Akustische Eigenschaften einer geometrisch unvollständig ähnlichen Getriebebaureihe

Christian Adams[1], Joachim Bös[1], Konstantin Völker[2], Markus Lutz[2], Tobias Melz[1,3]
[1] *TU Darmstadt, Fachgebiet Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik SAM, 64289 Darmstadt*
E-Mail: adams@sam.tu-darmstadt.de
[2] *SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG, Ernst-Blickle-Str. 42, 76646 Bruchsal*
[3] *Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Bartningstraße 47, 64289 Darmstadt*

Einleitung

Modellgesetze können in der Maschinenakustik eingesetzt werden, um das akustische Verhalten von Maschinen-Baureihen zu analysieren. Dabei geht es weniger um eine exakte Vorhersage des akustischen Verhaltens als vielmehr um eine schnelle und zuverlässige Abschätzung. Die untersuchte Getriebebaureihe wird von der SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG zur Verfügung gestellt (siehe Abbildung 1). Sie ist geometrisch unvollständig ähnlich, d. h. die geometrischen Abmessungen werden mit unterschiedlichen Faktoren skaliert. Dadurch lassen sich die Eigenfrequenzen der Getriebebaureihe nur näherungsweise mit dem Modellgesetz abschätzen. Ziel dieses Beitrags ist es, die experimentell ermittelten Eigenfrequenzen eines Getriebegehäuses (des sogenannten Grundentwurfs) auf skalierte Getriebegehäuse (sogenannte Folgeentwürfe) zu skalieren, wobei die mit dem Modellgesetz skalierten Eigenfrequenzen von den tatsächlich gemessenen Eigenfrequenzen der Folgeentwürfe nicht mehr als 20 % abweichen sollen. Diese maximale Abweichung ist typisch in der industriellen Praxis, um eine erste Abschätzung des akustischen Verhaltens von Produkten vornehmen zu können – insbesondere in frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses.

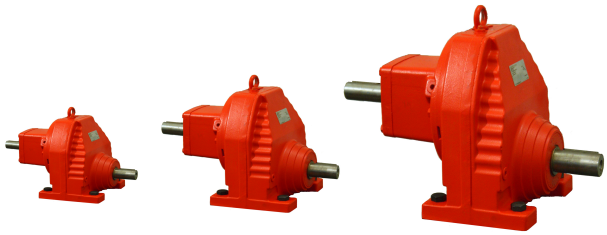

Abbildung 1: Beispiel für eine Getriebebaureihe

Zunächst werden experimentelle Modalanalysen an den drei Getriebegehäusen durchgeführt. Anschließend wird das Modellgesetz verwendet, um die Eigenfrequenzen der Folgeentwürfe mit denen des Grundentwurfs abzuschätzen. Die abgeschätzten Eigenfrequenzen werden im nächsten Schritt mit den tatsächlich gemessenen Eigenfrequenzen der Folgeentwürfe verglichen. Weiterhin wird mittels MAC-Analyse (MAC: modal assurance criterion) die Reihenfolge der Eigenschwingformen geprüft, um die Ähnlichkeit der Eigenschwingformen des Grundentwurfs und der Folgeentwürfe zu prüfen. Dies ist eine Voraussetzung, um Modellgesetze anwenden zu können [1].

Modellgesetz für die Eigenfrequenzen

Ein Modellgesetz für die Eigenfrequenzen von einfachen Platten und plattenähnlichen Strukturen lässt sich aus Ähnlichkeitsbetrachtungen auf Basis von Finite-Elemente-Modellen ermitteln [1, 2], wobei auch Sensitivitätsanalysen eingesetzt werden können [2]. Solche Modellgesetze lassen sich auch zur Skalierung experimentell ermittelter Eigenfrequenzen einsetzen [3, 4].

Bei vollständiger geometrischer Ähnlichkeit, d. h. alle geometrischen Abmessungen werden mit demselben Faktor skaliert, skalieren die Eigenfrequenzen f_n der Getriebegehäuse mit einem Potenzgesetz

$$\frac{f_n^{(\mathrm{r})}}{f_n^{(\mathrm{p})}} = \phi_f = \phi_l^{-1}, \tag{1}$$

wobei ϕ_l den Maßstabsfaktor der geometrischen Abmessungen bezeichnet. Das hochgestellte (r) bezeichnet vollständig ähnliche Folgeentwürfe (von engl. *replica*) und das hochgestellte (p) den Grundentwurf (von engl. *parent*). Die untersuchte Getriebebaureihe ist jedoch geometrisch unvollständig ähnlich. Es wird angenommen, dass die Eigenfrequenzen auch bei geometrisch unvollständiger Ähnlichkeit näherungsweise mit einem Potenzgesetz skalieren [5]. Somit kann folgendes Modellgesetz postuliert werden

$$f_n^{(\mathrm{a})} = \overline{\phi}_f f_n^{(\mathrm{p})}, \tag{2}$$

wobei $\overline{\phi}_f$ den mittleren Maßstabsfaktor der Eigenfrequenzen bezeichnet

$$\overline{\phi}_f = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \phi_{f_i}, \tag{3}$$

der sich als Mittelwert aus den Maßstabsfaktoren der Eigenfrequenzen ϕ_{f_i} ergibt. Das hochgestellte (a) bezeichnet die geometrisch unvollständig ähnlichen Folgeentwürfe (von engl. *avatar*). In diesem Beitrag wird der Maßstabsfaktor $\overline{\phi}_f$ a-posteriori aus den Maßstabsfaktoren der gemessenen Eigenfrequenzen ϕ_{f_i} berechnet, da zunächst grundlegend validiert werden soll, inwieweit der Ansatz in Gleichung (2) gerechtfertigt ist. Im nächsten Schritt soll der mittlere Maßstabsfaktor anhand der Geometrie, z. B. in Analogie zu Gleichung (1), der Getriebegehäuse berechnet werden, was jedoch Inhalt zukünftiger Beiträge sein soll.

Messaufbau

Die drei Getriebegehäuse werden nacheinander auf einem Prüfstand montiert (siehe Abbildung 2), wobei die Getriebegehäuse ohne Wellen, Lager, Zahnräder und Eingangsflansch betrachtet werden. Abbildung 3 zeigt den Messaufbau des Grundentwurfs. Die Getriebegehäuse werden auf vier Luftfedern montiert, die über Aluminiumprofile an ein Fundament geschraubt werden. Die Aluminiumprofile sind mit Sand gefüllt und mit Schwerfolie beklebt, um Schwingungen und Körperschall zu reduzieren. Die Luftfedern werden mit Umgebungsdruck beaufschlagt, so dass ihre Resonanzfrequenz bei $< 10\,\mathrm{Hz}$ liegt, was sehr viel kleiner ist als die ersten Eigenfrequenzen der drei Getriebegehäuse. Folglich kann erwartet werden, dass die Lagerung die Eigenfrequenzen nicht nennenswert beeinflusst und dass die Getriebegehäuse praktisch frei gelagert sind.

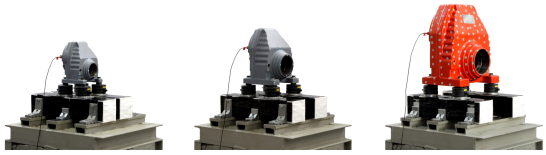

Abbildung 2: Getriebegehäuse auf dem Prüfstand zur experimentellen Modalanalyse, links: 1. Folgeentwurf, Mitte: Grundentwurf, rechts: 2. Folgeentwurf

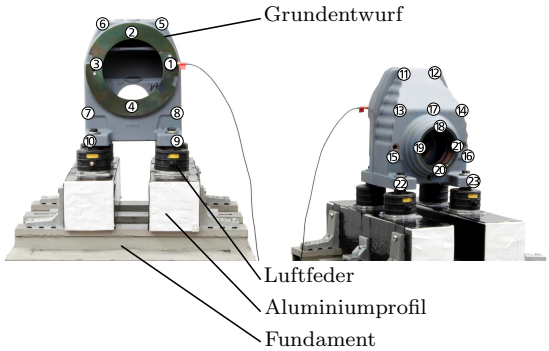

Abbildung 3: Grundentwurf mit Bezeichnung der Messpunkte

Die Getriebegehäuse werden an 24 Messpunkten mit einem Impulshammer (Dytran 5850B) angeregt, wobei – sofern dies möglich ist – in alle drei Raumrichtungen angeregt wird. Die Beschleunigung wird mit einem triaxialen Beschleunigungssensor (Dytran 3093B1) am Messpunkt 1 gemessen, siehe Abbildung 3. Da aufgrund der Sensorpositionierung eine Anregung am Messpunkt 1 nicht unmittelbar möglich ist, wird leicht oberhalb von Messpunkt 1 angeregt. Die Messpunkte der Folgeentwürfe werden in Analogie zu denen des Grundentwurfs festgelegt.

Die Übertragungsfunktionen zwischen der Beschleunigung am Messpunkt 1 und der Anregungskraft an allen Messpunkten werden durch Mittelung über drei Einzelmessungen ermittelt. Für die Frequenzspektren werden 12801 Stützstellen verwendet, was einer Frequenzauflösung von 1,56 Hz entspricht. Die Übertragungsfunktionen des Grundentwurfs können zwischen 1,5 und 5,0 kHz, die des 1. Folgeentwurfs zwischen 1,9 und 5,0 kHz und die des 2. Folgeentwurfs zwischen 0,9 und 3,6 kHz sinnvoll ausgewertet werden. Unterhalb der genannten Frequenzen schwingen die Getriebegehäuse nicht nennenswert und oberhalb der genannten Frequenzbereiche sind die Übertragungsfunktionen verrauscht, was auf eine unzureichende Impulsanregung in diesem Frequenzbereich zurückzuführen ist. Mit Hilfe der Modalanalysesoftware ME'scope wird ein Stabilitätsdiagramm erstellt, wobei die *alias free polynomial method* [6] bei einer maximalen Modellgröße von 80 zielführend für die Auswertung ist.

Ergebnisse

Die mit der Modalanalyse identifizierten Eigenschwingformen der beiden Folgeentwürfe werden im ersten Schritt den Eigenschwingformen des Grundentwurfs zugeordnet. Dazu werden die Eigenschwingformen mittels MAC-Analyse verglichen

$$MAC = \frac{\left|\underline{\psi}^{(\mathrm{p})H}\underline{\psi}^{(\mathrm{a})}\right|^2}{\underline{\psi}^{(\mathrm{p})H}\underline{\psi}^{(\mathrm{p})}\underline{\psi}^{(\mathrm{a})H}\underline{\psi}^{(\mathrm{a})}}. \tag{4}$$

$\underline{\psi}^{(\mathrm{p})}$ und $\underline{\psi}^{(\mathrm{a})}$ bezeichnen die (komplexen) Eigenschwingformen des Grund- bzw. des Folgeentwurfs. Das hochgestellte H bezeichnet komplex transponierte Eigenschwingformen [7]. Die MAC-Matrizen sind in Abbildung 4 dargestellt. Generell sind die MAC-Werte $< 0{,}8$, was auf eine eher geringe Übereinstimmung der Eigenschwingformen hindeutet. Dies lässt sich vor allem auf die geringe Anzahl der Messpunkte sowie auf die geometrisch unvollständige Ähnlichkeit der Getriebegehäuse zurückzuführen. Dennoch lassen sich die Eigenschwingformen anhand der MAC-Matrizen und anhand eines optischen Vergleichs prinzipiell zuordnen. Die ersten fünf Eigenschwingformen des 1. Folgeentwurfs stimmen qualitativ mit den Eigenschwingformen des Grundentwurfs überein. Die sechste und die siebte Eigenschwingform des Grundentwurfs können bei der Modalanalyse des 1. Folgeentwurfs nicht identifiziert werden. Die achte und die neunte Eigenschwingform des 1. Folgeentwurfs stimmen wiederum qualitativ mit denen des Grundentwurfs überein. Beim 2. Folgeentwurf können die Eigenschwingformen eins, zwei und vier sowie sechs bis neun den entsprechenden Eigenschwingformen des Grundentwurfs zugeordnet werden, wobei die Eigenschwingformen drei und fünf des Grundentwurfs bei der Modalanalyse des 2. Folgeentwurfs nicht identifiziert werden können. Aufgrund der geometrisch unvollständigen Ähnlichkeit der Getriebebaureihe können nicht alle Eigenschwingformen des Grundentwurfs den Eigenschwingformen der Folgeentwürfe zugeordnet werden. Daher beschränkt sich die nachfolgende Analyse auf die eindeutig zuordenbaren Eigenformen sowie deren Eigenfrequenzen.

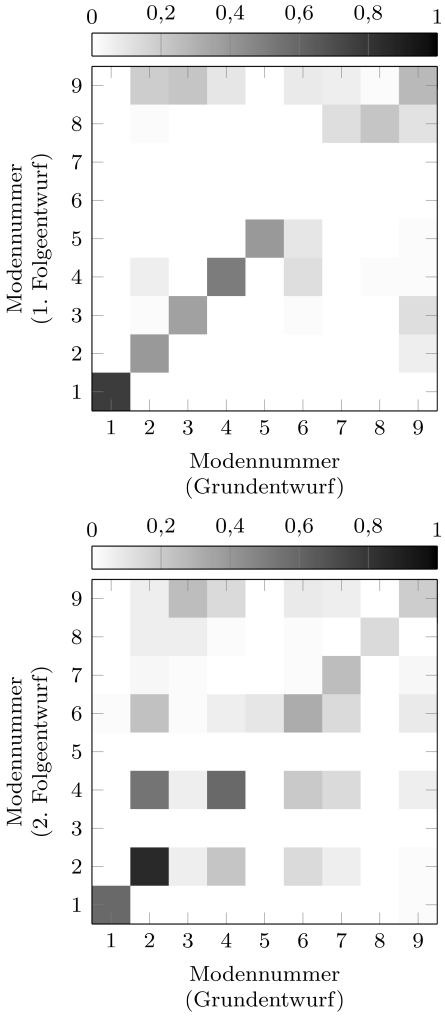

Abbildung 4: MAC-Matrizen der gemessenen Eigenschwingformen, oben: 1. Folgeentwurf, unten: 2. Folgeentwurf

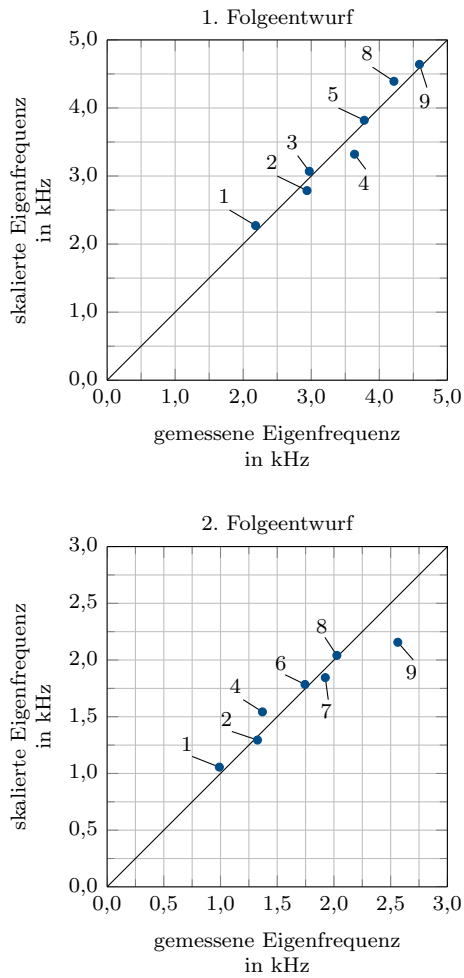

Abbildung 5: skalierte und gemessene Eigenfrequenzen, oben: 1. Folgeentwurf, unten: 2. Folgeentwurf, Nummern entsprechen den Modennummern

Abbildung 5 zeigt auf den Abzissen die gemessenen Eigenfrequenzen der Folgeentwürfe und auf den Ordinaten die mithilfe von Gleichung (2) skalierten Eigenfrequenzen. Liegen die Punkte auf der Hauptdiagonalen, die als schwarze Linie eingezeichnet ist, entsprechen die skalierten Eigenfrequenzen den gemessenen Eigenfrequenzen. Es zeigt sich, dass die skalierten Eigenfrequenzen grundsätzlich gut mit den gemessenen Eigenfrequenzen übereinstimmen. Der mittlere Fehler aufgrund der Skalierung beträgt 4 % für den 1. Folgeentwurf und 6 % für den 2. Folgeentwurf, die maximalen Fehler 8,8 % bzw. 15,9 %. Folglich eignet sich das Modellgesetz in Gleichung (2) grundsätzlich zur Skalierung der gemessenen Eigenfrequenzen im Rahmen der geforderten Genauigkeit von 20 %.

Tabelle 1 zeigt die Maßstabsfaktoren zu jeder Eigenfrequenz sowie den mittleren Maßstabsfaktor $\overline{\phi}_f$. Da die Folgeentwürfe geometrisch unvollständig ähnlich sind, ergibt sich für jede Eigenfrequenz ein anderer Maßstabsfaktor. Dennoch lassen sich die Eigenfrequenzen mit dem mittleren Maßstabsfaktor skalieren, so dass eine erste Abschätzung der Eigenfrequenzen innerhalb der Getriebebaureihe möglich ist.

Ausblick

In zukünftigen Beiträgen soll erforscht werden, wie der Maßstabsfaktor $\overline{\phi}_f$ anhand der Geometrie ermittelt werden kann. Erste Ansätze, z. B. die Betrachtung der Volumendifferenz von Grundentwurf und Folgeentwurf, waren bislang nicht zielführend, so dass hier weiterer Forschungsbedarf besteht. Weiterhin sollen Modalanalysen der Getriebegehäuse mit 3D-Laservibrometrie durchgeführt werden. Dabei können mehr Messpunkte verwendet werden, so dass die Eigenschwingformen detaillierter erfasst werden. Dadurch kann auch die Zuordnung der Eigenschwingformen zueinander verbessert werden, was weitere Aussagen zum Skalierungsverhalten der Eigenfrequenzen der Getriebegehäuse ermöglichen soll. Schließlich sollen mit dem Modellgesetz auch die Eigenfrequenzen der Getriebegehäuse in Abhängigkeit von verschiedenen Baugruppen, die an die Getriebegehäuse montiert werden, skaliert werden können. Beispielsweise kann anstelle des in Abbildung 1 dargestellten Eingangsflansches auch ein Elektromotor an die Getriebegehäuse montiert werden. Das Modellgesetz soll also auf Getriebebaukästen erweitert werden.

Tabelle 1: tatsächliche Maßstabsfaktoren ϕ_{f_i} und Mittelwert $\overline{\phi}_f$ der Folgeentwürfe

	ϕ_{f_i}									
Folgeentwurf	1	2	3	4	5	6	7	8	9	$\overline{\phi}_f$
1. Folgeentwurf	1,32	1,45	1,33	1,51	1,36	–	–	1,32	1,36	1,38
2. Folgeentwurf	0,60	0,66	–	0,57	–	0,63	0,67	0,64	0,76	0,64

Literatur

[1] De Rosa, S., Franco, F., Meruane, V.: Similitudes for the structural response of flexural plates. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 230(2), 174–188, 2016

[2] Adams, C., Bös, J., Slomski, E.M., Melz, T.: Scaling laws obtained from a sensitivity analysis and applied to thin vibrating structures. Mechanical Systems and Signal Processing 110(2018), 590–610, 2018

[3] Adams, C., Bös, J. und Melz, T.: An experimental investigation of vibrating plates in similitude and the possibility to replicate the responses using sensitivity-based scaling laws. In: 6th NOVEM – Noise and Vibration Emerging Methods, Ibiza, Spanien, 7.–9. Mai 2018

[4] Adams, C., Bös, J. und Melz, T.: Experimentelle Untersuchung der Ähnlichkeit skalierter Plattenstrukturen. In: DAGA 2018 – 44. Jahrestagung für Akustik, München, 19.–22. März 2018.

[5] De Rosa, S. und Franco, F.: Analytical similitudes applied to thin cylindrical shells. Advances in Aircraft and Spacecraft Science 2(4), 403–425, 2015.

[6] ME'scope VES Help, 2018.

[7] Allemang, R.J.: The modal assurance criterion – twenty years of use and abuse. Sound and Vibration, 1(August), 14–21, 2003