

# Simulation des dynamischen Verhalten eines Wellenzapfen – Lager-Lagerstruktur-Systems mittels der Finite- Elemente- Methode

Nsenga, E. B

*Wie in der Literatur nachgewiesen wurde ist das Gleitlager ein Körperschallübertrager. Die Übertragung des Körperschalls durch Gleitlager wird durch Analyse des dynamischen Verhaltens der beteiligten Komponenten (Wellenzapfen, Ölfilm und Lagerstruktur) des Systems ermittelt.*

*Dazu wird mit Hilfe der FEM das dynamische Verhalten von Getriebenlager unter verschiedenen Betriebsbedingungen simuliert und ihre Einflüsse auf das Schwingverhalten untersucht.*

*The journal bearing is a vibration transfer element as proved in the literature. The vibration transmission through the bearing is determined by the analysis of the dynamic behavior of its components (journal, Oil film and bearing structure) involved in the system. The dynamic behavior of gear bearing is simulated by means of the FEM and its influence on the vibrational behavior is investigated.*

## 1 Einleitung

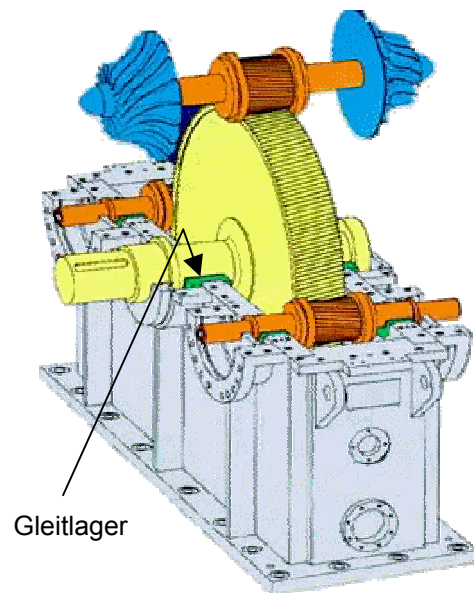
Es ist bekannt, dass der durch den Zahneingriff eines Getriebes entstehende Körperschall sich vom Zahnradkörper über die Welle, Lager (hier Gleitlager) in das Gehäuse verbreitet. Die Übertragung des Körperschalls vom Wellenzapfen über den Ölfilm in die Lagerstruktur, d.h das Körperschallübertragungsverhalten des Lagers, wird durch die Analyse des dynamischen Verhalten der beteiligten Komponenten des Systems ermittelt. Das Wellenzapfen als Anteil der Gesamtwellen, die Ölfilmeigenschaften im Betriebszustand und die Lagerstruktur als Lagerschale- Gehäuseanteil gehören zu diesen Komponenten. Die Simulation dieses Systems mittels eines Rechenmodells auf Basis der Finiten Elemente Methode ist hilfreich zur Beurteilung der Einflüsse von Parametern wie Lagerstruktursteifigkeit und Betriebsbedingungen auf das dynamische Verhalten.

## 2 Vorgehensweise bei der Simulation

### 2.1 Betrachter Fall

Es wird hier, wie im **Bild 1**, ein Zahnradgetriebetyp mit gleitgelagerten Wellen und kastenförmige Ge-

häuse betrachtet. Als Beispiel werden Lager unterschiedlicher Arten (Kreiszyylinder, Taschen-, Zwei-keil- und Dreikeillager) unter festgelegten Betriebsbedingungen betrachtet, die eine bestimmte dynamische Lagersteifigkeit und Dämpfung bestimmen lassen /1/. Der Lagerdurchmesser  $D$  und das Breitenverhältnis  $B/D$  wurden 120mm bzw. 0,5 genommen. Die statische Last  $F_{\text{stat}}$  beträgt 9kN und 36 KN und die Ölviskosität bei 50°C ist  $29 \cdot 10^{-3}$  NS/m. Der Drehzahlbereich liegt bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  bis  $10000 \text{ min}^{-1}$ .



**Bild 1:** Getriebentyp mit gleitgelagerten Wellen und kastenförmigen Gehäuse

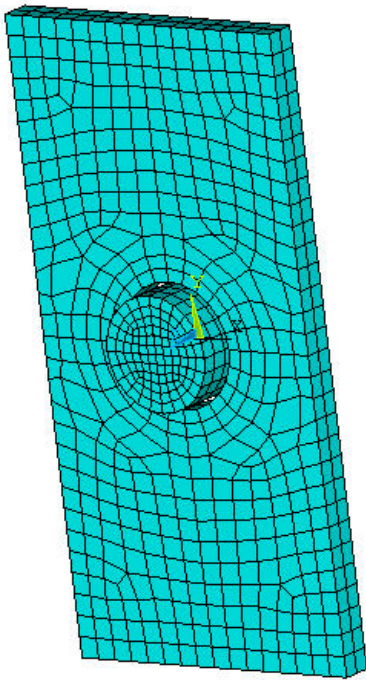
### 2.2 Modellbildung

Das zu analysierende System, bestehend aus Wellenzapfen, Lagerölfilm, Lagerstruktur als Gesamtheit aus Lagerschale und Gehäuseanteil, wird durch Finite Elemente modelliert, **Bild 2**. Dabei kann als FE-Modelle folgende verwendet werden :

- für das Wellenzapfen: ein 3D-FE-Modell oder ein FE-Massen-Modell. Der aus der Welle beteiligte Anteil wird als doppel der Lagerbreite genommen;
- für die Lagerstruktur: ein Schalen- oder 3D-FE-Modell, wobei der beteiligte Anteil des Gehä-

ses als eine rechteckige Platte konstanter Breite und Höhe vorgenommen wird und deren Dicke als Parameter variiert wird. Diese Platte wird an ihren Ränder festgehalten. Es wird eine unendliche Steifigkeit zwischen Lagerschale und Gehäuse angenommen, so dass beide Strukturen als eine Einheit abgebildet sind.

- für das Lager: lineare isotrope Feder- und Dämpferelemente, deren Anordnung wie in **Bild 3** erfolgt.



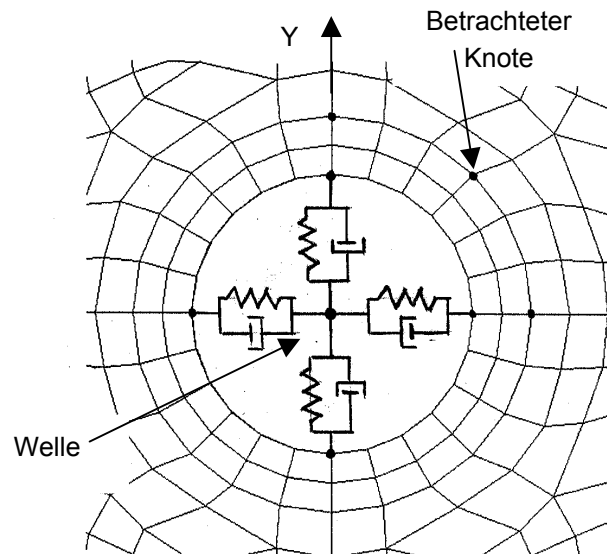
**Bild 2:** FE-Modelle der Wellenzapfen und Anteil der Gehäusestruktur

### 2.3 FEM-Rechnung

Um einen Überblick von Parametereinflüssen wie beispielsweise die Gehäusemasse bzw. Steifigkeit und die dynamische Lagersteifigkeit auf das Schwingungsverhalten des Systemes erhalten zu können, wird zunächst eine Parametervariation durchgeführt. Hierbei werden die Plattendicke (15mm, 30 mm, 60 mm) und die auf die Bezugsstruktursteifigkeit bezogene Lagersteifigkeit variiert. Die Lagersteifigkeit wird auf 1/100, 1/10, 1/1, 10, 100 mal variiert. Der Bezugswert der Steifigkeit ( $K_{str}$ ) wird eine Plattendicke von 30 mm angenommen, deren mittlerer Wert von  $30 \cdot 10^8$  N/m durch eine statische FE-Rechnung ermittelt wird.

Den verschiedenen Betriebsbedingungen (statische Last, Drehzahl,...) werden für das Gleitlager die Sommerfeldzahl ermittelt und daraus die dynamische Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten bestimmt /1/.

Das dynamische Verhalten des Systems wird durch eine Frequenzganganalyse ermittelt, wobei die Anregungskraft radial auf die Welle erfolgt und deren Amplitude für eine Betriebsbedingung konstante gehalten wurde. Es wird hier für die Rechnung das FE-Programm „Ansys“ verwendet.



**Bild 3:** Kopplung der beiden FE- Modelle mit lineare Feder- und Dämpferelemente

### 3 Einige Ergebnisse

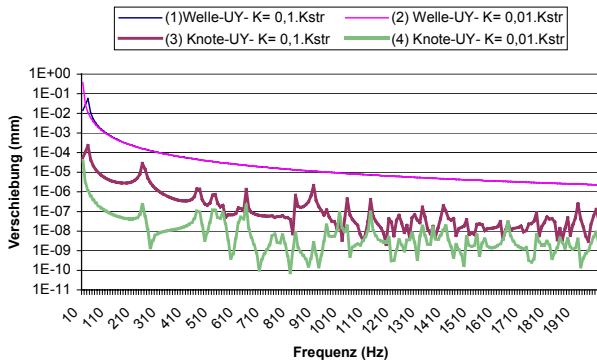
In den folgender Bilder sieht man die an einem Knoten in der Lagerstruktur und an der Welle beobachtende Amplitude der Schwinggrößen (Verschiebungs- und /oder Beschleunigungsverläufe) über der Anregungsfrequenz für verschiedene Parametervariationen, wobei keine Axialanregungskraft betrachtet wird.

In den **Bildern 3** und **5** erkennt man den Einfluß der Lagersteifigkeit auf das dynamische Verhalten. Besonders zu beachten ist die Tatsache, dass die Schwingungsamplitude in gewisser Grenze mit der wachsender Lagersteifigkeit ansteigt.

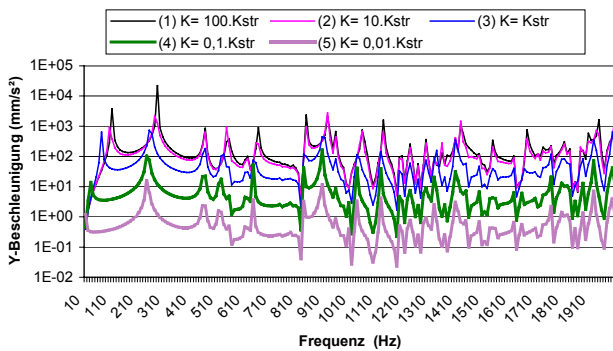
Im **Bild 6** und **7** sieht man den Einfluß der Lagerstruktursteifigkeit, die hier durch Plattendickenvariation geändert wird. Für eine sehr steife Kopplung ( $K/K_{str}$  von 100/1) zwischen der Struktur und dem Wellenzapfen bewirkt die Änderung der Lagersteifigkeit fast kein Einfluß auf das dynamischen Verhalten des betrachteten System. Für eine steife

Kopplung ( $K/K_{str} = 1/1$ ) weichen die Schwingungsverläufe voneinander nur sehr gering aus und bei sehr weiche Kopplung wird die Ausweichung größer.

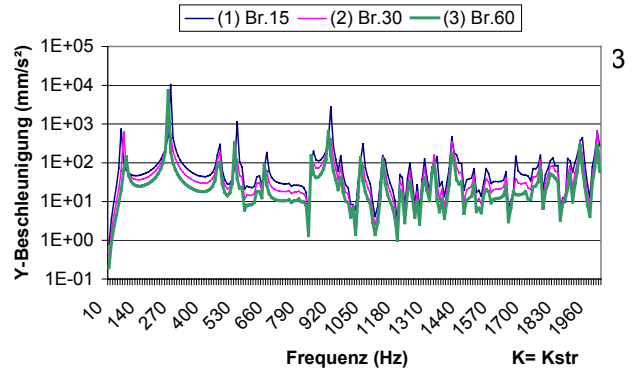
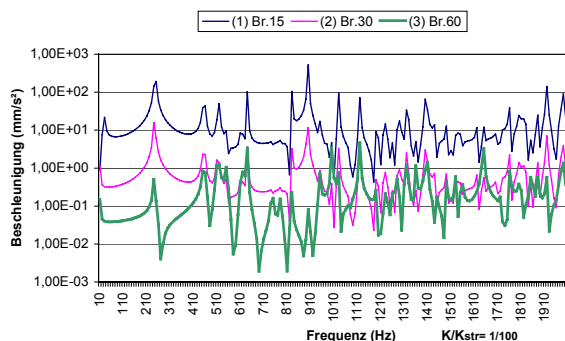
Die **Bilder 8, 9, 10** und **11** zeigen die Gegenüberstellung der Verläufe für verschiedenen Lagerarten zu dem des Kreiszyylinderlagers für den Fall einer statischen Last von 9 kN und 36 kN. Die Drehzahl bleibt konstante bei 10.000 U/min. Hier erkennt man einen relativ kleinen Einfluß im betrachteten Frequenzbereich.



**Bild 4:** Y-Verschiebung der Welle und des betrachteten Knotens für zwei Verhältnisse  $K/K_{str}$  von 1/100 und 1/10. Plattendicke von 60 mm, Erregerkraft  $F_{dyn}$  von 3,6 kN.

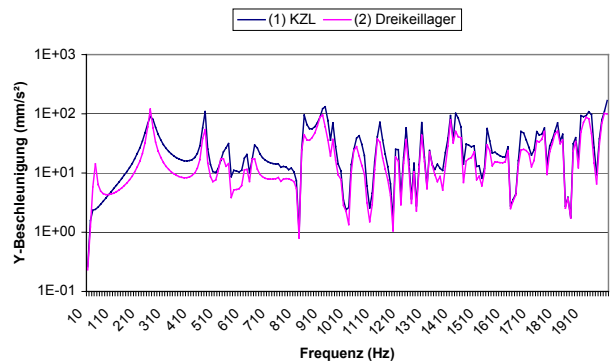


**Bild 5:** Y-Beschleunigung des betrachteten Knotens für verschiedene Verhältnisse  $K/K_{str}$  von 1/100, 1/10, 1/1, 10/1, 100/1 und für eine Plattendicke von 30 mm,  $F_{dyn}$  von 3,6 kN.

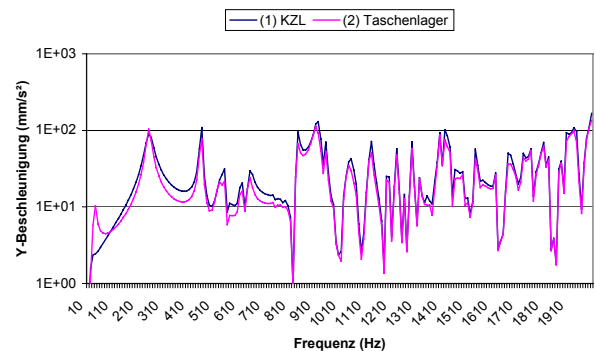


**Bild 6:** Amplitude der Schwingbeschleunigung des betrachteten Knotens für verschiedene Plattendicke von 15, 30, 60 mm und für das Verhältnis  $K/K_{str}$  von 1/1,  $F_{dyn}$  von 3,6 kN.

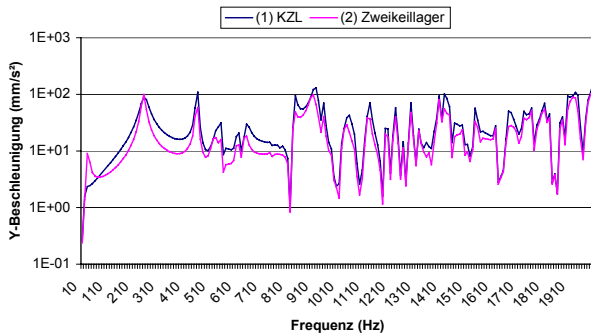
**Bild 7:** Amplitude der Schwingbeschleunigung des betrachteten Knotens für verschiedene Plattendicke von 15, 30, 60 mm und für das Verhältnis  $K/K_{str}$  von 1/100,  $F_{dyn}$  von 3,6 kN.



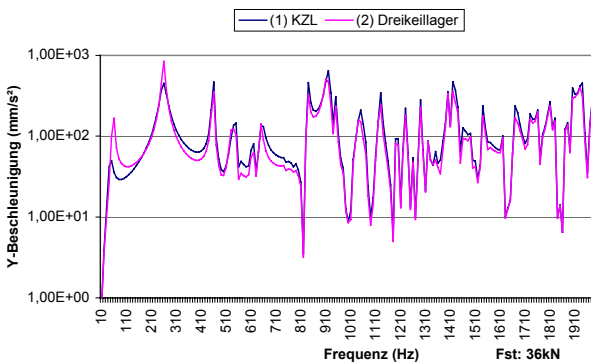
**Bild 8:** Vergleich der Schwingbeschleunigungen des betrachteten Knotens für das Kreiszyylinderlager und Zweikeillager,  $F_{st}$ : 9kN;  $F_{dyn}$ : 1 kN; Drehzahl  $n$ : 10000  $\text{min}^{-1}$



**Bild 9:** Vergleich der Schwingbeschleunigungen des betrachteten Knotens für das Kreiszyllinderlager und Taschenlager;  $F_{st}$ : 9kN;  $F_{dyn}$ : 1 kN; Drehzahl  $n$ : 10000  $\text{min}^{-1}$



**Bild 10:** Vergleich der Schwingbeschleunigungen des betrachteten Knotens für das Kreiszyllinderlager und Dreikeillager,  $F_{st}$  von 9kN,  $F_{dyn}$  von 1kN und Drehzahl  $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$



**Bild 11:** Vergleich der Schwingbeschleunigungen der betrachteten Knoten für das Kreiszyllinderlager und Taschenlager,  $F_{st}$  von 36 kN,  $F_{dyn}$  von 3,6 kN und Drehzahl  $n = 10.000 \text{ min}^{-1}$

#### 4 Ausblick

Eine Simulation des gekoppelten Wellenzapfen-Lagerstruktur-System mittels der Finiten Elemente Methode wird im Frequenzbereich bis 2kHz durchgeführt, um eine Orientierungsaussage über die Einflußparameter wie Lagersteifigkeit und Lagerstruktursteifigkeit auf das Schwingverhalten des Systems treffen zu können. Die Ergebnisse zeigt die Tendenz der Beeinflussungen, wobei die dynamische Lagereigenschaften eine bedeutende Rolle spielen. Zur Abdeckung des akustischen Frequenzbereiches soll eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt und die Ergebnisse mit denen

der Rechnungen verglichen werden, damit der Modellierungsgrad der Finiten Elemente ermittelt werden kann.

#### 5 Literatur

- /1/ Glienicke, J.: Feder- und Dämpfungskonstante von Gleitlagern für Turbomaschinen und deren Einfluß auf das Schwingungsverhalten eines einfachen Rotors. Diss. TH Karlsruhe, 1966
- /2/ Nefske, D.J. ;Sung, S. H.: Engine Vibration and Noise Reduction Using a Crank-Block System Modell. SAE-Paper 891129, 1989
- /3/ Schönherr, C.: Geräuschenstehung durch die Interaktion Kurbelwelle und Motorblockstruktur. Diss. TH Aachen 1995
- /4/ Gasch, R. ; Knothe, K : Strukturdynamik. Springerverlag, 1987
- /5/ Stelzmann, U.; Groth, C.; Müller, G.: FEM für Praktiker- Band 2: Strukturdynamik. 2. Auflage, 2001