

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.

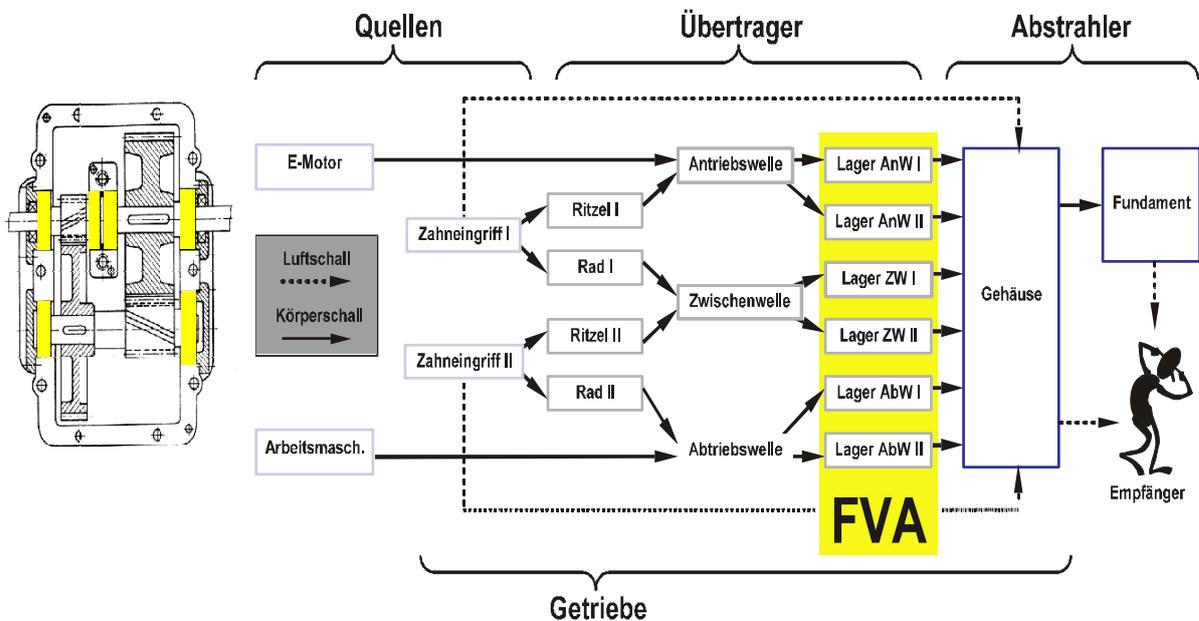


Bild 1: Querschnitt- und Schallflussdiagramm eines zweistufigen Getriebes

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 Geräuschkürzung 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 η . 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 Wälzlagern. 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 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 Kreismomente auf die Wälzkörper sowie die kompletten Schmierbedingungen der Wälzlager vernachlässigt. Das hat erheblichen Einfluss auf die Steifigkeit und Dämpfung des Lagers.