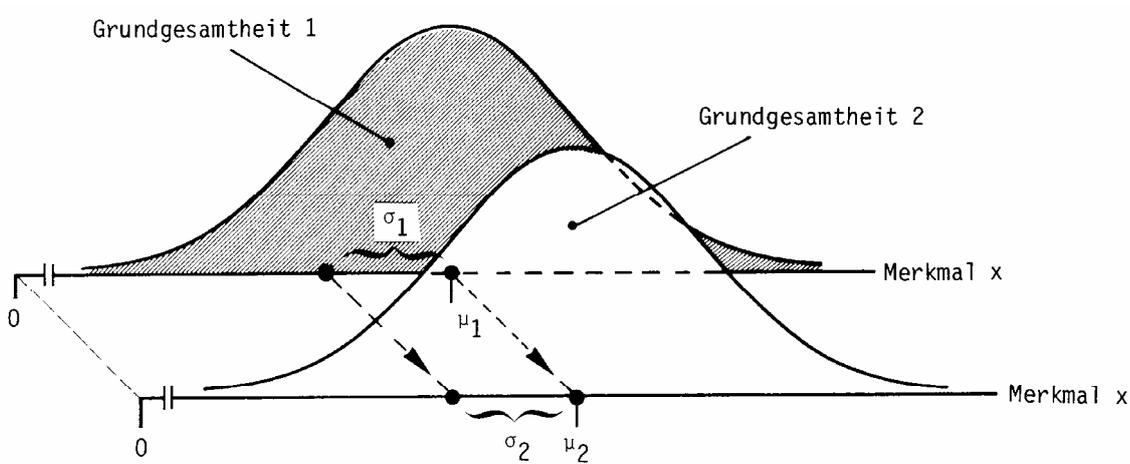
Der folgende Abschnitt erläutert zunächst die verwendeten statistischen Verfahren und geht dann auf die gewonnenen Ergebnisse ein.

### 5.5.1 Vergleich zweier Messwertstichproben

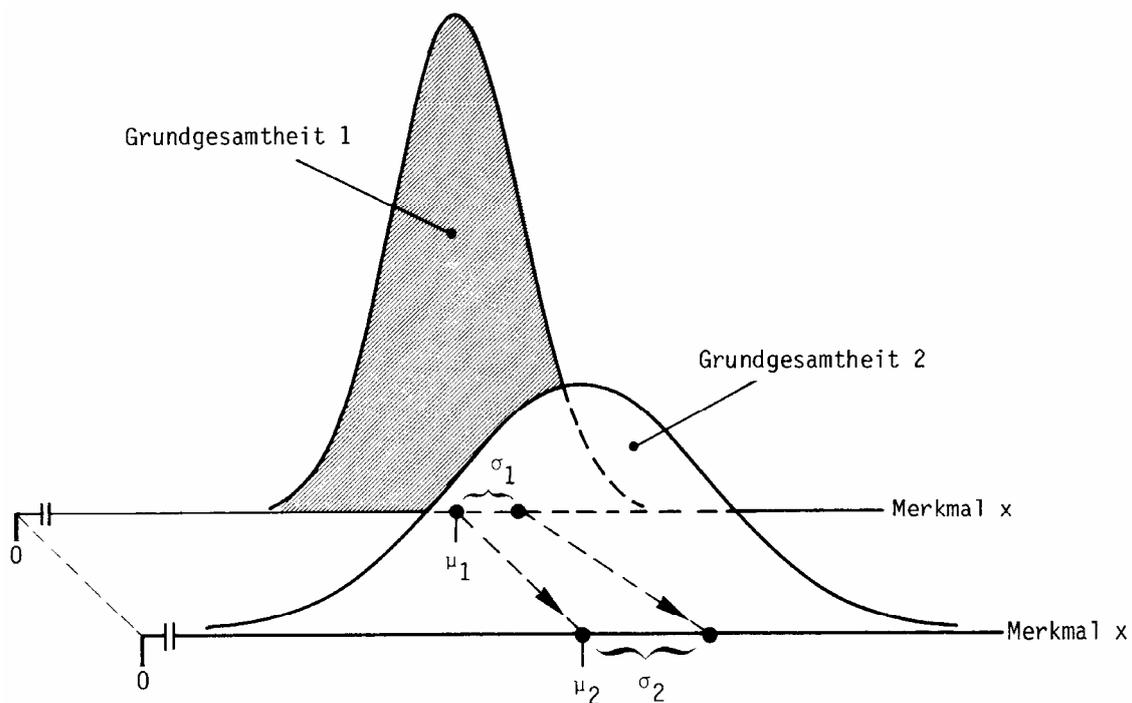
Bei dem Vergleich von Messreihen, die vor und nach einer Verfahrensänderung bei der Aufnahme der Messwertreihen gewonnen wurden, können sich sowohl Unterschiede bei der Messwertstreuung als auch bei der Messwertlage ergeben.

| Messwertstreuung | Messwertlage |             |
|------------------|--------------|-------------|
|                  | gleich       | verschieden |
| gleich           | a            | c           |
| verschieden      | b            | d           |

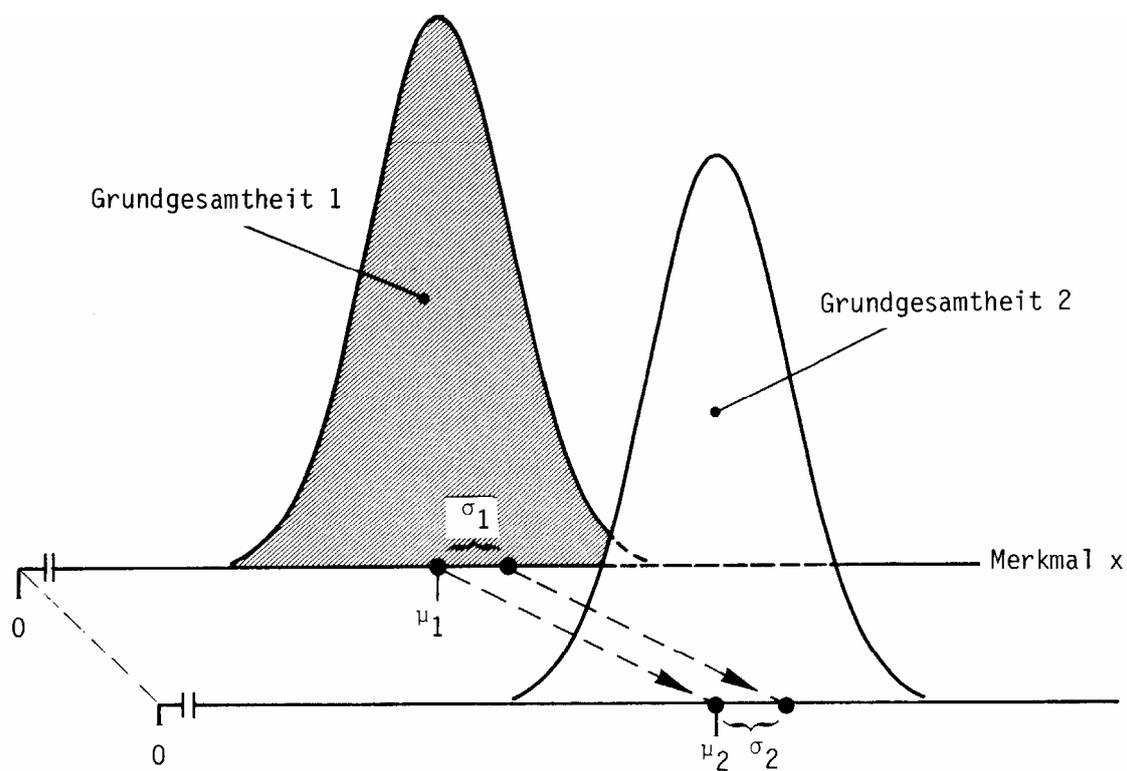
**Tabelle 10: Mögliche Prüfergebnisse beim Vergleich zweier Messreihen [79]**



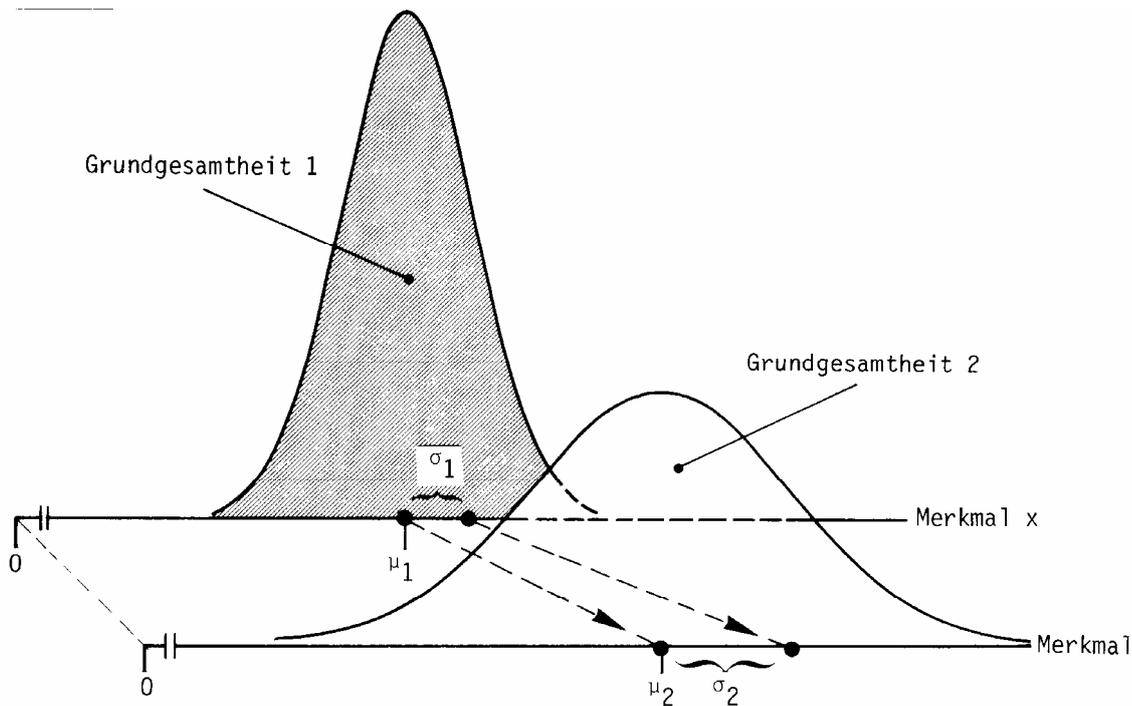
**Bild 51: Fall a: Messwertlage und -streuung sind gleich [79]**



**Bild 52:** Fall b: Messwertlage ist gleich, Messwertstreuung verschieden [79]



**Bild 53:** Fall c: Messwertlage ist verschieden, Messwertstreuung gleich [79]



**Bild 54: Fall d: Messwertlage und -streuung sind verschieden [79]**

Um zwei Messreihen miteinander vergleichen zu können stehen folgende Kenngrößen zur Verfügung.

| Kenngrößen   | Grundgesamtheit Nr. |              |
|--|---------------------|--------------|
|  | 1                   | 2            |
| wahrer, jedoch unbekannter Mittelwert der Grundgesamtheit        | $\mu_1$             | $\mu_2$      |
| wahre, jedoch unbekanntes Varianz der Grundgesamtheit            | $\sigma_1^2$        | $\sigma_2^2$ |
| wahre, jedoch unbekanntes Standardabweichung der Grundgesamtheit | $\sigma_1$          | $\sigma_2$   |
| Größe der Zufallsstichprobe                                      | $n_1$               | $n_2$        |
| berechneter Stichprobenmittelwert                                | $\bar{x}_1$         | $\bar{x}_2$  |
| berechnete Stichprobenvarianz                                    | $s_1^2$             | $s_2^2$      |
| berechnete Stichprobenstandardabweichung                         | $s_1$               | $s_2$        |

**Tabelle 11: Gegenüberstellung der Stichprobenkenngrößen zweier Untersuchungen [79]**

Nach John [79] wird die Grundgesamtheit wie folgt definiert: "Als Grundgesamtheit (Gesamtheit, Kollektiv, Population, o. ä.) wird die Gesamtmenge aller Einheiten oder Ereignisse (Elemente, Teile, Stücke, Wiederholungen eines Ablaufs o. ä.) bezeichnet, die der statistischen Betrachtung zugrunde liegen." Scheffler [80] ergänzt dazu: "Die ausgeführten Versuche ... sind eine Stichprobe aus der (unendlich großen) Grundgesamtheit. Bei Experimentalarbeiten schließen wir aus einer Stichprobe auf die Grundgesamtheit". Wobei eine Stichprobe "die Teilmenge bezeichnet, die aus einer Grundgesamtheit zufällig entnommen wird." [79].

### 5.5.2 F-Test

Zur Beurteilung des Unterschiedes der Messwertstreuung zweier Messreihen  $j = 1, 2$  eignet sich der so genannte F-Test, der die berechneten Varianzen  $s_1^2$  und  $s_2^2$  miteinander vergleicht.

Beim F-Test wird zunächst das Verhältnis  $F$  der beiden Varianzen  $s_j^2$ , der untersuchten Grundgesamtheiten  $j = 1, 2$  berechnet

$$\bar{x}_j = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i$$

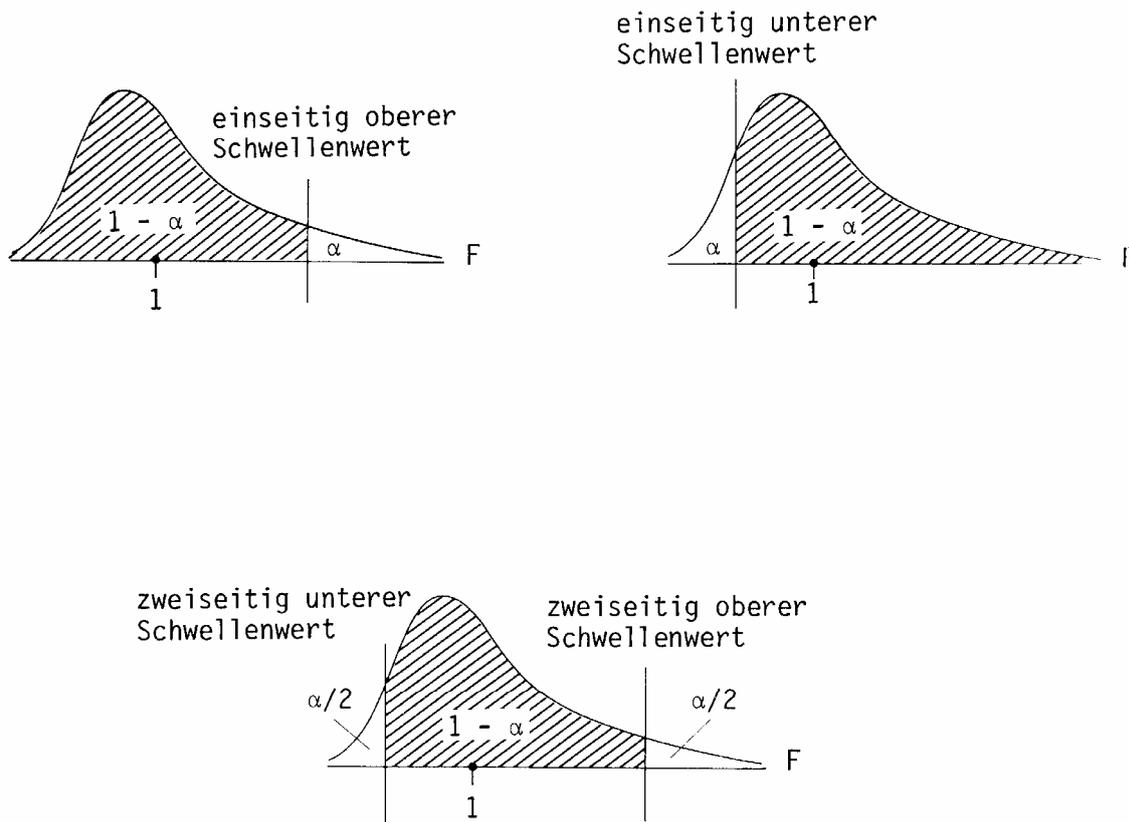
$$s_j^2 = \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$$

$$F = \frac{s_1^2}{s_2^2},$$

wobei  $s_1^2$  die größere der beiden Varianzen ist und über dem Bruchstrich steht. Mit Hilfe der zugehörigen Stichprobenumfänge  $n_1$  und  $n_2$  berechnen sich die Freiheitsgrade  $f_1 = n_1 - 1$  und  $f_2 = n_2 - 1$ .

Mit Hilfe der Freiheitsgrade  $f$  wird die jeweils gültige F-Verteilung bestimmt. Eine F-Verteilung ist im Gegensatz zur bekannteren symmetrischen Normalverteilung eine asymmetrische Wahrscheinlichkeitsdichteverteilung.

Um beurteilen zu können, ob sich die Varianzen der beiden Messungen unterscheiden, wird untersucht, ob sich die Prüfgröße  $F$  innerhalb bestimmter Grenzen der F-Verteilung bewegt. Diese Grenzwerte werden für verschiedene Wahrscheinlichkeitsdichteverteilungen in Abhängigkeit der so genannten statistischen Sicherheit  $1 - \alpha = xx\%$  bestimmt.  $\alpha$  selbst ist die so genannte Irrtumswahrscheinlichkeit. Mit Hilfe der statistischen Sicherheit können sowohl einseitig obere, einseitig untere sowie zweiseitig untere und zweiseitig obere Schwellenwerte für Wahrscheinlichkeitsdichteverteilung festgelegt werden, vergleiche Bild 55.



**Bild 55: Ein- und zweiseitige Anordnung der Schwellenwerte einer F-Verteilung [79]**

Eine statistische Sicherheit von 95% gilt in der Literatur als üblicher Wert im Zusammenhang mit technischen Fragestellungen, vergleiche [79]. Aus diesem Grund wurden alle folgenden Ergebnisse mit Hilfe eines zweiseitigen oberen und unteren Schwellenwertes von 95 % beurteilt. Dies bedeutet:

| Für ein Test bei dem:      | Ist das Ergebnis:                 |
|----------------------------|-----------------------------------|
| $F \geq F(99\%)$           | hochsignifikant unterschiedlich   |
| $F(99\%) > F \geq F(95\%)$ | signifikant unterschiedlich       |
| $F(95\%) > F$              | nicht signifikant unterschiedlich |

Die oberen und unteren zweiseitigen Schwellenwerte für F wurden entsprechend der untersuchten Freiheitsgrade Tabellenwerken aus der Literatur entnommen, vergleiche [79].

Der F-Test gilt hierbei als Grundlage für den t-Test und nicht als Auswahlkriterium über die Wiederholzuverlässigkeit.

### 5.5.3 t-Test

Der t-Test beurteilt, ob sich die Mittelwerte  $\bar{x}_1$  und  $\bar{x}_2$  zweier Messreihen vom Umfang  $n_1$  und  $n_2$  signifikant unterscheiden oder aus einer gemeinsamen Grundgesamtheit stammen.

Dabei wird zwischen einem t-Test für Stichproben mit gleichen Varianzen und einem t-Test für Stichproben mit ungleichen Varianzen unterschieden.

Die Vorgehensweise ist ähnlich der beim F-Test. Die Ergebnisse für  $t$  werden in Abhängigkeit der Freiheitsgrade  $f$  mit einem festgelegten Intervall innerhalb der jeweiligen  $t$ -Verteilung verglichen [79]. Liegt der für  $t$  bestimmte Wert innerhalb des Intervalls, gibt es keine signifikanten Unterschiede zwischen den Mittelwerten  $\bar{x}_1$  und  $\bar{x}_2$ , reicht  $t$  darüber hinaus, sind die Mittelwerte signifikant unterschiedlich. Beim  $t$ -Test gilt ebenso wie beim F-Test:

|                            |   |
|----------------------------|---|
| Für ein Test bei dem:      | Ist das Ergebnis:                       |
| $t \geq t(99\%)$           | hochsignifikant unterschiedlich         |
| $t(99\%) > t \geq t(95\%)$ | signifikant unterschiedlich (SU)        |
| $t(95\%) > t$              | nicht signifikant unterschiedlich (NSU) |

Das Ergebnis des  $t$ -Test "nicht signifikant unterschiedlich" (NSU) oder "signifikant unterschiedlich" (SU) gilt als Entscheidungskriterium für die Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes. Ist das Ergebnis also "signifikant unterschiedlich", kann nicht von einer Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes gesprochen werden. Ist es dagegen "nicht signifikant unterschiedlich", wird von einer guten Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes ausgegangen.

Um beurteilen zu können, ob ein  $t$ -Test für gleiche oder für ungleiche Varianzen für die Überprüfung herangezogen werden muss, wird das Ergebnis des F-Tests bei der Berechnung berücksichtigt.

### **t-Test für Stichproben mit gleichen Varianzen**

$t$  und der Freiheitsgrad  $f$  (für  $n_1 = n_2$ ) berechnen sich für Stichproben mit gleichen Varianzen wie folgt:

$$t = \frac{|\bar{x}_1 - \bar{x}_2|}{\sqrt{s_1^2 + s_2^2}}$$

$$f = n_1 + n_2 - 2$$

### **t-Test für Stichproben mit ungleichen Varianzen**

$t$ , die Hilfsgröße  $s_D$  und der Freiheitsgrad  $f$  berechnen sich für Stichproben mit ungleichen Varianzen wie folgt:

$$t = \frac{|\bar{x}_1 - \bar{x}_2|}{s_D}$$

$$s_D = \sqrt{\frac{s_1^2}{n_1} + \frac{s_2^2}{n_2}}$$

$$f = \frac{s_D^4}{\frac{\left(\frac{s_1^2}{n_1}\right)^2}{n_1 - 1} + \frac{\left(\frac{s_2^2}{n_2}\right)^2}{n_2 - 1}}$$

Wobei  $f$  zur ganzen Zahl abzurunden ist.

#### 5.5.4 Ergebnisse der Untersuchungen zur Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes

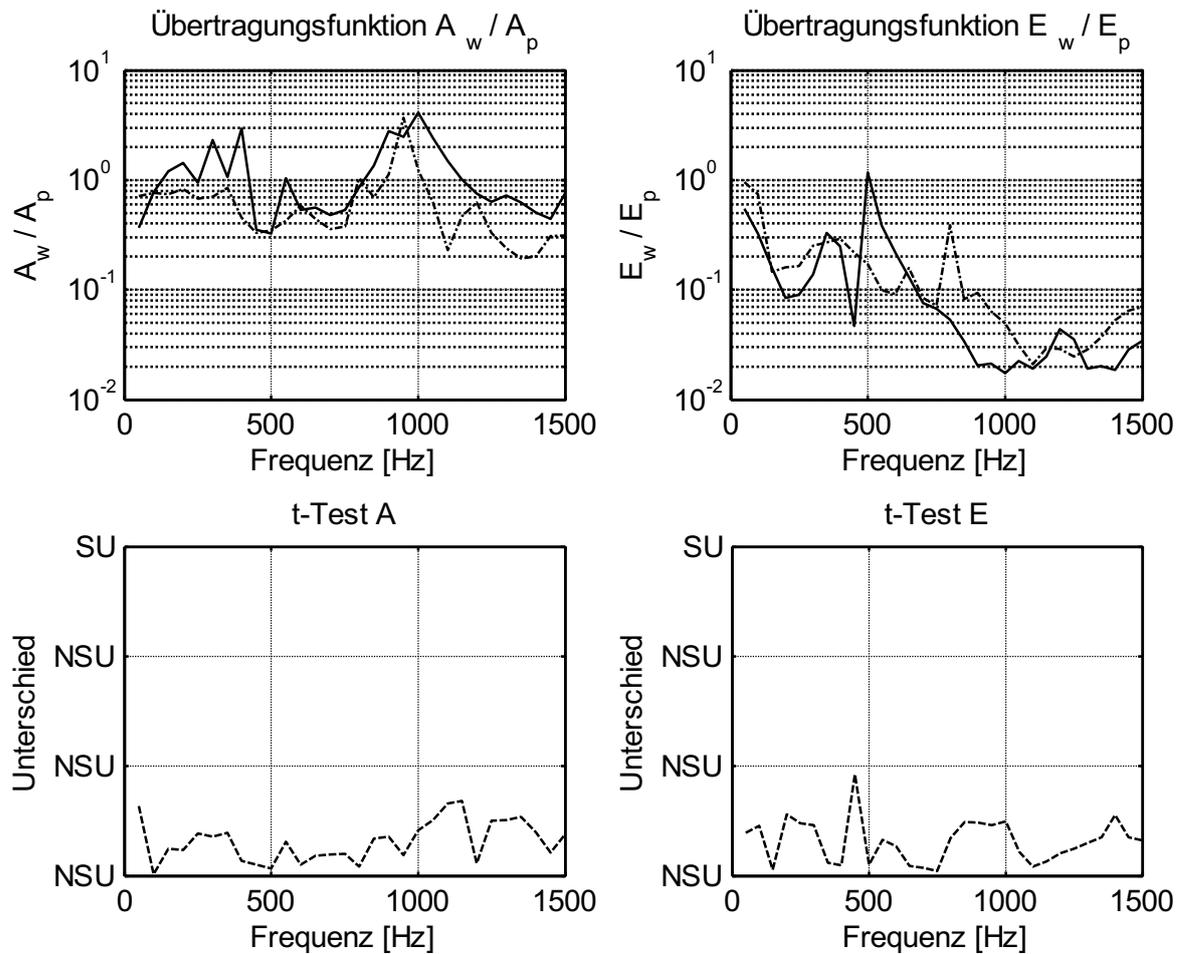
Zur Bestimmung der Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes wurde wie oben beschrieben vorgegangen. Zunächst wurden die Stichprobenkenngrößen zweier Untersuchungen bestimmt, um mit Hilfe des F-Tests zu prüfen ob es sich um Stichproben mit gleichen oder ungleichen Varianzen handelt. Anschließend wurde je nach Ergebnis des F-Tests ein t-Test für Stichproben mit gleichen oder mit ungleichen Varianzen durchgeführt.

Dargestellt sind oben jeweils die Übertragungsfunktionen der Beschleunigung  $\frac{A_W}{A_P}$  und der

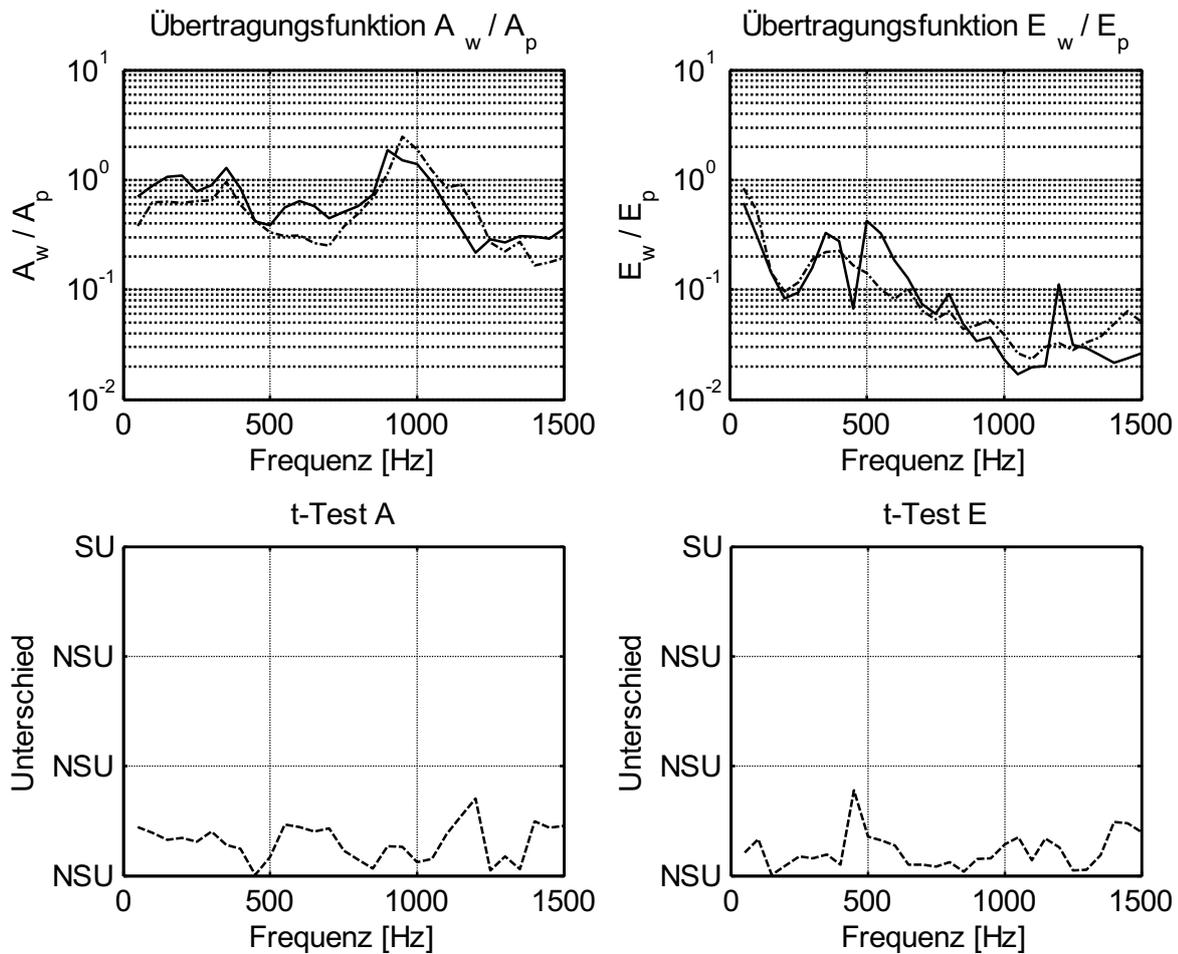
Dehnung  $\frac{E_W}{E_P}$ . Das jeweils darunter liegende Diagramm zeigt das Ergebnis des t-Tests. Das

Ergebnis lautet dann, die Stichproben sind entweder **nicht** signifikant unterschiedlich (NSU), das heißt, sie könnten zu ein und derselben Grundgesamtheit gehören oder sie sind signifikant unterschiedlich (SU), das heißt, sie können nicht zu ein und derselben Grundgesamtheit gehören.

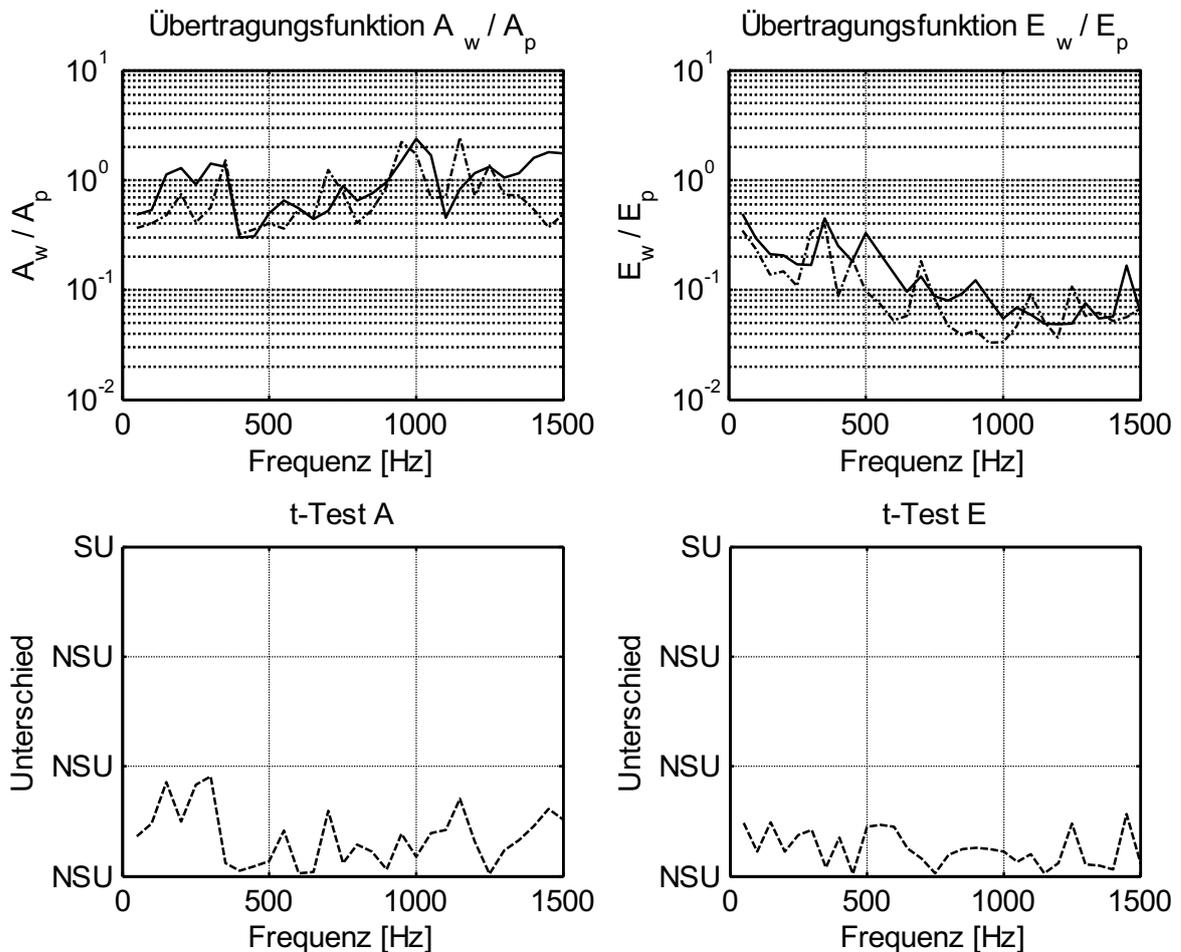
Wie anhand der folgenden Darstellungen gezeigt werden kann, besitzt der Prüfstand eine sehr gute Wiederholgenauigkeit der Messungen. Demontage und anschließende Montage, Wechsel des Bedienpersonals und veränderte Umweltbedingungen können den Messergebnissen nichts anhaben. Bei allen Versuchen, die zur Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes unternommen wurden, wurde lediglich bei einem Versuch bei einer einzelnen Frequenz ein signifikanter Unterschied zu der entsprechenden Vergleichsstichprobe festgestellt.



**Bild 56:** Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes sowohl für die Übertragungseigenschaften der Beschleunigung als auch der Dehnung für ein FAG 6212 bei 130 rpm, ca. 14kN kombinierter Belastung, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei 30° Lagerplattentemperatur und 0 Winkelminuten Schiefstellung

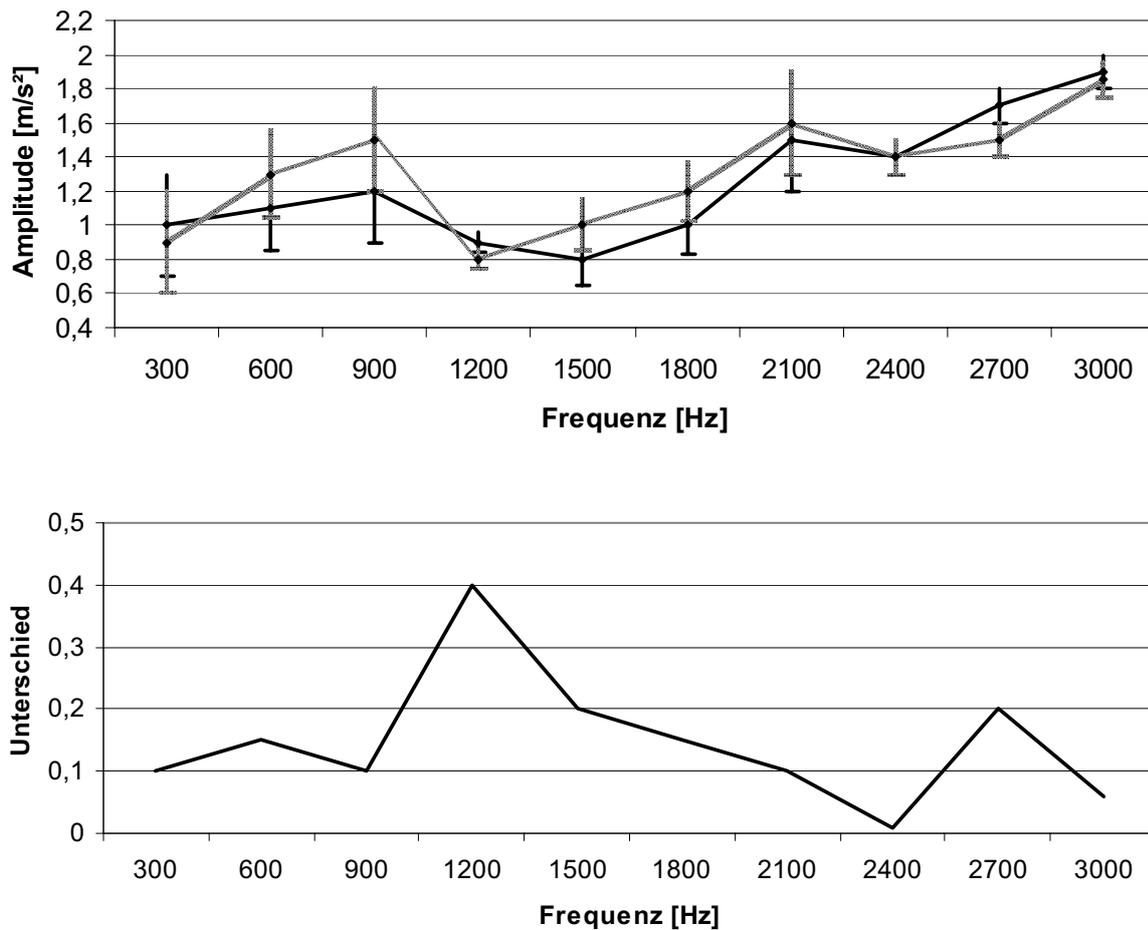


**Bild 57:** Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes sowohl für die Übertragungseigenschaften der Beschleunigung als auch der Dehnung für ein FAG 6212 bei 890rpm, ca. 14kN kombinierter Belastung, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei 30° Lagerplattentemperatur und 0 Winkelminuten Schiefstellung



**Bild 58:** Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes sowohl für die Übertragungseigenschaften der Beschleunigung als auch der Dehnung für ein FAG 6212 bei 2300rpm, ca. 14kN radialer Belastung, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei 30° Lagerplattentemperatur und 0 Winkelminuten Schiefstellung

Die oben dargestellten Ergebnisse zeigen, dass der Prüfstand eine gute Wiederholzuverlässigkeit zeigt. Bis auf das Resultat einer Frequenz bei einem Versuchsparameter zeigen sich keine signifikanten Unterschiede. Betrachtet man die Signale, scheint dies jedoch nicht auf den ersten Blick plausibel. An Stellen größerer Abweichungen zwischen den Reihen- und den Referenzmessungen zeigt die Statistik eine höhere Übereinstimmung der Ergebnisse als man zunächst vermuten möchte. An Stellen guter optischer Übereinstimmung zeigt sich jedoch eine größere Abweichung als an anderer Stelle. Diese schlechte Korrelation der statistischen Ergebnisse mit einer subjektiven Analyse beruht auf der Tatsache, dass die Streuungen der Ergebnisse nicht nur über die verschiedenen Versuche, sondern auch über die verschiedenen Frequenzen streuen. Am einfachsten lässt sich dies durch folgende Grafik (vergleiche Bild 59) verdeutlichen, die den Zusammenhang bildlich darstellt.



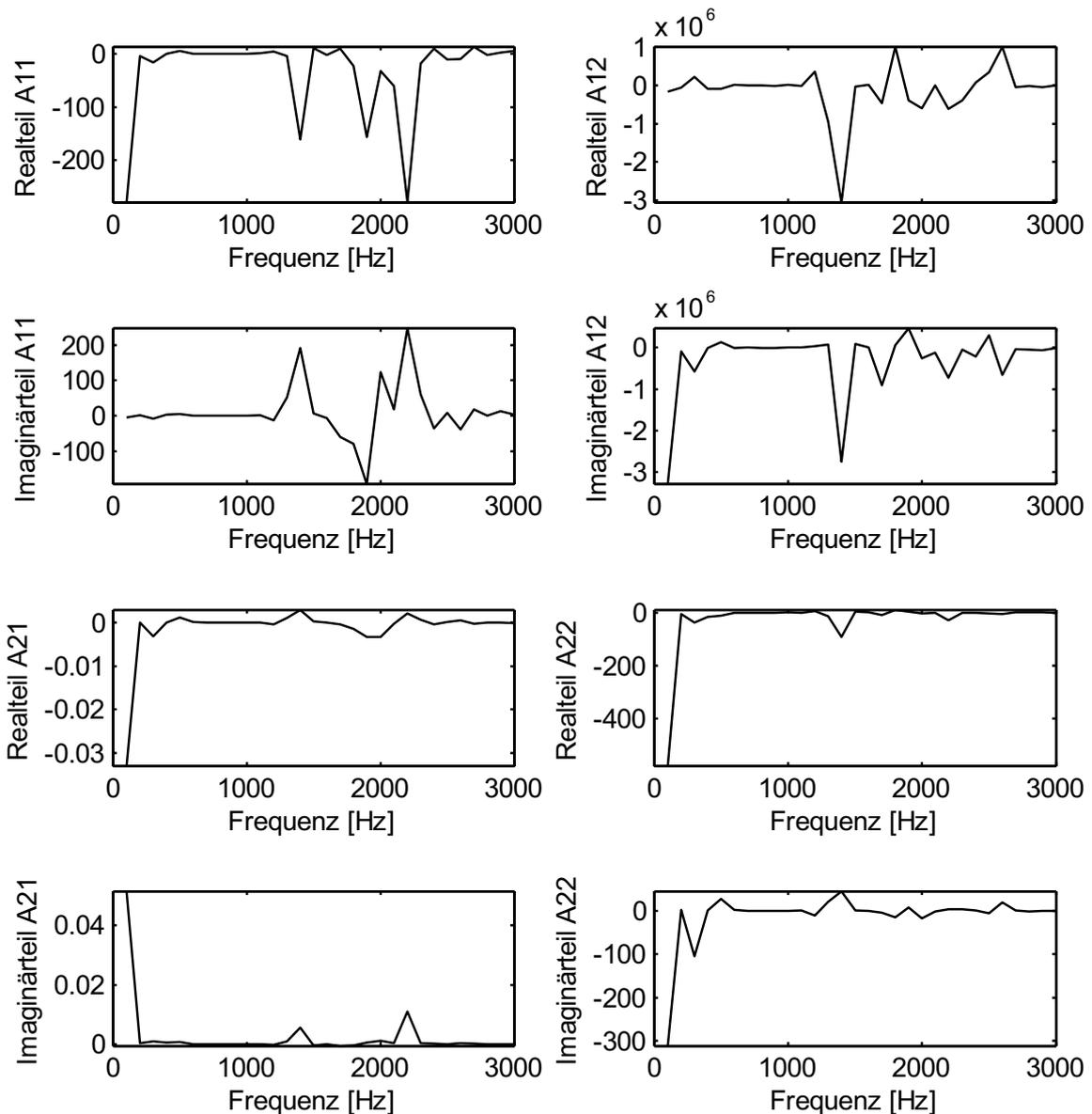
**Bild 59: Zusammenhang zwischen der Streuung der Messwerte und der Visualisierung der Unterschiede**

## 5.6 Ergebnisse der Messungen

Nachdem sichergestellt ist, dass mathematische Effekte wie der Picket-Fence-Effekt oder Leakage sowie Einflüsse aus Drehzahlschwankungen die Ergebnisse der Messungen nur vernachlässigbar beeinflussen und die Wiederholzuverlässigkeit des Prüfstandes nachgewiesen wurde, steht jetzt eine Messstrategie zur Verfügung, mit der sich das dynamische frequenzabhängige Übertragungsverhalten von Wälzlager nach der Methode der Vierpolparameter bestimmen lässt und aus denen sich mit Hilfe der Berechnung nach Langenfeld [83] die jeweiligen Betriebsparameter bedingten Steifigkeiten und Dämpfungen bestimmen lassen.

### 5.6.1 Vierpolparameter der Wälzlager

Die nachstehende Grafik zeigt beispielhaft den Vierpolparameter eines Wälzlagers bei 130 rpm, einer kombinierten Belastung von 100%, eingespannt in die massive Lagerplatte, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei einer Lagerumgebungstemperatur von 30°C und 0 Winkelminuten Schiefstellung.



**Bild 60:** Vierpolparameter eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers, eingespannt in die massive Lagerplatte und untersucht mit einer Drehzahl von 130 rpm bei einer kombinierten Belastung von 100%, eingespannt in die massive Lagerplatte, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei einer Lagerumgebungstemperatur von 30°C und 0 Winkelminuten Schiefstellung.

Deutlich ist die starke Frequenzabhängigkeit des Körperschallübertragungsverhaltens zu erkennen. Anhand solcher Vierpolparameter lässt sich nun das frequenzabhängige Körperschallübertragungsverhalten von Wälzlagern unter verschiedenen Betriebsbedingungen beschreiben.

So gut Vierpolparameter jedoch geeignet sind, die Körperschallübertragungseigenschaften von Bauteilen, Baugruppen oder ganzen Systemen von Baugruppen zu beschreiben, um die Ergebnisse für Berechnungen nutzen zu können, so wenig eignen sie sich im Falle der Wälzlager, um aus der Betrachtung der Übertragungsmatrix insgesamt direkt Schlüsse auf das

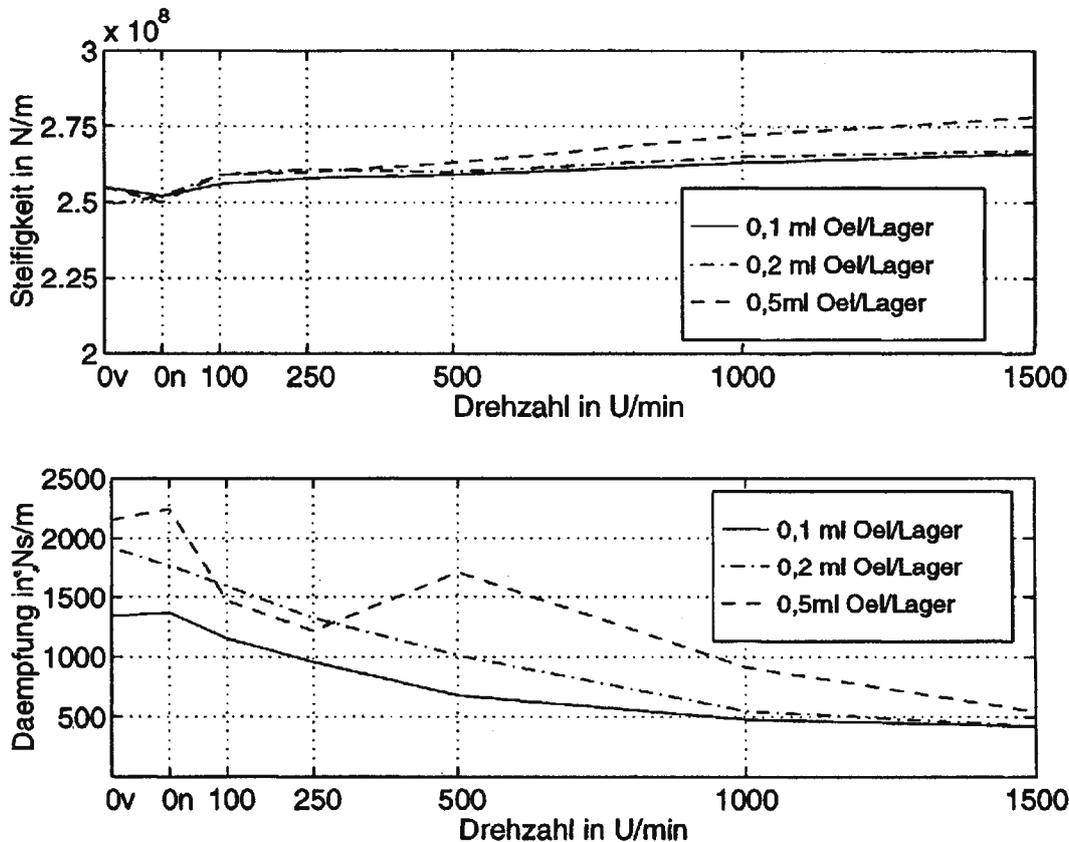
Verhalten eines Wälzlagers zu schließen. Das Wälzlager zeigt ein Systemverhalten, das sich nicht durch einfache Ableitungen wie Masse-, Feder oder Dämpferverhalten darstellen lässt. Die Anzahl von insgesamt vier Vierpolparametern, die jeweils mit ihrem Real- und Imaginärteil über den Frequenzbereich abgebildet sind, ist schon an sich schwierig zu interpretieren, daraus Ableitungen für die Abhängigkeit des Verhaltens der Wälzlager über verschiedene Betriebsparameter abzuleiten, scheint in die Irre zu führen.

### 5.6.2 Steifigkeiten und Dämpfungen der Wälzlager

Besser geeignet zum Nachweis der Sicherheit der Ergebnisse sind die aus den Vierpolparametern ableitbaren Steifigkeiten und Dämpfungen der Wälzlager. In der Literatur finden sich einige Stellen, die sich bereits mit der Thematik auseinandergesetzt haben.

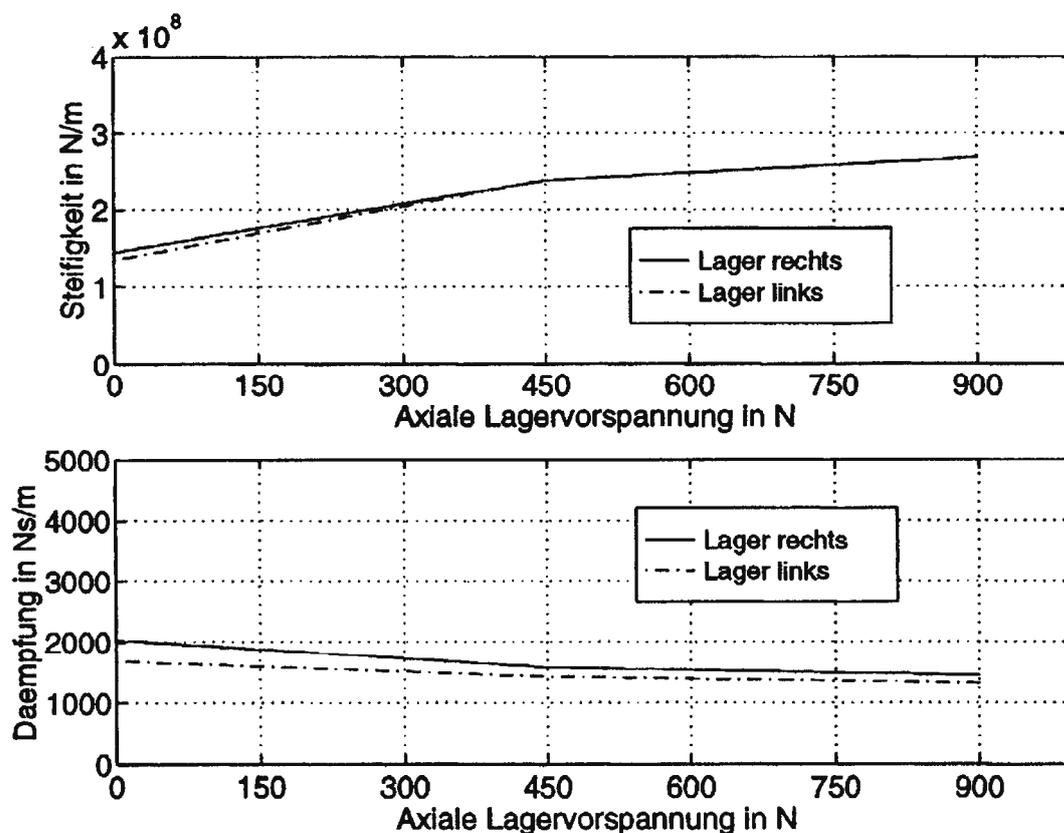
Nach Kraker u. a. [91] besitzt ein stillstehendes Radialrillenkugellager NSK 6208 (Innendurchmesser = 40mm, Außendurchmesser = 80mm) bei 1,8 kN rein axialer Vorspannung eine radiale Steifigkeit von  $5,5e^8$  N/m und eine radiale Dämpfung von 500 Ns/m.

Klumpers stellt in [92] theoretisch und experimentell gewonnene Steifigkeits- Dämpfungswerte von Radialrillenkugellagern der Größe 6211 mit (Innendurchmesser = 55mm, Außendurchmesser = 100mm) vor. Für eine konstante radiale Belastung von 1,84 kN gibt er die mittlere Steifigkeit des Lagers mit  $1,65e^8$  N/m und die mittlere Dämpfung mit 3600 Ns/m für einen Drehzahlbereich zwischen 0 und 2400 rpm an.



**Bild 61:** Radiale Lagersteifigkeit und Dämpfung als Funktion der Rotordrehzahl bei 0,9kN axialer Vorspannung und 0,11kN radialer Belastung nach [93]

Zeillinger untersucht in [93] das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten eines 6309 Radialrillenkugellagers mit  $d = 45\text{mm}$ ,  $D = 100\text{mm}$  und 8 Wälzkörpern und betrachtet dabei das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten des Lagers in Abhängigkeit der Drehzahl, der Ölmenge und der axialen Vorspannung. Die von ihm verwendeten Ölmenge sind mit 0,1ml bis 1ml Öl / Lager wesentlich geringer als die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Schmiermengen. Je nach Parameterkombination ermittelt er Steifigkeiten zwischen  $1,4 \cdot 10^8 \text{ N/m}$  und  $2,8 \cdot 10^8 \text{ N/m}$  sowie Dämpfungswerte zwischen 500 Ns/m und 2300 Ns/m, vergleiche Bild 61 und Bild 62. Er fasst einen Teil seiner Ergebnisse mit den Worten: „Die axiale und radiale Vorspannung des Lagers hat einen starken Einfluss auf die Lagersteifigkeit.“ zusammen und ergänzt: „Die äußere Lagerbelastung wirkt sich stark auf die Lagerabsenkung und die Lagersteifigkeit aus.“

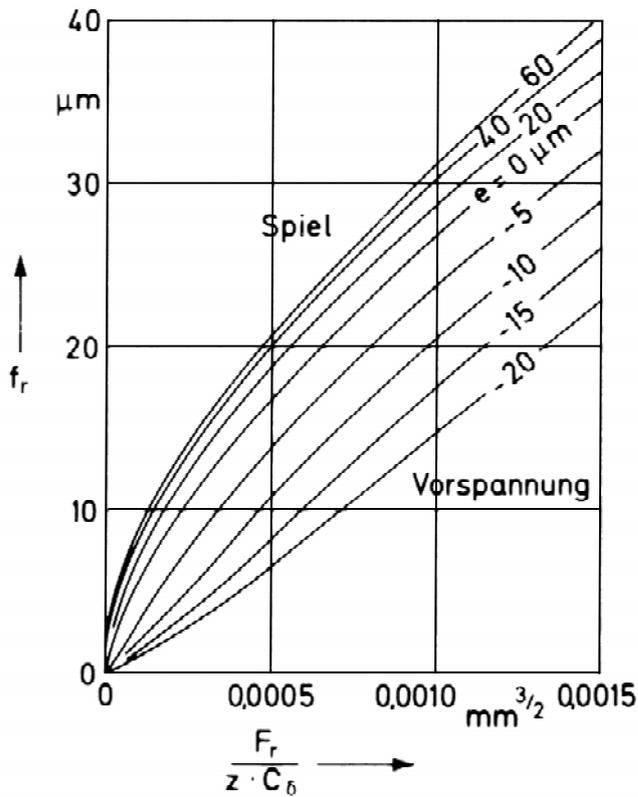


**Bild 62:** Radiale Lagersteifigkeit und Dämpfung als Funktion der axialen Vorspannung bei 750 rpm und 0,11kN radialer Belastung und 1ml Öl/Lager nach [93]

Nach Eschmann [44] lässt sich die radiale Federung von Radial-Rillenkugellagern anhand des folgenden Diagramms (Bild 63) ablesen und daraus die radiale Federsteifigkeit berechnen.

Um die radiale Federung  $f_r$  eines Rillenkugellagers nach Eschmann (Bild 63) bestimmen zu können, wird die radiale Lagerkraft  $F_r$ , die Anzahl der Kugeln  $z$  und die Konstante der Gesamtverformung des Rillenkugellagers  $C_s$  benötigt. Die Konstante der Gesamtverformung

lässt sich aus Bild 64 ablesen. Hierzu wird die Schmiegun g des Rillenkugellagers und der Kugeldurchmesser  $d_w$  benötigt.

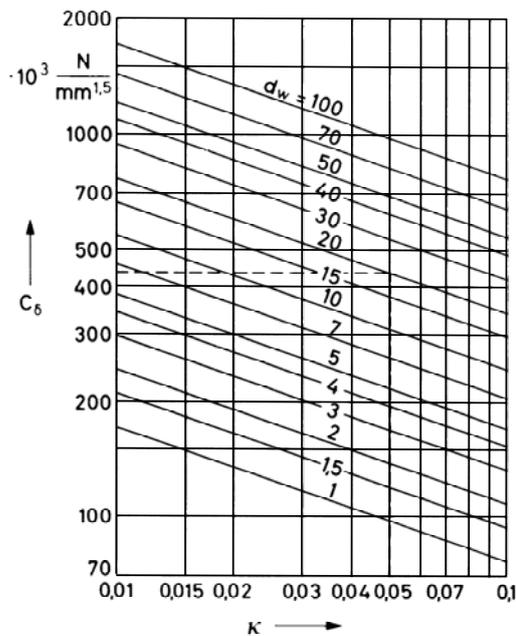


**Bild 63: Radiale Federung nach Eschmann [44]**

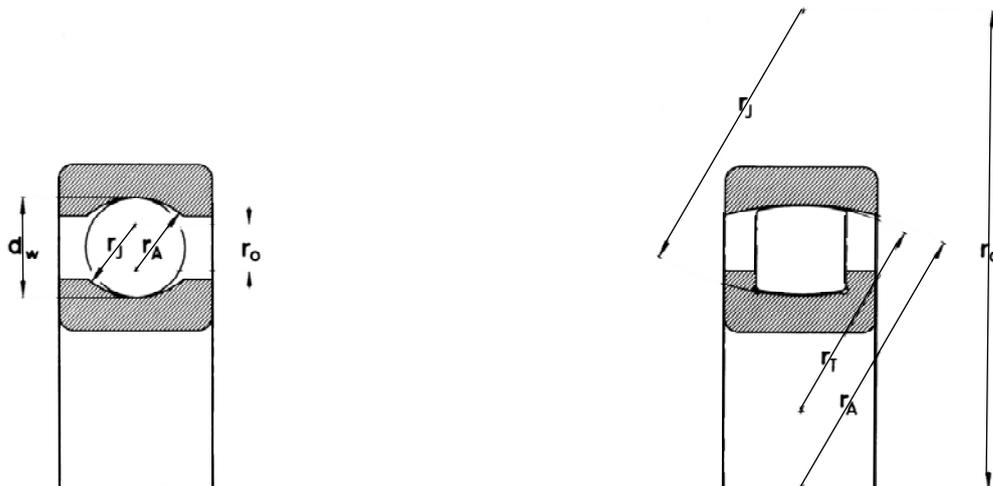
Die Schmiegun g  $\kappa$  ergibt sich aus dem Verhältnis des Rollenköperradius zum Rillradius der Laufrille, vergleiche Bild 65.

$$\kappa = \frac{1}{S} - 1$$

Aus der Einbausituation der Wälzlager in die Lagerlatte und auf den Wellenadapter ergeben sich für die untersuchten Wälzlager mit normaler Lagerluft Spiele zwischen 10 und 20  $\mu\text{m}$ .



**Bild 64: Konstante der Gesamtverformung für Rillenkugellager nach Eschmann [44]**



**Bild 65: Krümmungsradien von Wälzlagern im Axialschnitt**

Somit ergeben sich radiale statische Steifigkeiten der Wälzlager bei 15% radialer Belastung von  $1,1$  bis  $1,3 \cdot 10^8$  N/m, bei 50% radialer Belastung von  $1,9 \cdot 10^8$  N/m. Für höhere Belastungen lassen sich die Werte anhand der oben dargestellten Grafiken nicht mehr ermitteln.

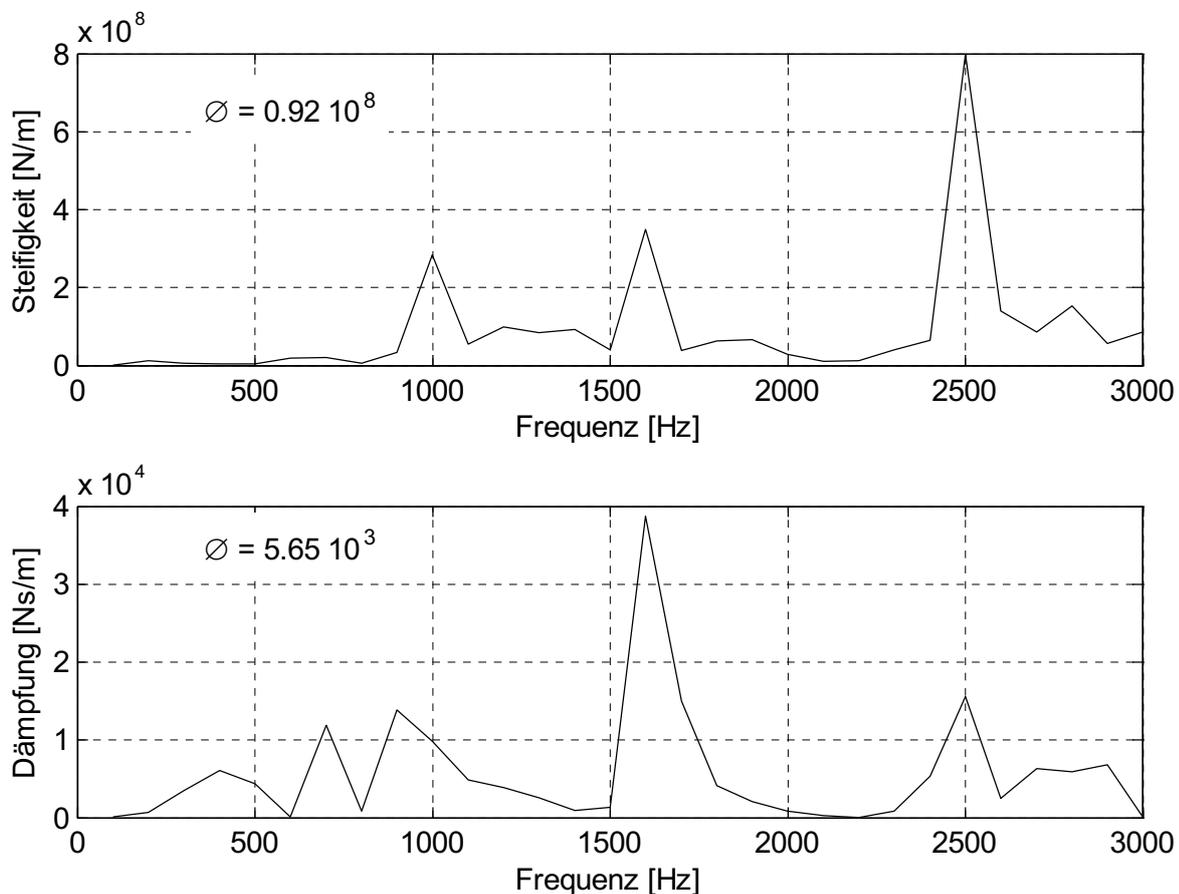
Somit kann zusammenfassend gesagt werden, dass die in der aktuellen Literatur beschriebenen Steifigkeiten und Dämpfungen von Radialrillenkugellagern „statisch“ zwischen  $1,1 \cdot 10^8$  N/m und  $5,5 \cdot 10^8$  N/m sowie zwischen 500 Ns/m und 3600 Ns/m liegen.

Allen oben aufgeführten empirisch ermittelten Ergebnissen ist jedoch gemein, dass die Steifigkeits- und Dämpfungswerte „statisch“, das heißt nur für eine Frequenz, in der Regel eine Eigenfrequenz des untersuchten Prüfstand-Lager-Systems, bestimmt wurden. Die im Folgenden dargestellten Werte sind jedoch Ergebnisse für das Lager an sich, die aufgrund der

Berechnungen nach der Vierpolmethode losgelöst vom Prüfstands-System und über einen Frequenzbereich zwischen 100Hz und 3kHz betrachtet werden können.

Das in Bild 66 dargestellte Beispiel zeigt die frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers, eingespannt in die massive Lagerplatte und untersucht bei einer Drehzahl von 130 rpm unter einer kombinierten Belastung von 100%, eingespannt in die massive Lagerplatte, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei einer Lagerumgebungstemperatur von 30°C und 0 Winkelminuten Schiefstellung. Wie sich auch schon bei den Vierpolparametern (vergleiche Kapitel 5.6.1) zeigt, weisen die Steifigkeit und die Dämpfung ein frequenzabhängiges Verhalten auf.

Da es hierzu jedoch derzeit keine vergleichbaren Ergebnisse gibt, ist neben der Frequenzabhängigkeit jeweils auch der Mittelwert ( $\bar{\sigma}$ ) über der Frequenz als „statischer“ Vergleichswert angegeben.



**Bild 66:** Steifigkeit und Dämpfung eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers, eingespannt in die massive Lagerplatte und untersucht mit einer Drehzahl von 130 rpm bei einer kombinierten Belastung von 100%, eingespannt in die massive Lagerplatte, geschmiert mit FVA2 Referenzöl bei einer Lagerumgebungstemperatur von 30°C und 0 Winkelminuten Schiefstellung

Ausgehend von den Mittelwerten der Steifigkeiten und Dämpfungen der Wälzlager über der Frequenz lässt sich eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse mit den oben genannten Werten aus der Literatur feststellen.

### **5.7 Steifigkeit und Dämpfung zwischen Lageraußenring und Gehäuse**

Da sich bei Untersuchungen der Steifigkeiten und Dämpfungen von Wälzlagern immer wieder die Frage nach dem Einfluss der Passfuge am Lagersitz stellt, haben Dietl u. a. [14] dazu verschiedene Untersuchungen angestellt und kommen zu dem Ergebnis, dass die Passfuge zwischen Gehäuse und Lageraußenring aufgrund ihrer hohen Steifigkeit keinen nennenswerten Einfluss auf die Steifigkeit und Dämpfung des zu untersuchenden Lagers hat.

## 6 Ergebnisse der Reihenuntersuchungen

Die hier vorgestellten Zusammenhänge sind exemplarische Ergebnisse, die einen Vorgriff auf die endgültigen Resultate des Forschungsvorhabens bilden, deren vollständige Auswertung dem Abschlussbericht vorbehalten bleibt.

Die folgenden Graphen stellen die Mittelwerte der empirisch im Rahmen der Reihenuntersuchungen ermittelten frequenzabhängigen Steifigkeiten und Dämpfungen, aufgetragen für verschiedene Lasten über der Drehzahl, dar. Daneben wird zwischen der Einspannung in die massive oder die gerippte Lagerplatte unterschieden.

Betrachtet man die folgenden Diagramme, so fällt auf, dass sich die hier verwendeten Mittelwerte der frequenzabhängigen Steifigkeiten und Dämpfungen nicht konstant über der Drehzahl verhalten. Es ist viel mehr ein Wechsel zwischen Minima und Maxima zu beobachten, der sich sowohl bei den Steifigkeiten als auch bei den Dämpfungen vollzieht, wobei diese aber nicht auf den ersten Blick direkt voneinander abzuhängen scheinen.

Nimmt man die Dämpfungen in den Blick, zeigt sich, dass sich die Verläufe mit steigender Last über der Drehzahl auseinander zu strecken scheinen. Ein gutes Beispiel hierfür ist Bild 67. Die Kurve für eine kombinierte Belastung von 15% (Fc15) weist innerhalb des untersuchten Drehzahlbereiches 2 Minima bei ungefähr 130 rpm und 850 rpm und 2 Maxima bei ungefähr 340 rpm und 2200 rpm auf. Die Kurve für Fc50 weist lediglich noch 1 Minimum bei circa 800 rpm und 2 Maxima bei 130 rpm und 2100 rpm auf. Die Kurve für Fc100 weist nur noch 1 Minimum bei ungefähr 1100 rpm und ein Maximum bei circa 300 rpm auf. Die nicht auftretenden Extrema wirken über den untersuchten Drehzahlbereich hinausgestreckt. Dieser Zusammenhang ist sowohl für die massive (P1) als auch für die gerippte Platte (P3) zu beobachten. Der Unterschied zwischen der massiven und der gerippten Platte scheint jedoch darin zu liegen, dass sich der Wechsel zwischen den Höchst- und Tiefstwerten bei der gerippten Platte über einen weiteren Drehzahlbereich als bei der massiven Platte erstreckt, vergleiche Bild 67 und Bild 71 sowie Bild 69 und Bild 73.

Schaut man sich die maximalen Dämpfungswerte an, so fällt auf, dass sowohl für die massive Platte als auch für die gerippte Platte gilt, dass sich die kombinierten unteren Lasten (Fc15 und Fc50) ähnlich verhalten, die Kurve der größten kombinierten Last (Fc100) davon jedoch jeweils abweicht. Bei der massiven Platte streben die unteren Lasten bei Fc15 und Fc50 ihre Höchstwerte im mittleren Drehzahlbereich an, bei Fc100 wird dies jedoch bereits im unteren Drehzahlbereich und dann wieder am Ende der untersuchten Drehzahlkala erreicht. Für die gerippte Platte gilt, dass die Dämpfung bei den unteren Belastungswerten im oberen Drehzahlbereich maximal wird und bei Fc100 im unteren und mittleren Drehzahlbereich. Im Gegensatz dazu ist jedoch zu beobachten, dass sich bei rein radialer Belastung alle

Belastungsstufen ähnlich verhalten. Eingespannt in der massiven Platte erreicht das Lager seine Dämpfungshöchstwerte im mittleren Drehzahlbereich, eingespannt in die gerippte Platte wird das Dämpfungsmaximum am oberen Ende des untersuchten Drehzahlbereiches erreicht.

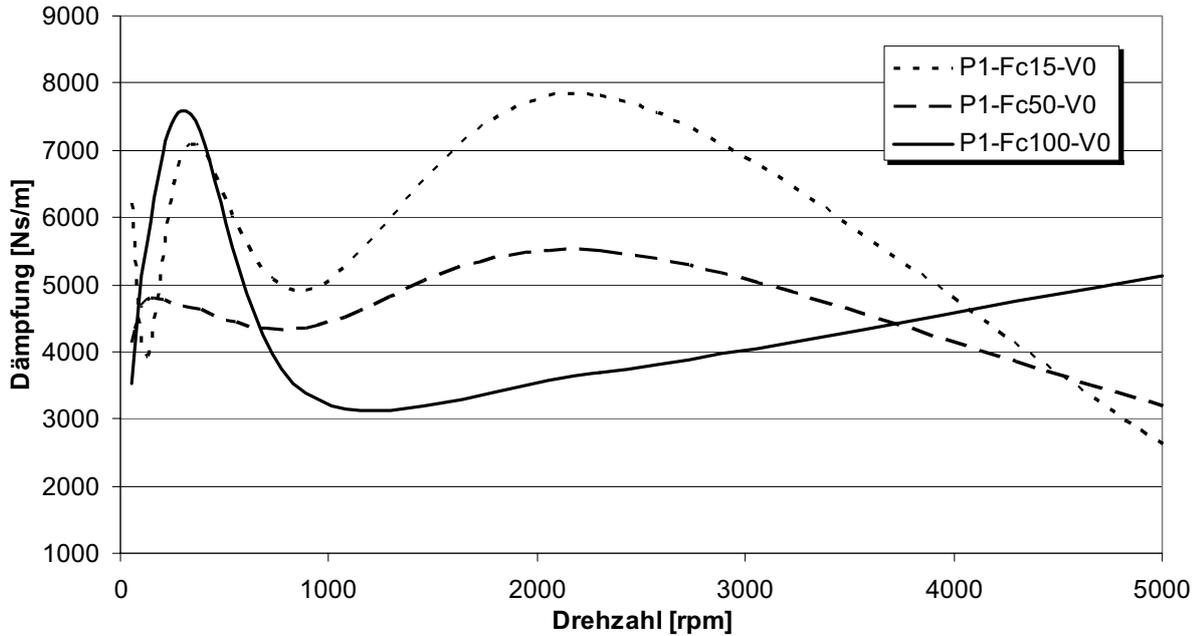
Zusammenfassen könnte man dies wie folgt:

- Eine steifere Lagereinspannung begünstigt eine höhere Dämpfung im mittleren Drehzahlbereich.
- Eine weichere Einspannung begünstigt eine höhere Dämpfung im oberen Drehzahlbereich.

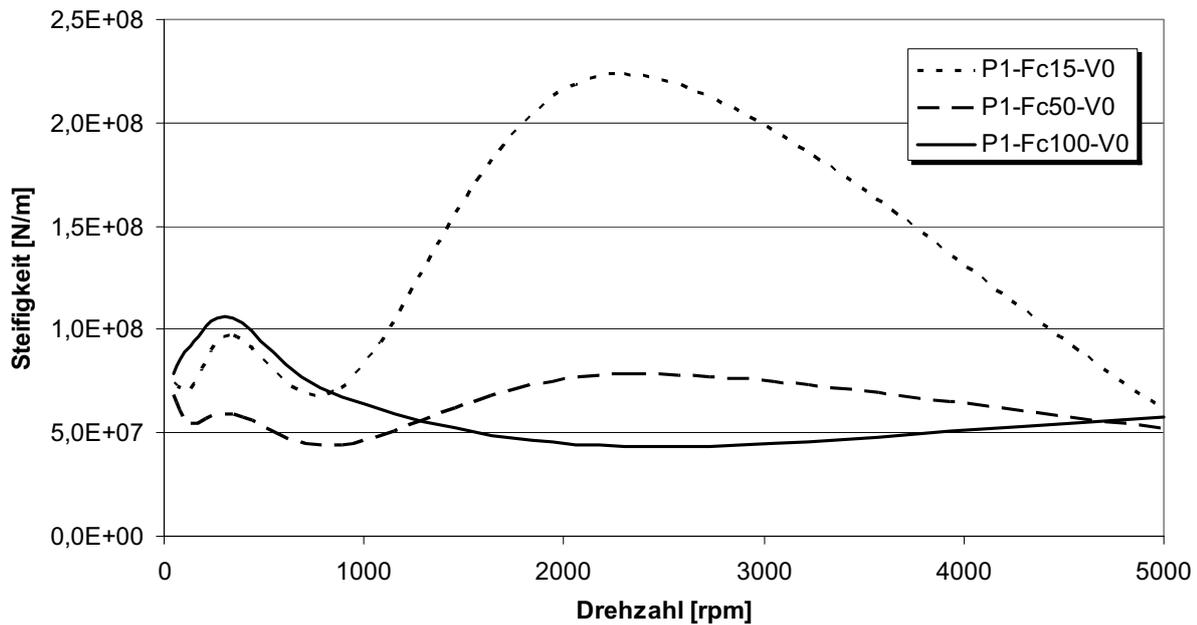
Betrachtet man die Steifigkeiten, so ist das Wechsel-Verhalten zwischen den Extremwerten weniger stark ausgeprägt. Ausgenommen hiervon sind jedoch die Verläufe der geringsten kombinierten und radialen Belastung von je 15% für die massive Platte. Sie reagieren mit starken Steigungen auf die Veränderung der Drehzahl besonders im mittleren und oberen Drehzahlbereich, vergleiche Bild 68 und Bild 70.

Für die massive Platte gilt, dass die Variabilität der Steifigkeit über der Drehzahl mit steigender Last abnimmt, vergleiche Bild 68 und Bild 70. Im Gegensatz dazu zeigt sich für die gerippte Platte, dass die Variabilität der Kurven über der Last zunimmt, vergleiche Bild 72 und Bild 74. Allgemein unterliegt die Steifigkeit der untersuchten Wälzlager im unteren Drehzahlbereich bis circa 1000 rpm größeren Schwankungen als im Drehzahlbereich darüber.

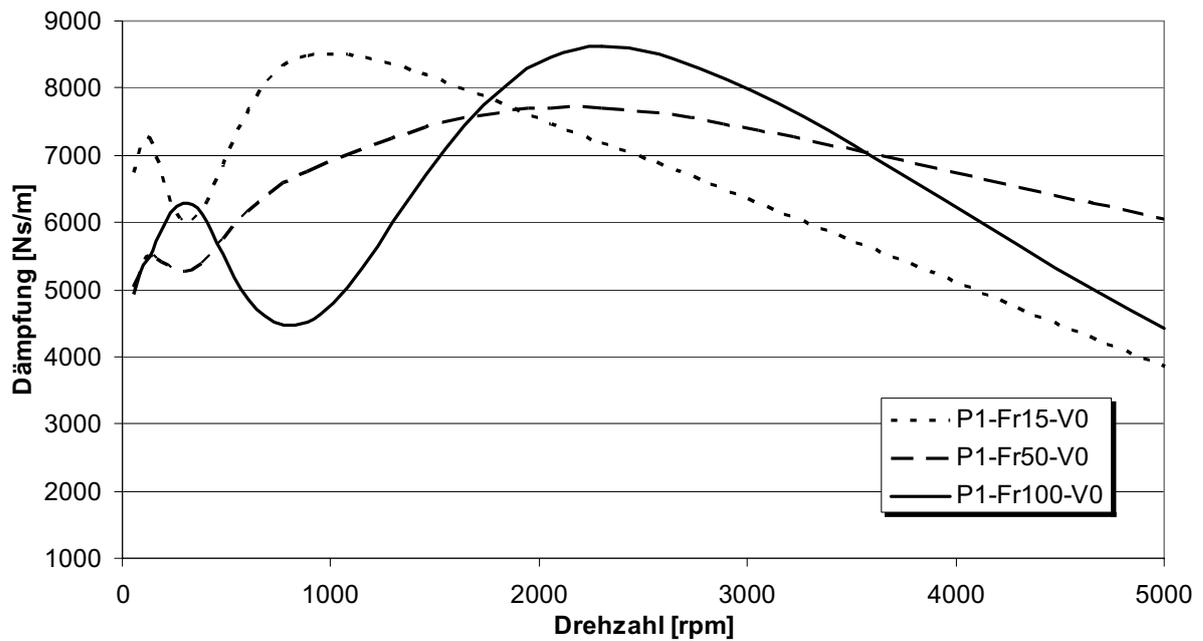
Die Parameter Einspannsteifigkeit und Lagerlast scheinen sich gegenseitig zu beeinflussen, so dass aus den hier betrachteten Verläufen keine eindeutigen Tendenzen für die Steifigkeit der Wälzlager abgeleitet werden können.



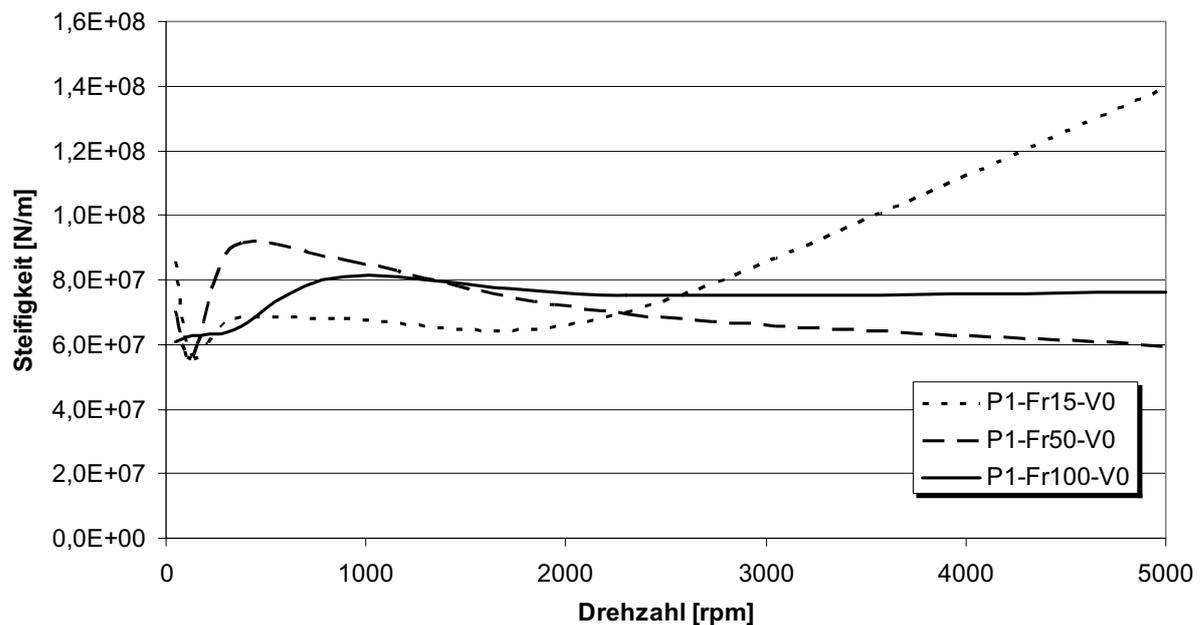
**Bild 67:** Dämpfung eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: massive Lagerplatte (P1), verschiedene kombinierte Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



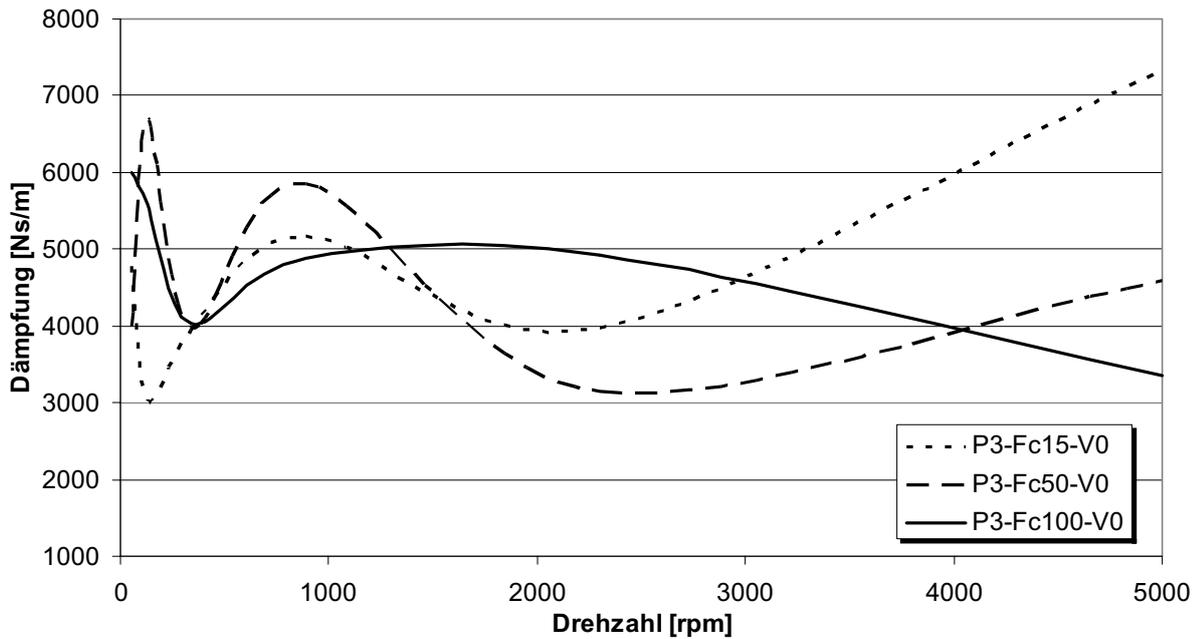
**Bild 68:** Steifigkeit eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: massive Lagerplatte (P1), verschiedene kombinierte Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



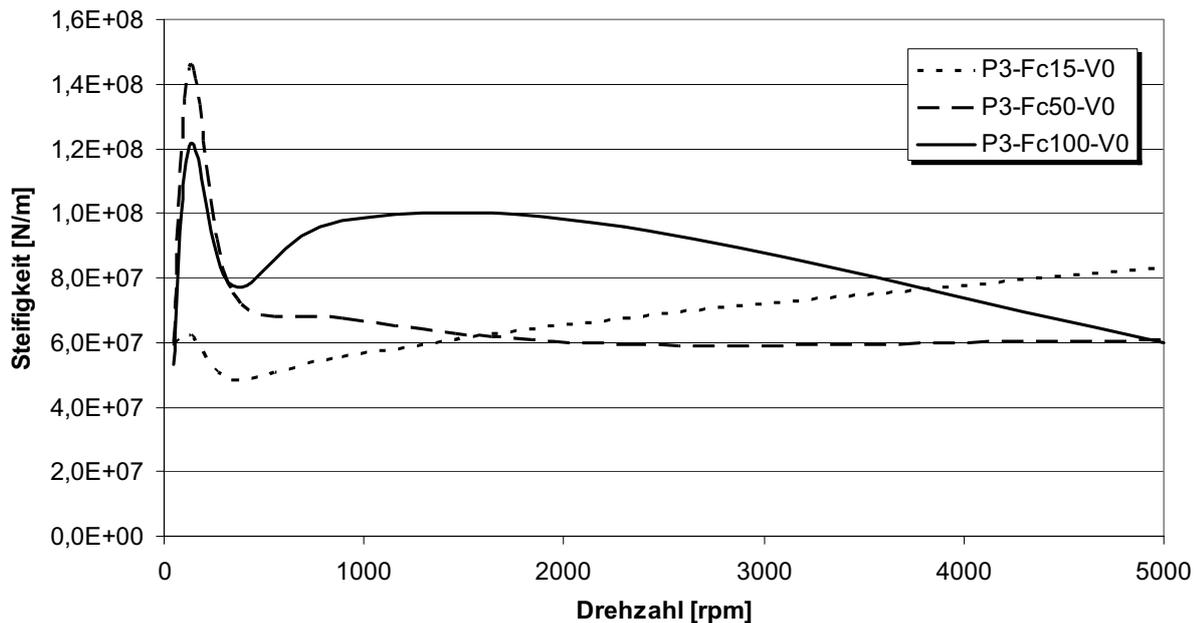
**Bild 69:** Dämpfung eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: massive Lagerplatte (P1), verschiedene radiale Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



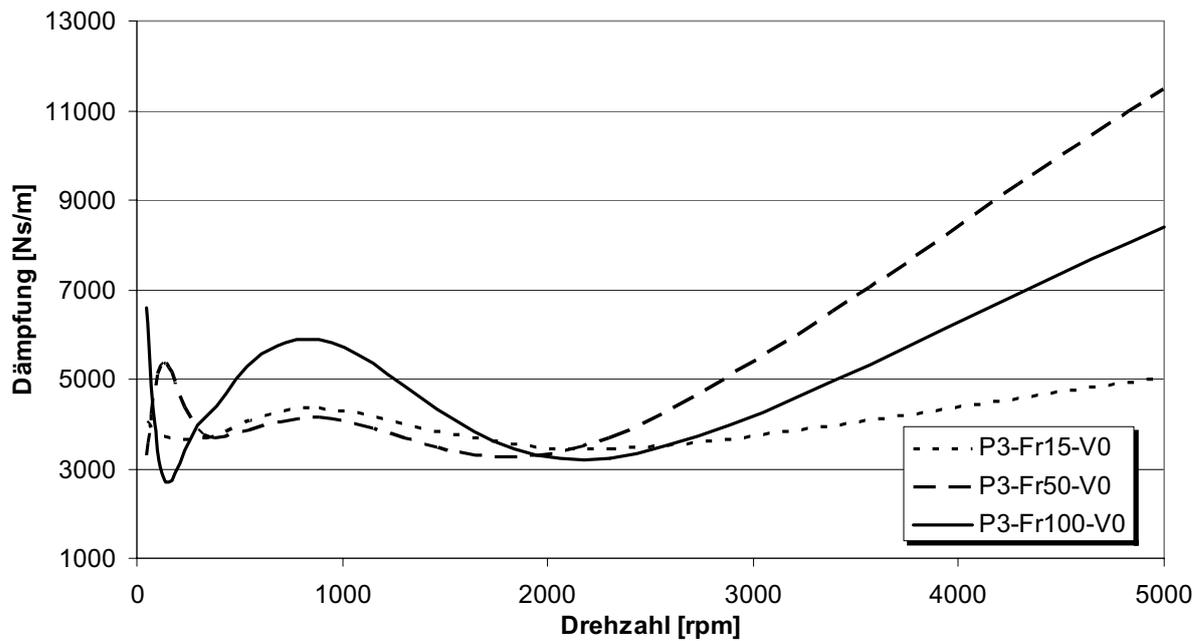
**Bild 70:** Steifigkeit eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: massive Lagerplatte (P1), verschiedene radiale Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



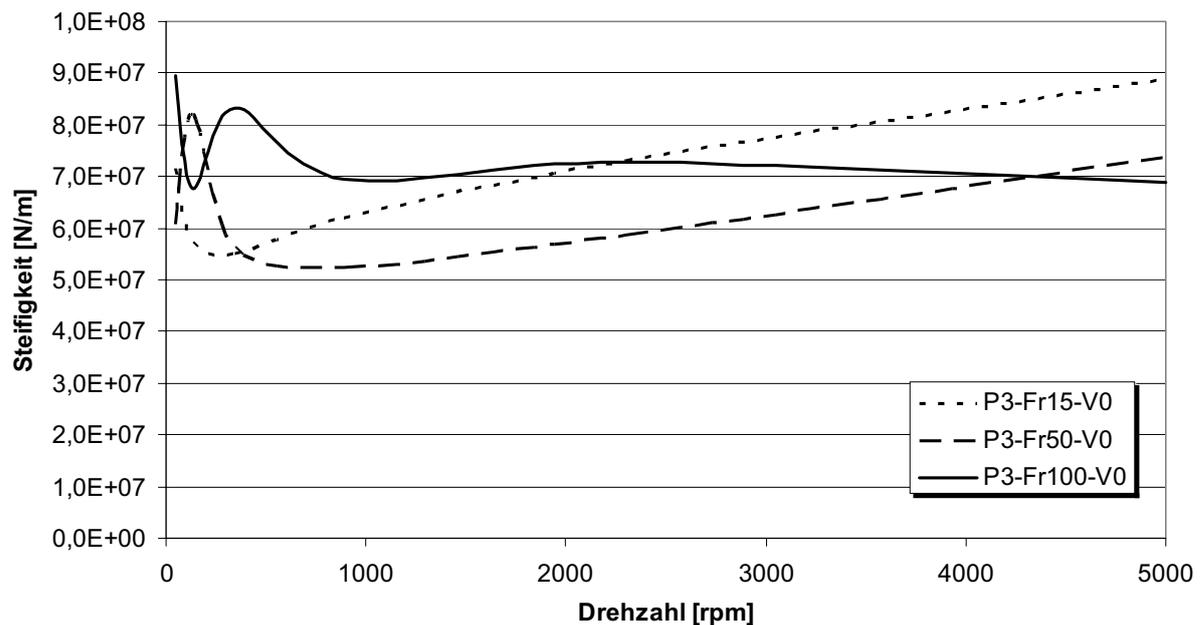
**Bild 71:** Dämpfung eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: gerippte Lagerplatte (P3), verschiedene kombinierte Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



**Bild 72:** Steifigkeit eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: gerippte Lagerplatte (P3), verschiedene kombinierte Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



**Bild 73:** Dämpfung eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: gerippte Lagerplatte (P3), verschiedene radiale Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten



**Bild 74:** Steifigkeit eines FAG 6212 Radialrillenkugellagers in Abhängigkeit der Drehzahl; Betriebsparameter: gerippte Lagerplatte (P3), verschiedene radiale Belastungen, FVA2 Referenzöl, 30° Lagerumgebungstemperatur, Schiefstellung 0 Winkelminuten

## 7 Zusammenfassung

Ausgehend vom Bedarf der Industrie mehr über das Körperschallübertragungsverhalten von Wälzlagern zu erfahren, wurde von der FVA ein Projekt gestartet, dessen Ziel es war experimentell ermittelte Körperschallübertragungsfunktionen von Wälzlagern bereitzustellen um das Gesamtschallverhalten von Antriebskomponenten wie Getrieben mit Hilfe von akustischen und maschinendynamischen Berechnungsprogrammen besser abschätzen zu können.

Zur Realisierung des Projekts wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Prüfstand entwickelt, mit dem sich das Körperschallübertragungsverhalten von Wälzlagern unter verschiedensten Betriebsparametern wie Wälzlagerart und –größe, Hersteller-/Geometrieinfluss, Drehzahl, Lagerlast, Schmierung, Schiefstellung, Einspannsteifigkeit/Gehäusemasse untersucht werden kann. Die Konstruktion des Prüfstandes ist so vielseitig aufgebaut, dass alle Parameter über einen weiten Bereich geprüft werden können. So reicht der Drehzahlbereich von 50rpm bis 5000rpm und der Lastbereich kann axial zwischen 0kN und 40kN und in radialer Richtung zwischen 0kN und 80kN variiert werden. Die Lageraufnahme ist so flexibel gestaltet, das verschiedenste Wälzlagergrößen und Bauformen ohne größeren Umbauaufwand untersucht werden können. Statistische Auswertungen der Messergebnisse des Prüfstandes zeigen, dass dieser eine gute Wiederholgenauigkeit zeigt und somit unempfindlich gegenüber Umbauten ist.

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit liegt jedoch auf der Einwicklung einer Messstrategie zur Bestimmung des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern. Verwenden vorhergehende Vorhaben, die sich mehrheitlich mit der Bestimmung der Steifigkeit und der Dämpfung von Wälzlagern beschäftigen, im Wesentlichen modale Parameter des Wälzlager-Prüfstandssystems zur Identifikation der Lagereigenschaften, so wurde hier die Methode der Vierpolparameter verwendet um unabhängig vom Prüfstand die Eigenschaften der Wälzlager zu bestimmen. Ein weiterer Vorteil des hier vorgestellten Verfahrens ist die frequenzabhängige Darstellung des Körperschallübertragungsverhaltens gegenüber den bisher „statischen“ Angaben für Steifigkeiten und Dämpfungen, die allein für die untersuchte Eigenfrequenz des Prüfstands-Wälzlagersystem gemessen wurden.

Wurden zur Bestimmung von Vierpolparametern einfacher Bauteile bisher Sensoranordnungen verwendet, die sich in der Untersuchungsrichtung translatorisch zueinander bewegen, wird hier eine Anordnung vorgestellt, die es erlaubt den zueinander translatorischen Schwingungsanteil aus einem System von stillstehenden Sensoren am Lageraußenring und rotierenden Sensoren am Lagerinnenring zu bestimmen.

Da sich Vierpolparameter trotz ihrer hervorragenden Eignung zur Beschreibung des frequenzabhängigen Körperschallübertragungsverhaltens noch nicht allgemein durchsetzen konnten, wird eine Berechnungsvorschrift vorgestellt, mit der sich die empirisch ermittelten

Vierpolparameter direkt in frequenzabhängige Steifigkeiten und Dämpfungen umrechnen lassen.

Die so bestimmbaren dynamischen Übertragungseigenschaften der Wälzlager eignen sich zwar sehr gut zur Integration in Berechnungsprogrammen, sind aufgrund ihrer hohen Komplexität nur eingeschränkt zur Beurteilung der Zusammenhänge zwischen den Betriebsparametern in den daraus resultierenden Körperschallübertragungseigenschaften geeignet. Aufgrund dessen wird anhand der Mittelwerte der Steifigkeiten und Dämpfungen der Wälzlager deren Abhängigkeit von den Betriebsparametern Drehzahl, Lagerlast und Einspannsteifigkeit exemplarisch als Vorgriff auf den Schlussbericht zum Forschungsvorhaben untersucht. Es zeigen sich komplexe Zusammenhänge die auf gewissen Tendenzen hindeuten, deren Abhängigkeiten voneinander jedoch weiterer Untersuchungen bedarf. So lassen sich für die Dämpfung der Wälzlager bereits zwei Tendenzen andeuten:

- Eine steifere Lagereinspannung begünstigt eine höhere Dämpfung im mittleren Drehzahlbereich.
- Eine weichere Einspannung begünstigt eine höhere Dämpfung im oberen Drehzahlbereich.

Für die Steifigkeit lassen sich aus den hier dargestellten Ergebnissen keine eindeutigen Tendenzen ableiten. Die Parameter Einspannsteifigkeit und Lagerlast scheinen sich gegenseitig stärker zu beeinflussen, so dass keine klare Aussage zur Abhängigkeit der Steifigkeit von den untersuchten Betriebsparametern gemacht werden können. Die Aussagen zum Verhalten der Wälzlager sollen einen Ausblick bieten, welche Möglichkeiten sich mit dem hier vorgestellten Instrument eröffnen.

Mit dem Bau des hier vorgestellten Prüfstandes und dem dazu im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Messverfahren ist ein neues Werkzeug geschaffen worden, das neue vielseitige Einblicke in das Körperschallübertragungsverhalten von Wälzlagern ermöglicht. Darüber hinaus werfen die ersten Erkenntnisse zur Abhängigkeit der Steifigkeit und der Dämpfung von den Betriebsparametern jedoch Fragen auf, deren Klärung weitere Forschungen auf dem Gebiet des dynamischen Übertragungsverhaltens von Wälzlagern erfordern.

## 8 Literatur

- 1 Richter, H. P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Körperschalleitung von Wälzlagern in Maschinen, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Fachgebiet Maschinenelemente und Maschinenakustik, 1989,
- 2 Singh, R. L., Teik C.: Vibration transmission through rolling element bearings in geared rotor systems, National Aeronautics and Space Administration Scientific and Technical Information Div., 1990; XVIII
- 3 White, M. F.: Vibration transmission characteristics of bearings related to machinery condition monitoring, Univ. Inst. of Sound and Vibration Research, 1977; Seiten 57, 58
- 4 Demuth, A.: Geräuschprüfung von Schmierfetten in Rillenkugellagern, Antriebstechnik, 1990; Band 29, Heft 1, Seiten 30, 32-35
- 5 Kollmann, F. G. S., R.; Hirsch, V.: Entwicklung eines wissensbasierten Systems zur Auslegung geräuscharmer Getriebegehäuse, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), 1996;
- 6 Kollmann-F-G.; H.-V.: ATHENA - Ein Expertensystem zur Geräuschminderung an Getriebegehäusen, Antriebstechnik, 1997; Band 36, Heft 10, Seiten 79-83
- 7 Rautert, J.: Programm DYLA für die Berechnung körperschallanregender Lagerkräfte in Stirn- und Kegelradgetrieben, Die Antriebstechnik, Mainz : Vereinigte Fachverlage, 1994; Band 33, Heft 5, Seiten 49-53
- 8 Schreiber, H.: Der Kraftfluss im Wälzlager und seine Auswirkungen, Wälzlagertechnik, 1966; Band Heft 3, Seiten 46-51
- 9 Klühspies-N, B.-J.: Die Lastverhältnisse in schnelllaufenden Kugellagern, Werkstatt und Betrieb, 1972; Band 105, Heft 9, Seiten 671-678
- 10 Vatta-F.; G.-G.: A lubricated bearing element for FEM rotor dynamics., IMAC, Proc. of the 9th Int. Modal Analysis, Conf, 2, Firenze, 1991; Seiten 969-975
- 11 Sohoel, E-O.: Shock pulses measure lube film thickness, Industrial Lubrication and Tribology, 1985; Band 37, Heft 1, Seiten 8-12
- 12 Barz, M.: Die Schmierfilmbildung in fettgeschmierten schnelllaufenden Spindelagern, Dissertation, Universität Hannover, IMKS, 1996,
- 13 Bayer-O: Schallquelle Wälzlager. Geräusch- und Schwingungsverhalten von Wälzlagern, Technische Rundschau, Bern, 1990; Band 82, Heft 38, Seiten 118-121,123
- 14 Springer-H.; D.-P. Z.-R.: Experimentelle Identifikation und Berechnung des Dämpfungsvermögens von Kugellagern, VDI-Schwingungstagung, Veitshöchheim, Düsseldorf, 1996; Seiten 259-273
- 15 Zeillinger-R.; D.-P.: Zur Dämpfung in Wälzlagerungen - Theorie und Experiment, SIRM, Schwingungen in rotierenden Maschinen IV, Kassel, 1997; Seiten 3-10

- 16 Dietl-P;, M.-E.: Vorgespannte Kugellager in flexiblen Strukturen, SIRM, Schwingungen in rotierenden Maschinen, IV, Kassel, 1997; Seiten 11-18
- 17 Springer-H;, Z.-R. K.-H.: Identifikation von Dämpfungskoeffizienten für Wälzlager, SIRM 95, Schwingungen in rotierenden Maschinen III, III, Kaiserslautern, 1995; Seiten 225-233
- 18 Snoeys-R;, E.-M. H.-M.: Damping in taper roller bearings, PROC. OF THE 16TH INTERN. MACHINE TOOL DESIGN AND RESEARCH CONF, 16, MANCHESTER, 1975; Seiten 223-228
- 19 Funabashi-K;, I.-F. N.-T.: Bearing vibration and oil film thickness in relation to sphericity of bearing steel balls., Advancing Power Transmission into the 21st Century, The 1992 ASME Design Technical Conferences, 2, Scottsdale, AZ, USA, 1992; Seiten 613-620
- 20 Rautert, J.: Untersuchung der Körperschallübertragung und Schallabstrahlung von Getrieben, Forschungsvorhaben Nr. 130 "Körperschall von Getrieben, 1990;
- 21 Smith-J-D;: Transmission of smith shocks through rolling bearings., Journal of Sound and Vibration, 1995; Band 181, Heft 1, Seiten 1-6
- 22 Rajab-M;, H.-D. -. R. K.-G. -. L. Y.-W.: Force transmissibility through rolling contact bearings., Proc. of the 7th Int. Modal Analysis Conf., 7, Las Vegas, NV, USA, 1989; Seiten 147-153
- 23 Raj-Singh;, T.-C. -. L.: Force and moment transmissibilities through rolling element bearings in a single-stage rotor system, Modal Analysis Conf, 8, Union College Schenectady, Kissimmee, FA, USA, 1990; Seiten 704-710
- 24 Ishikawa-M;, T.-N. K.-M. I.-K.: Analysis and experiment on the vibration transmission in a single stage gearbox., MPT '91, Motion and Power Transmissions, the 3rd Int. Conf. of the JSME, the Japan Soc. of Mechanical Engineers, 3, Hiroshima, 1991; Seiten 104-109
- 25 Aono-Y;, M.-Y. S.-H. S.-M.: Damping in vibration transfer through deep-groove ball bearings, Transactions of the ASME, Journal of Tribology, 1998; Band 120, Heft 3, Seiten 413-420
- 26 Rajendra-Singh;, R.-T. -. E.: Mobility analysis of structure-borne noise power flow through bearings in gearbox-like structures., Noise Control Engineering Journal, 1996; Band 44, Heft 2, Seiten 69-78
- 27 Singh-R;, R.-T. -. E.: Structural intensity calculations for compliant plate-beam structures connected by bearings, Journal of Sound and Vibration, 1998; Band 211, Heft 3, Seiten 365-387
- 28 Basdogan-I;, R.-T. -. J.: Vibration transmission through self-aligning (spherical) rolling element bearings: theory and experiment, Journal of Sound and Vibration, 1998; Band 215, Heft 5, Seiten 997-1014
- 29 Singh-R;, L.-T. -. C.: Vibration transmission through rolling element bearings, part 1: Bearing stiffness formulation, Journal of Sound and Vibration, 1990; Band 139, Heft 2, Seiten 179-199

- 30 Singh-R, L.-T. -. C.: Vibration transmission through rolling element bearings, part II: System studies., Journal of Sound and Vibration, 1990; Band 139, Heft 2, Seiten 201-225
- 31 Singh-R;, L.-T. -. C.: Vibration transmission through rolling element bearings. Part III: Geared rotor system studies, Journal of Sound and Vibration, 1991; Band 151, Heft 1, Seiten 31-54
- 32 Singh-R;, L.-T. -. C.: Vibration transmission through rolling element bearings, part IV: Statistical energy analysis., Journal of Sound and Vibration, 1992; Band 153, Heft 1, Seiten 37-50
- 33 Singh, T. C. L. R.: Vibration transmission through rolling element bearings, part V: effect of distributed contact load on roller bearing stiffness matrix, Journal of Sound and Vibration, 1994; Band 169, Heft 4, Seiten 547-553
- 34 Rautert, J.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der körperschallanregenden Lagerkräfte in Strin- und Kegelradgetrieben, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 1990
- 35 Kollmann, F. G. S., R.; Hirsch, V.: Entwicklung eines Wissenbasierten Systems zur Auslegung geräuscharmer Getriebegehäuse; Abschlussbericht; Forschungsvorhaben 201/Ib, Expertensystem Getriebeakustik, Teilsystem ATHENA; Berichtszeitraum 1993-1996, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. (FVA), 1996;
- 36 Weck, E. B., J.; Hohle; A.: ZAREX - Ein Werkzeug zur Unterstützung des Konstrukteurs bei der Verzahnungsauslegung; Forschungsvorhaben 201/IIb; Akustische Getriebeauslegung, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V. (FVA), 1996;
- 37 Gold, P. W. S., R.; Quiring, S.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der körperschallanregenden, dynamischen Lagerkräfte in mehrstufigen Stirn-, Kegel- und Kegelstirnradgetrieben, Forschungsvorhaben 354, DYLA II, 1. Zwischenbericht, Informationstagung des Wissenschaftlichen Beirats der FVA, 2, Würzburg, 1999
- 38 Gold, P. W. S., R.; Quiring, S.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der körperschallanregenden, dynamischen Lagerkräfte in mehrstufigen Stirn-, Kegel- und Kegelstirnradgetrieben, Forschungsvorhaben 354, DYLA II, 2. Zwischenbericht, Informationstagung des Wissenschaftlichen Beirats der FVA, Würzburg, 2000;
- 39 Kollmann, F. G. W., K.: Expertensystem Getriebeakustik -Studie-, Forschungsvorhaben Nr. 201/Ia, Heft Nr. 378, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1993
- 40 Weck, M. T., H.: Expertensystem Getriebeakustik -Studie-, Forschungsvorhaben Nr. 201/IIa, Heft Nr. 378, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1993
- 41 Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. : Referenzölkatalog - Datensammlung, Heft 660 der FVA, Frankfurt, 2003
- 42 FAG OEM und Handel AG: Schmierung von Wälzlagern, Publ.-Nr. WL 81 115/4 DA, Schweinfurt

- 43 SKF: Hauptlagerkatalog - Das Wälzlagerhandbuch für Studenten, Katalog 5000G, Schweinfurt, Media-Print, 2004
- 44 Eschmann, P.: Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen / Eschmann-Hasbargen-Weigand. Hersg. Im Auftrag von FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co. Schweinfurt. - 2- Auflage / neu bearb., München, Wien, Oldenbourg, 1978
- 45 Harris, T. A.: Rolling Bearing analysis, 3<sup>rd</sup>. Edition, New York, Wiley, 1991
- 46 Wittor, R. G.; Quiring, S.: Lagereinfluß auf das Geräuschverhalten -Wälz- und Gleitlagerinfluß auf das Geräuschverhalten, Literaturrecherche, Forschungsthema T791, Heft 573, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1999; 27 + 41 Seiten
- 47 Dietl, Paul: Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings: Theory and Experiment; TU Wien : Doktorarbeit, 1997
- 48 Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.): Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau; 20. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2001
- 49 Seidel, Erhard: Wirksamkeit von Konstruktionen zur Schwingungs- und Körperschalldämmung in Maschinen und Geräten : Grundlagen, Messverfahren, Zusammenstellung typischer Bauelemente; Dortmund/Berlin : Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 1999
- 50 Dickens, J. D.; Norwood, C. J.: Universal method to measure dynamic performance of vibration isolators under static load, Journal of Sound and Vibration, 2001; Band 244, Heft 4, Seiten 685-696
- 51 Molloy, C. T.: Applications of Four-Pole Parameters to Torsional Vibration Problems, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry, February 1962, Seiten 21-34
- 52 Dickens, J. D.; Norwood, C. J.: Analysis of MIMO mechanical Systems using the vectorial four pole parameter method, Journal of Sound and Vibration, 1995; Band 180, Heft 2, Seiten 333-350
- 53 Molloy, C. T.: Use of Four-Pole Parameters in Vibration Calculation, The Journal of the Acoustical Society of America, July 1957, Band 29, Heft 7, Seiten 842-853
- 54 Molloy, C. T.: Four-Pole Parameters in Vibration Analysis, Colloquium on mechanical impedance methods for mechanical vibrations, American Society of Mechanical Engineers, 1958, New York
- 55 Dickens, J. D.; Norwood, C. J.; Juniper, R. G.: Four Pole Parameter Characterisation of Isolator Acoustic Transmission Performance, Journal of Sound and Vibration, 2001; Band 244, Heft 4, Seiten 685-696
- 56 Dickens, J. D.: Methods to measure the Four-Pole Parameters of Vibration Isolators, Acoustics Australia: the bulletin of the Australian Acoustical Society, Sydney, 2000, Band 28, Heft 1, Seiten 15-21
- 57 Ha, J.-Y.; Kim, K.-J.: Analysis of MIMO Mechanical Systems using the Vectorial Four Pole Parameter Method, Journal of Sound and Vibration, 1995; Band 180, Heft 2, Seiten 330-350

- 58 Meltzer, G.; Melzig-Thiel; R.: Experimental Determination and practical application of the Four-Pole Parameters of Structure-Borne Sound Isolators, Archives of acoustics, Warszawa, 1980, Band 5, Heft 4
- 59 Snowdon, J. C.: Handbook of Vibration and Noise Control, Technical Memorandum, 1979, The Pennsylvania State University, Institute for Science and Engineering, Applied Research Laboratory, University Park, Pennsylvania
- 60 Snowdon, J.C.: Mechanical Four-Pole Parameters: Transmission Matrices, Technical Memorandum, 1976, The Pennsylvania State University, Institute for Science and Engineering, Applied Research Laboratory, University Park, Pennsylvania
- 61 Snowdon, J.C.: Mechanical Four-Pole Parameters and their Applications, Journal of Sound and Vibration, 1970, Band 15, Seiten 307-323
- 62 Hu, W. L. C.; Kana, D. D.: Four-Pole Parameters for Impedance Analyses of Conical and Cylindrical Shells under Axial Excitations, The Journal of the Acoustical Society of America: JASA, 1968, Band 43, Heft 4, Seite 683-690, Acoustical Society of America, Melville, NY, AIP
- 63 Seidel, E.: Schwingungstechnische Modellierung mechanischer Baugruppen auf der Grundlage von Impedanzmessungen, Technisches Messen, 2001, Band 68, Heft 10, Seiten 456-464
- 64 Seidel, E.: Messung von Vierpolparametern schwingungsmindernder mechanischer Konstruktionen, Technisches Messen, 1996, Band 63, Heft 5, Seiten 175-181
- 65 Freitag, H.: Einführung in die Vierpoltheorie, 2. Aufl. Stuttgart, Teubner, 1980
- 66 Glav, R.: On Acoustic Modelling of Silencers, Royal Institute of Technology, Technical Acoustics, Department of Vehicle Engineering, Stockholm
- 67 DIN EN ISO 10846-1: Akustik und Schwingungstechnik, Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente, Teil 1: Grundlagen und Übersicht (ISO/DIS 10846-1:2005); Deutsche Fassung prEN ISO 10846-1:2005, Entwurf Januar 2006
- 68 DIN EN ISO 10846-2: Akustik und Schwingungstechnik, Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente, Bestimmung der dynamischen Transfersteifigkeit elastischer Stützelemente für translatorische Schwingungen – Direktes Verfahren (ISO 10846-2 : 1997), Deutsche Fassung EN ISO 10846-2 : 1998
- 69 DIN EN ISO 10846-3: Akustik und Schwingungstechnik, Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente, Teil 3: Indirektes Verfahren für die Bestimmung der dynamischen Steifigkeit elastischer Elemente für translatorische Schwingungen (ISO 10846-3:2002), Deutsche Fassung EN ISO 10846-3, 2002
- 70 DIN EN ISO 10846-4: Akustik und Schwingungstechnik, Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente, Teil 4: Bestimmung der dynamischen Transfersteifigkeit von elastischen Elementen mit Ausnahme elastischer Stützelemente für translatorische Schwingungen (ISO 10846-4:2003); Deutsche Fassung EN ISO 10846-4: 2003

- 71 DIN EN ISO 10846-5: Akustik und Schwingungstechnik, Laborverfahren zur Messung der vibroakustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente, Teil 5: Ermittlung der Transfersteifigkeit elastischer Stützelemente aus der Eingangssteifigkeit bei Anregung in translatorischer Richtung und tiefen Frequenzen (ISO/DIS 10846-5:2005); Deutsche Fassung EN ISO 10846-5:2005
- 72 Snowdon, J. C.: Vibration Isolation: Use and Characterisation, National Bureau of Standards Handbook 128, National Bureau of Standards, Washington, 1979
- 73 Schneeberger, F.: Vorlesung Nachrichtenübertragungstechnik, Version 1, FH-Bochum, Bochum, 2002; [www.fh-bochum.de/fb3/nu-lab/downloads/nu\\_vorlesung.pdf](http://www.fh-bochum.de/fb3/nu-lab/downloads/nu_vorlesung.pdf)
- 74 Kammeyer, K.-D.: Nachrichtenübertragung, 3., neuberarb. und erg. Auflage November 2004, B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2004
- 75 Müller, G.; Möser, M.: Taschenbuch der Technischen Akustik, 3., erweiterte und überarbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2004
- 76 Heckl, M.; Müller, H.A.: Taschenbuch der technischen Akustik - 2. Aufl. - Berlin; Heidelberg; New York; Springer, 1994
- 77 Gade, S.; Herlufsen, H.: Use of Weighting Functions in DFT/FFT Analysis (Part I), Technical Review Nr. 3: Windows to FFT Analysis Part I, Naerum, Bruel + Krjaer 1987
- 78 Gade, S.; Herlufsen, H.: Use of Weighting Functions in DFT/FFT Analysis (Part II), Technical Review Nr. 4: Windows to FFT Analysis Part II, Naerum, Bruel + Krjaer 1987
- 79 John, B.: Statistische Verfahren für Technische Messreihen : Arbeitsbuch für den Ingenieur, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1979
- 80 Scheffler, E.: Statistische Versuchsplanung und Auswertung : Eine Einführung für den Praktiker, 3., neu bearb. Und erw. Auflage, Dt. Verlag für Grundstoffindustrie, Stuttgart, 1997
- 81 Henn, H.; Sinambari, G. R.; Fallen, M.: Ingenieurakustik, 2., erweiterte und überarbeitete Auflage, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig, Wiesbaden, 1999
- 82 Kollmann, F. G.: Maschinenakustik: Grundlagen, Messtechnik, Berechnung, Beeinflussung, 2. neubearb. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Singapur, Tokio, Springer 2000
- 83 Langenfeld: B.: Untersuchung des Einflusses der Schiefstellung auf das Körperschallübertragungsverhalten sowie die Steifigkeit und Dämpfung eines FAG 6212 Rillenkugellagers, Studienarbeit, Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal, 2005
- 84 Smith, S. W.: The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing, Second Edition, California Technical Publishing, San Diego, 1999

- 85 Reitz, K.; Steinhuse, C.; Guimares, J. H. D.; Makarski, M.: Messung der Übertragungsfunktion zur Optimierung der Wälzlagerdiagnose, Aachener Beiträge zur angewandten Rechner-technik des Institutes für Bergwerks- und Hüttenmaschinenkunde, RWTH Aachen, Verlag der Augustinus-Buchh., Mainz, 2002
- 86 Makarski, M.; Guimares, J. H. D.; Bugge, H.; Reitz, K.; Steinhuse, C.: Measurement of Transfer Path for Bearing Diagnostics, Acta Acoustica united with Acoustica: the journal of European Acoustics As European Acoustic Association, Band 89, Heft 5, 2003
- 87 Reitz, K.; Guimares, J. H. D.: DFG Abschlussbericht zum Projekt "Analyse, Modellierung und Simulation der Körperschallemission von Wälzlagern in Abhängigkeit von Geometrie, Betriebspunkt und Oberflächenparametern"; Institut für Bergwerks- und Hüttenmaschinenkunde, Institut für Technische Akustik, RWTH Aachen, 2003
- 88 Guimares, J. H. D.; Reitz, K.; Makarski, M.; Steinhuse, C.: Investigation of Transferimpedances of Mounted rolling Bearings, Forum Acusticum Sevilla 2002, Sevilla, 2002
- 89 Guimares, J. H. D.: Equivalent surface approach in modelling of rough elastic contact in rolling bearings, DAGA`03, 29. Deutsche Jahrestagung für Akustik, Aachen, 2003
- 90 Cermelj, P.; Boltezar, M.: An indirect approach to investigating the dynamics of a structure containing ball bearings, Journal of Sound and Vibration, Band 276, Heft 1 / 2, Seiten 401 - 417
- 91 de Kraker, A.; Knaapen, R. J. W.; Kodde, L.; van Campen, D. H.: Experimental Determination of Rolling Element Bearing Stiffness, Proceedings of ISMA23, 1998, Volume I
- 92 Klumpers, K. J.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Dämpfung spielfreier Radialwälzlager, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1980
- 93 Zeillinger, R.: Zum Dämpfungsvermögen von Wälzlagern und Wälzlagerverbindungen, Dissertation, Wien, 1995
- 94 DIN 55026: Werkzeugmaschinen, Spindelköpfe mit Zentrierkegel und Flansch, Maße, März 1980, Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin
- 95 Backhaus, S.-G.: Neues Schall- und Schwingungsmessgerät am IMW, Mitteilungen des Instituts für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, 2003

# Vita

Stefan-Georg Backhaus **Name**

23.04.1975 **Geburtsdatum**

Göttingen **Geburtsort**

Grundschule, Orientierungsstufe, Realschule **Schulbildung**  
und Fachgymnasium Technik in Göttingen 1981-1994  
Abschluss: allgemeine Hochschulreife

Technische Universität Clausthal **Studium**  
Diplom-Ingenieur Maschinenbau 10.1994-05.2000

Institut für Maschinenwesen 09.1997-03.1999  
Technische Universität Clausthal  
Wissenschaftliche Hilfskraft

Institut für Maschinenwesen 06.2000-01.2006  
Technische Universität Clausthal  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter

Bosch Rexroth AG Seit 02.2006  
Brueninghaus-Hydraulik GmbH  
Elchingen  
Entwicklungsingenieur





