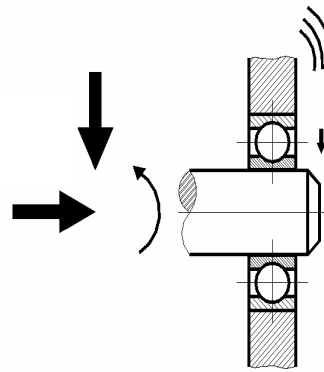


Modellierung und Messung des Übertragungsverhaltens von Wälzlagern

Kruk, R.; Thoden, D.

Die Ermittlung des Körperschallübertragungsverhaltens von Lagerungen spielt für die akustische Simulation von Maschinen und Anlagen eine entscheidende Rolle. Um die dafür nötigen Kenndaten zu ermitteln, ist es nötig, passende theoretische Modelle zu entwickeln und anhand von Versuchen zu verifizieren. Dazu ist ein Prüfstand erstellt worden, mit dem sich bei unterschiedlichsten Betriebs- und Umgebungsparametern das Körperschallübertragungsverhalten messen lässt.



The knowledge of the performance of structure-borne noise of bearings is essential for the acoustical simulation of machinery and equipment. In order to get the needed characteristics suitable theoretical models have to be developed and verified by experimental tests. Therefore a test site was designed and built up to measure the acoustical performance under different operating parameters.

1 Einleitung

Heutzutage werden hohe Anforderungen an rotierende Teile von Maschinen gestellt. Besonders wichtig sind die dynamischen Eigenschaften der Teile, die Einfluss auf das Arbeitsgeräusch, die Lebensdauer und dynamischen Kräfte haben. Bei Lagern ist auch die Betriebszustandsüberwachung wichtig, weil damit rechtzeitig Informationen zu Austausch und Wartung der Maschine gewonnen werden können.

Dieser Artikel soll eine Methode darstellen, um theoretische Modelle zu verifizieren und in Zukunft weiter zu entwickeln, damit es möglich wird, spezielles Konstruktionswissen zur Maschinenakustik in den früheren Phasen des Produktentstehungsprozesses einzusetzen. Dies gilt für Maschinenelemente wie z.B. Getriebe und rotierende Wellen, die durch wechselnde Anregungen dynamische Kräfte erzeugen, die meistens unerwünschte Auswirkungen auf den Betrieb haben und die Lebensdauern verringern können.

2 Theoretische Arbeiten an Modellen von Wälzlagern

Die mathematische Beschreibung der in Maschinen auftretenden physikalischen Ereignisse ist bei der Entwicklung und Konstruktion sehr nützlich. Solche theoretischen Modelle liefern wichtige Informationen für den Konstrukteur noch vor der Fertigung eines Prototyps, sie beschleunigen die Entwicklungszeit und bringen eine erhebliche Kostenersparnis für den gesamten Konstruktionsprozess. Solche Modelle sind in vielen Bereichen der Technik im Einsatz, so auch in der Maschinenakustik. Mit ihnen wird es möglich mit einer gewissen Genauigkeit Eigengeräusche (Sound Engineering) oder Eigenfrequenzen bereits in der Entwicklung zu bestimmen. Diese Modellierungsansätze gelten auch für Lager. Am IMW wurden bereits einige Arbeiten durchgeführt, in denen solche Modelle verwendet wurden.

Eines dieser Modelle ist das von Richter /4/, es wurde in der Programmierumgebung MATLAB umgesetzt.

In dem Modell werden folgende Betriebsparameter für Bestimmung der Hertz'schen Pressung im Wälzlager benutzt: statische Belastung (axial, radial), Drehzahl (Kreiselmoment, Fliehkraft) und geometrische Abmaße. Darüber hinaus werden die Schmierbedingungen (Art des Öls) und die Betriebstemperatur betrachtet.

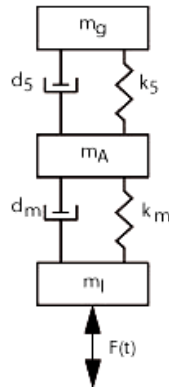


Bild 1: Lagermodell mit drei Freiheitsgraden /4/

Das Ergebnis der Simulation sind Steifigkeiten und Dämpfungen. Die Steifigkeiten werden für den Kontakt zwischen Wälzelement und Innen- oder Außenring des Lagers für alle Wälzkörper bestimmt. Zur Bestimmung der Dämpfungen werden Schmiereinflüsse berücksichtigt, die Werkstoffdämpfung wird als deutlich kleiner angenommen und deswegen vernachlässigt.

Diese berechneten Werte lassen sich dann zur Berechnung in einem Lagermodell einsetzen, wie es in **Bild 1** zu sehen ist.

Das System mit drei Freiheitsgraden besteht aus den drei Massen (m_G – Gehäusemasse, m_A – Außenringmasse, m_I – Innenringmasse), die mit Feder- und Dämpferelementen verbunden sind. Die Dämpfung d_5 und Steifigkeit k_5 wurden empirisch ermittelt (siehe /4/). Die Faktoren d_m und k_m werden simuliert und iterativ im Modell berechnet.

Die Steifigkeit k_m stellt eine vereinfachte gesamte Lagersteifigkeit dar und wird aus der Lagersteifigkeit k_g und der vereinfachten Schmierfilmsteifigkeit k_{pl} zwischen den beiden Laufbahnen unter Vernachlässigung der Wälzkörpermasse berechnet. Die Schmierfilmsteifigkeiten k_{pl} beider Laufbahnen werden in dem Fall als Parallelschaltung betrachtet. Die Zusammenstellung der Steifigkeit lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$k_m = \frac{1}{\frac{1}{k_{pl,i}} + \frac{1}{k_{pl,o}}} + k_g$$

Hier ist k_g ein Verhältnis von statischer Last F_r und Verschiebung y_r (beide in radiale Richtung):

$$k_g = \frac{F_r}{y_r}$$

Die Schmierfilmsteifigkeiten zwischen innerer ($k_{pl,i}$) und äußerer ($k_{pl,o}$) Laufbahn und Wälzelement werden nach folgender Formel bestimmt /4/:

$$k_{pl} = E_{öl} \frac{l}{h} \left(2b - \sqrt{\frac{2}{\gamma_3}} \cdot \gamma_4 \right)$$

Bei der Berechnung der Dämpfung d_m wird die Schmierfilmdämpfung auf den beiden Laufbahnen unter Vernachlässigung der Werkstoffdämpfung des Wälzlagermaterials berücksichtigt. Analog zur Steifigkeit wird hier folgendes Modell angewendet:

$$d_m = \frac{1}{\frac{1}{d_{pl,i}} + \frac{1}{d_{pl,o}}}$$

Die Schmierfilmdämpfung für die innere $d_{pl,i}$ und äußere $d_{pl,o}$ Laufbahn wird wie folgt berechnet:

$$d_{pl} = E_{öl} \frac{l}{h} \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{2}{\gamma_3}} \cdot \gamma_5$$

Dabei gelten für die γ_3 , γ_4 , γ_5 und b

$$\gamma_3 = 12 \frac{\eta \omega}{h^2 E_{\text{Öl}}}$$

$$\gamma_4 = \frac{\tanh\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) \cos^{-2}\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) + \tan\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) \cosh^{-2}\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right)}{1 + \tanh^2\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) \tan^2\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right)}$$

$$\gamma_5 = \frac{\tanh\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) \cos^{-2}\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) - \tan\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) \cosh^{-2}\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right)}{1 + \tanh^2\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right) \tan^2\left(\frac{2b}{2} \sqrt{\frac{\gamma_3}{2}}\right)}$$

$$b = \sqrt{\frac{8F_k(1-\mu^2)}{\pi \sum \rho E}}$$

Die Größen l und b beschreiben hierbei die Schmierspaltfläche und h die Spaltdicke (**Bild 2**).

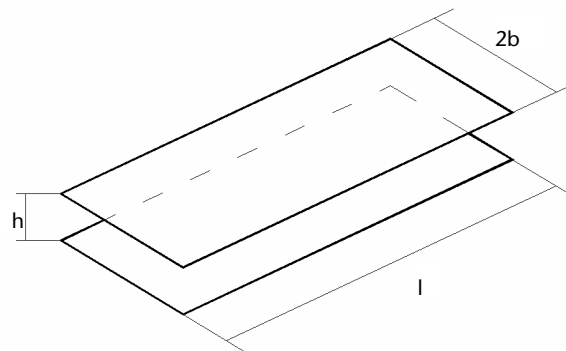


Bild 2 :Das Plattenmodell eines Schmierspaltens /4/

Die Größe F_K ist die Kraft im Hertz'schen Kontakt, die in dem Modell iterativ berechnet wird. $\sum \rho$ stellt die Krümmungssumme der kontaktierenden Flächen aus der Hertz'schen Theorie dar.

Als weitere Werte für die Dämpfungsberechnung wird die Kreisfrequenz ω der rotierenden Welle, die dynamische Viskosität η des

Schmiermittels in $\left[\frac{Ns}{m^2}\right]$ und dessen Elastizitätsmodul $E_{öl}$ benötigt.

E und μ bezeichnen E-Modul und Querkontraktionszahl der Wälzkörper- und Lagerringmaterialien.

Mit diesem Modell wurde nach der Implementierung in MATLAB ein Rillenkugellager mit 60 mm Wellendurchmesser berechnet. Die ermittelten Steifigkeiten und Dämpfungen sind in **Bild 3** und **Bild 4** zu sehen.

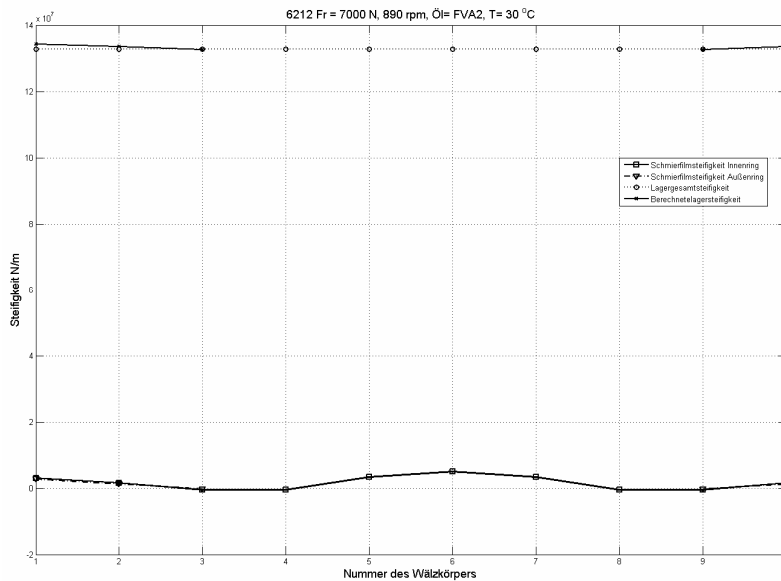


Bild 3: Berechnete Steifigkeiten: $k_{pl,i}$, $k_{pl,o}$, k_g , k_m

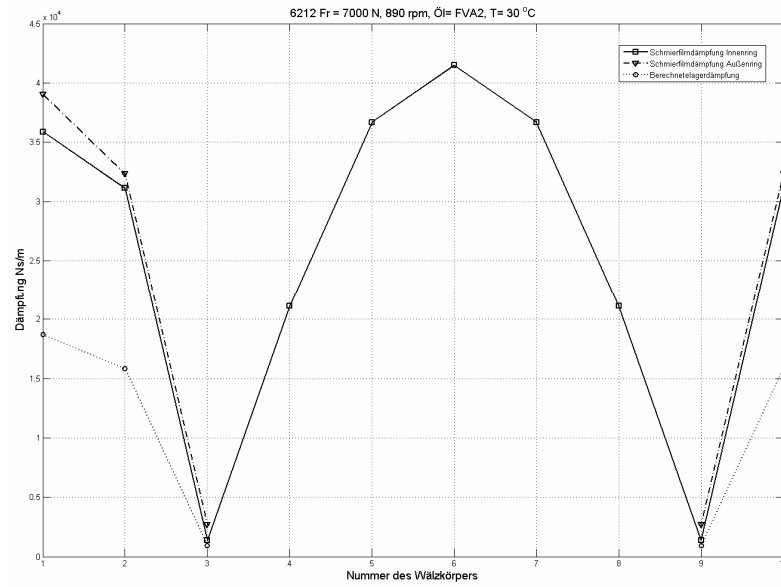


Bild 4: Berechnete Dämpfungen: $d_{pl,ir}$, $d_{pl,or}$, d_m

Die dargestellten Ergebnisse sind hier als theoretische Einleitung zu den experimentellen Arbeiten dargestellt. Sie werden später mit gemessenen Werten verglichen und verifiziert. Das Ziel der gesamten Arbeit ist es, den Stand des theoretischen Wissens so nah wie möglich an die Realität zu bringen. Zu diesem Zweck werden praktische Versuche zum Lagergeräusch auf einem Prüfstand durchgeführt, der im nächsten Kapitel vorgestellt wird.

3 Aufbau des Prüfstandes und Messmethode

Der für die Messungen eingesetzte Lagerprüfstand besteht aus zwei Hauptbaugruppen, dem Antrieb und der gleitgelagerten Hauptwelle. Sie sind durch eine Membrankupplung verbunden, damit beide Seiten biegeweich entkoppelt sind und die Körperschallübergang vom Antrieb zum Versuchsobjekt am anderen Ende der Hauptwelle unterbunden wird. Der Prüfstand ist in **Bild 5** mit den beiden großen Gleitlagergehäusen zu sehen.



Bild 5: Gesamtansicht des Lagerprüfstands

Die Anlage ist im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten am IMW entworfen und gebaut worden. Mit diesem Prüfstand lassen sich unterschiedliche Betriebsparameter für Lager wie Drehzahl und Last in radialer und axialer Richtung genau einstellen. Durch den Einsatz eines Frequenzrichter gespeisten Elektromotors mit 75 kW und Planetengetriebe gibt es die Möglichkeit zur stufenlosen Drehzahleinstellung bis zu 5000 U/min. Diese Grenze ergibt sich aus der Antennengeometrie der verwendeten Telemetrie, die bei der Messdatenerfassung eingesetzt wird. Die aktuellen Lastrichtungen hängen von der

Art des Versuchslagers ab, grundsätzlich ist der Lagerprüfstand so konzipiert und ausgelegt, dass Lasten radial in der Größe bis 80 kN und axial bis 20 kN auch kombiniert aufgebracht werden können. Die Radiallast besteht aus einem statischen Anteil in der genannten Höhe und einem überlagerten dynamischen Anteil bis 1 kN, der von einem elektromagnetischen Schwingerreger (Shaker) aufgebracht wird. Dieser kann in einem Frequenzbereich bis 9 kHz betrieben werden. Neben den Lasten lassen sich die Schmierbedingungen in Form von Lagerbetriebstemperatur und Öldurchflussmenge einstellen.

Um akustische Eigenschaften von Lagern zu messen, wird das Objekt in eine Platte eingepresst, die als Gehäuse betrachtet wird. Mit unterschiedlichen Ausführungen dieser Lagerplatte kann so der Einfluss von Passung und Umgebungssteifigkeit untersucht werden. Die Anregung durch den Shaker breitet sich als Körperschall in der Platte aus und erreicht die dort angebrachten Sensoren. Die Sensoren befinden sich über dem Lagersitz in zwei Richtungen (parallel und senkrecht zur Anregungsrichtung) auf beiden Seiten der Platte. Der Körperschall wird durch das Lager (Außenring, Wälzelement, Innenring) zur Welle und den darauf aufgeklebten Sensoren geleitet. Das Messsignal der Welle wird zum Rekorder telemetrisch übertragen. Es werden zwei Arten von Sensoren verwendet. Die relative Dehnung wird mit piezokeramischen Dehnungssensoren aufgenommen. Die Beschleunigung wird mit ICP-Aufnehmern erfasst. Beide Sensorarten liefern bis in den unteren Ultraschallbereich lineare Messsignale.

Plattenseitig sind jeweils ein Beschleunigungs- und Dehnungssensor paarweise angebracht, wohingegen auf der Welle die Beschleunigungen stirnseitig und die Dehnungen in eingefrästen Taschen hinter dem Lagersitz gemessen werden (**Bild 6**). Das Übertragungsverhalten von Platte und Welle wird durch gesonderte Messungen ermittelt und aus dem späteren Ergebnis herausgerechnet.

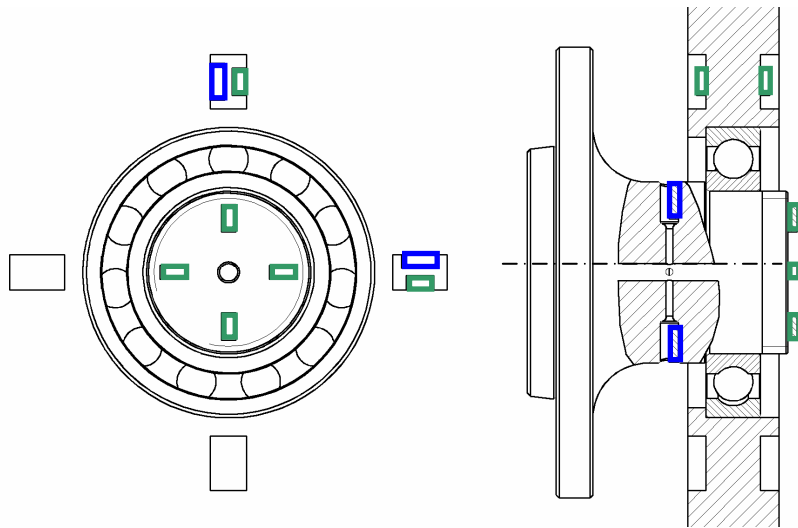


Bild 6: Positionierung von Sensoren in dem Lagerprüfstand für Erfassung von akustischen Lagereigenschaften (— Dehnungssensoren, — Beschleunigungssensoren)

Während einer Messung werden die Betriebsparameter (Drehzahl, Last) und die Messsignale aus 8 Dehnungssensoren und 8 Beschleunigungsaufnehmern digital aufgezeichnet. Der eingesetzte Rekorder ermöglicht Aufnahme in einem Echtzeitbetrieb von insgesamt 32 Kanälen mit einer Samplerate bis 102 kHz. Zusätzlich wird bei dem Versuch die Verkippung der Platte mittels Messuhren kontrolliert und protokolliert. Diese Verkippung kann dabei als zusätzlicher Messparameter verwendet werden.

In der derzeitigen Konfiguration können zwei Größen an Wälzlagern und eine Gleitlagergröße gemessen werden. Durch den modularen Aufbau ist es aber jederzeit möglich, den Prüfstand auf andere Lagergeometrien umzurüsten, hierbei muss nur darauf geachtet werden, dass die Sensoren noch angebracht werden können.

4 Zusammenfassung

Die laufenden Versuche in IMW werden für die Bestimmung der akustischen Eigenschaften von Wälz- und Gleitlagern durchgeführt. Die im **Kapitel 3** erwähnte Konzeption des Prüfstandes ermöglicht einen re-

lativ einfachen und kostengünstigen Umbau zwischen verschiedenen Lagertypen.

Der Lagerprüfstand erlaubt durch die Möglichkeit der einfachen Parametereinstellung nicht nur die Anwendung im Lagerakustikbereich sondern auch bei der Untersuchung von Lebensdauern oder Betriebszustanddiagnosen.

Es ist möglich das System weiter sowohl für neue Arten von Messobjekten als auch mit zusätzlichen Sensoren auszurüsten.

5 Literatur

- /1/ Seidel, E.: Wirksamkeit von Konstruktion zur Schwingungs- und Körperschalldämmung in Maschinen und Geraten
- /2/ Kollmann, F. G.; Schösser T. F.; Angert R.: Praktische Maschinenakustik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- /3/ Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall. Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1996
- /4/ Richter, H. P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Körperschalleitung von Wälzlagern in Maschinen. Darmstadt 1989