Simulationsbasierte akustische Optimierung eines Bahngetriebes

Eric Hensel[1], Sebastian Zumach[1], Prof. Dr.-Ing. Welf-Guntram Drossel[1]

[1] *Fraunhofer Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU, 09126 Chemnitz, Email: eric.hensel@iwu.fraunhofer.de*

Einleitung

Die akustischen Eigenschaften von Getrieben gewinnen als Qualitätsmerkmal zunehmend an Bedeutung. In unterschiedlichsten Bereichen der Industrie steigen die Anforderungen an das akustische Verhalten und die damit verbundene Verringerung der Lärmbelästigung stetig an. Der vorliegende Beitrag befasst sich mit der simulativen Abbildung und Optimierung des akustischen Verhaltens eines einstufigen Bahn-Stirnradgetriebes. Auf Basis eines dynamischen Simulationsmodells werden akustisch kritische Betriebspunkte bei einem definierten Drehmoment identifiziert und Möglichkeiten zur Absenkung der Schallemission und zur Verschiebung akustisch auffälliger Drehzahlbereiche aufgezeigt. Durch gezielte Anpassung der Verzahnungsmikrogeometrien, unter Berücksichtigung der Tragfähigkeit und durch konstruktive Anpassungen des Getriebegehäuses innerhalb gegebener Bauraum- und Massegrenzen, werden Systemanregung und -antwort optimiert.

Die Abbildung des akustischen Gesamtsystems wird mit Hilfe zweier Simulationsumgebungen durchgeführt. Zur detaillierten Abbildung der Zahneingriffsverhältnisse und zur Identifizierung akustisch kritischer Drehzahlen wird, unter Berücksichtigung aller im System relevanten Nachgiebigkeiten, das Berechnungsprogramm RomaxDESIGNER [1] genutzt. Die anschließende numerische Analyse der dynamischen Eigenschaften des Getriebegehäuses wird in Ansys [2] durchgeführt. Die Übergabe der Schnittstellenparameter zwischen beiden Simulationsprogrammen sowie die Auswertung der Berechnungsergebnisse erfolgt mittels Matlab [3].

Aufgrund einer entsprechenden Geheimhaltungsvereinbarung mit dem Industriepartner dürfen im folgenden Beitrag keine Modelle bzw. Bilder vom untersuchten Bahngetriebe gezeigt werden. Die zur Beschreibung der Vorgehensweise notwendigen Abbildungen werden exemplarisch an einem Prüfgetriebe dargestellt. Die gezeigten Ergebnisse beruhen hingegen auf den Untersuchungen des Bahngetriebes.

Simulation der Systemanregungen

Im ersten Schritt erfolgt der Aufbau des dynamischen Simulationsmodells zur Ermittlung der im System vorhandenen Anregungen. In der Regel ist die Hauptanregungsquelle bei Zahnradgetrieben im Zahneingriff zu finden. Nach [4] sind die Hauptursachen für Anregungen, welche durch den Zahneingriff in Getrieben entstehen, die zeitlich veränderliche Zahneingriffssteifigkeit, Verzahnungsabweichungen von der Sollgeometrie und Eingriffsstörungen durch vorzeitigen Zahneingriff. Neben der entsprechenden Verzahnungsgeometrie ist die Kenntnis von Verformungen und Verlagerungen des Umfeldes der Verzahnung von entscheidender Bedeutung. Dazu zählen überwiegend die Verformungen der Getriebewellen, Durchsenkungen von Lagern und Deformationen des Getriebegehäuses, welche in Summe zu veränderten Zahneingriffsverhältnissen im Vergleich zu den theoretischen Kontaktgegebenheiten ohne Berücksichtigung des Umfeldes führen können. Aus den genannten Gründen ist es für die statische und die dynamische Systemanalyse zwingend erforderlich, die entsprechenden Einflüsse zu kennen und gegebenenfalls in der Simulation zu berücksichtigen.

Die Leistungsübertragung des zu untersuchenden Bahngetriebes erfolgt über eine schrägverzahnte Stirnradstufe, wobei deren Antrieb über die Ritzelwelle und Abtrieb über die entsprechende Radwelle realisiert wird. Die Abstützung des Getriebes erfolgt über eine 3-Punkt-Lagerung, wobei zwei Lagerstellen über Wälzlager auf der Abtriebswelle und die dritte Lagerstelle über eine Drehmomentstütze am Getriebegehäuse realisiert wird. Innerhalb des Getriebes erfolgt die Lagerung der Abtriebswelle über eine angestellte Lagerung und die Anbindung der Antriebswelle über Wälzlager in Fest-Loslager-Anordnung.

Um die oben genannten Einflüsse hinreichend genau im Simulationsmodell abzubilden, werden Getriebegehäuse, Radkörper und Drehmomentstütze als elastische Strukturen eingebunden. Die Ergebnisse der entsprechenden Einflussuntersuchungen werden hier nicht aufgeführt. Eine exemplarische Darstellung des dynamischen Simulationsmodells ist in Abb. 1 zu sehen. Mit Hilfe

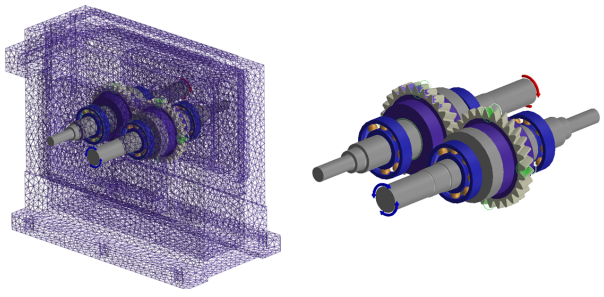

Abbildung 1: Dynamisches Simulationsmodell (exemplarische Darstellung an einem Prüfgetriebe)

des dargestellten Simulationsmodells werden die akustisch relevanten Drehzahlen ermittelt und die Schnittstellenparameter für die folgende numerische Berechnung bereitgestellt. Des Weiteren erfolgt auf Basis der Zahnkontaktsimulation eine akustische Optimierung der Verzahnungsmikrogeometrie unter Berücksichtigung

tragfähigkeitsrelevanter Gesichtspunkte. Der Einfluss der Dämpfung auf die Ausprägung der unterschiedlichen Antwortgrößen wird in Form einer Rayleigh-Dämpfung abgebildet (vgl. [5]). An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass keine messdatenbasierte Simulation (bspw. unter Verwendung eines model updating's für elastische Strukturen) im Rahmen des zugrundeliegenden Projektes durchgeführt werden konnte. Da jedoch der Vergleich unterschiedlicher Modellvarianten im Fokus des vorliegenden Beitrages liegt und somit alle Varianten mit dem gleichem Dämpfungsverhalten simuliert werden, stellt dies eine akzeptable Vereinfachung dar.

Identifizierung kritischer Drehzahlen

Für die Identifizierung kritischer Drehzahlen wird eine Approximation der abgestrahlten Schallleistung nach [6] über die gemittelte effektive Oberflächenschwingschnelle $\overline{\tilde{v}_i^2}$ für n diskrete Punkte an der Gehäuseoberfläche nach Gl. 1 verwendet.

$$\overline{\tilde{v}^2} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \tilde{v}_i^{\,2} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}^2}\right] \qquad (1)$$

Diese Näherung wird gewählt, um eine Identifizierung kritischer Drehzahlen über einen großen Drehzahlbereich in RomaxDESIGNER zu realisieren. Die gleichmäßige Verteilung der verwendeten Stellen bzw. Knoten auf der Gehäuseoberfläche zur Ermittlung der Oberflächenschwingschnelle nach Gl. 1 ist exemplarisch in Abb. 2 dargestellt. Die abgestrahlte Schallleistung P_W

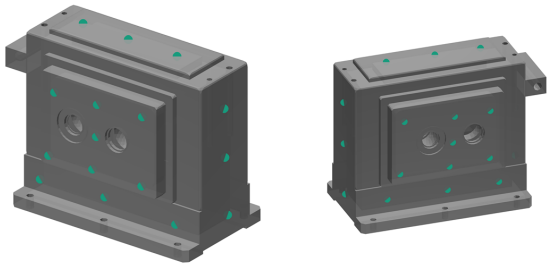

Abbildung 2: Für Abschätzung der Schallleistung ausgewählte Oberflächenknoten (exemplarische Darstellung an einem Prüfgetriebe)

ergibt sich nach [6] unter der Annahme eines in erster Annäherung über den Frequenzbereich als konstant angenommenen Abstrahlgrades $\sigma = 1$, einer konstanten Fläche $S = 1\,\mathrm{m}^2$ und einer Schallkennimpedanz von $Z_L = 413{,}6\,\frac{\mathrm{N\,s}}{\mathrm{m}}$ zu

$$P_W = Z_L \cdot S \cdot \sigma \cdot \overline{\tilde{v}^2} \qquad [\mathrm{W}] \qquad (2)$$

Anhand der über den Drehzahlbereich abgeschätzten Schallleistung, gezeigt in Pegeldarstellung in Abb. 3, lassen sich für ein definiertes, konstantes Eingangsdrehmoment kritische Drehzahlen, die für die weiteren Betrachtungen ausgewählt werden, identifizieren. Die folgende Auswertung und Optimierung der akustischen Eigenschaften des Bahngetriebes wird exemplarisch anhand der in Abb. 3 markierten Drehzahl n_{krit} aufgezeigt.

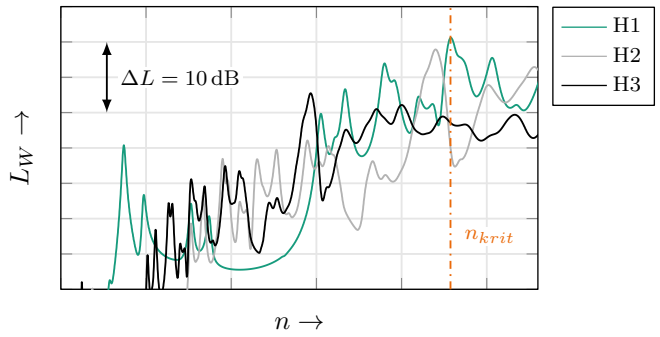

Abbildung 3: Abgeschätzter Schallleistungspegel über der Eingangsdrehzahl zur Identifizierung kritischer Drehzahlen für die ersten drei Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz $H1$ bis $H3$

Schallabstrahlungsberechnung

Für die ermittelten kritischen Drehzahlen wird eine numerische Simulation durchgeführt, um die akustischen Eigenschaften des Getriebegehäuses analysieren und optimieren zu können. Zur detaillierten Abbildung der Anregungen aus dem Zahneingriff in der numerischen Simulation ist es notwendig, dynamische Randbedingungen, welche auf Basis des eingangs beschriebenen, dynamischen Simulationsmodells ermittelt wurden, als Schnittstellenparameter zur Verfügung zu stellen. Dazu werden die komplexen Verschiebungen aller drei Raumrichtungen an den Lagerstellen der Wellen sowie der Lagerung des Gehäuses (Drehmomentstütze) als Randbedingung für die FE-Simulation verwendet. Weiterhin gehen die Anregungen der ersten bis dritten Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz der kritischen Drehzahlen mit Einschränkung des relevanten Frequenzbereiches auf 500 bis 2500 Hz ein. Nach der Durchführung einer harmonischen Analyse des Gehäuses mit den oben genannten Verschiebungsrandbedingungen werden die resultierenden Oberflächenschwingschnellen als Randbedingung der Luftschallberechnung verwendet. Hierfür erfolgt die Modellierung einer Hüllkugel (Fluid) um das Gehäuse, deren Oberfläche mit infiniten Elementen zu belegen, um eine Schallausbreitung in einen unendlichen Raum abzubilden [7] (Bezeichnung im Folgenden: *numerisch*). Anschließend wird die Schallleistung durch eine flächenbezogene Mittelung des Schalldrucks auf dieser Oberfläche ermittelt (Bezeichnung im Folgenden: *abgeschätzt*). Parallel dazu werden Oberflächenschwingschnellen ausgewählter Gehäuseoberflächen, dargestellt in Abb. 4, für eine flächengewichtete Abschätzung der abgestrahlten Schallleistung genutzt. Dadurch können die Einflüsse von Verzahnungsmikro- und Gehäusegeometrieänderungen mit um etwa 70 % geringerer Berechnungsdauer im Vergleich zur numerischen Schallabstrahlungsberechnung abgeschätzt werden.

Nach [6] ergibt sich die abgestrahlte Schallleistung unter Berücksichtigung einzelner Teilflächen S_i durch Einsetzen von

$$\overline{\tilde{v}^2} = \frac{1}{S}\sum_{i=1}^{n} S_i \tilde{v}_i^{\,2} \qquad \left[\frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}^2}\right] \qquad (3)$$

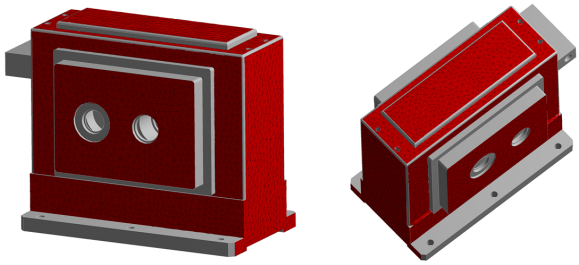

Abbildung 4: Ausgewählte Flächen (rot) für abgeschätzte Schallleistung (exemplarische Darstellung an einem Prüfgetriebe)

in Gl. 2, wobei sich die Gesamtfläche S aus der Summe der Teilflächen S_i berechnet und der Abstrahlgrad ρ weiterhin als konstant angenommen wird.

Gegenüberstellung von abgeschätzter und numerisch berechneter Schallleistung

Die Gegenüberstellung der abgeschätzten und numerisch berechneten Schallleistung (vgl. Abb. 5 für die kritische Drehzahl n_{krit}) zeigt, dass die hier vorgestellte Methode eine gute Näherung liefert. Bei der ersten Harmonischen

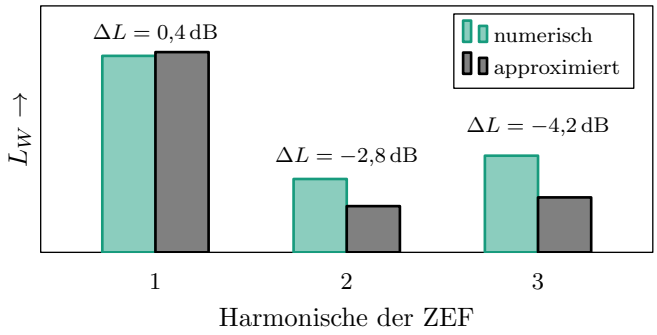

Abbildung 5: Numerisch berechneter und abgeschätzter Schallleitungspegel der ersten drei Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz (ZEF)

der Zahneingriffsfrequenz betragen die Abweichungen im Schallleistungspegel maximal 1 dB. Bei der zweiten und dritten Harmonischen beträgt die Abweichung zwischen beiden Berechnungsansätzen bis zu 6 dB. Als Gründe für diese Abweichungen sind der als konstant angenommene Abstrahlgrad, die Diskretisierung des Fluids und die Anzahl der einbezogenen Gehäuseoberflächen zu nennen.

Optimierung der Verzahnungsmikrogeometrie

Wie eingangs beschrieben, spielt die Reduktion der im Zahneingriff entstehenden Anregung eine wichtige Rolle. Dies ist zum einen über die Makrogeometrie, z.B. durch eine geeignete Wahl von Sprung- und Profilüberdeckung, und zum anderen durch vorgegebene Mikrogeometrien zu erreichen. Durch das Aufbringen dieser Flankenkorrekturen können bspw. Verlagerungen, welche durch die Biegung von Wellen entstehen und sich u.U. negativ auf Tragfähigkeit und Akustik auswirken, gezielt ausgeglichen werden. Zur Realisierung dieses Ausgleichs existieren unterschiedliche Arten von Mikrogeometrieoptimierungen, angefangen bei Korrekturen in Profil- und Breitenrichtung bis hin zu topologischen Modifikation. Eine Auflistung über die Grundmodifikationen ist in [4] zu finden. Im zugrundeliegenden Projekt wurden Höhen- und Breitenballigkeiten sowie Flankenlinienwinkelmodifikationen, dargestellt in Abb. 6, zur Anregungsreduktion genutzt.

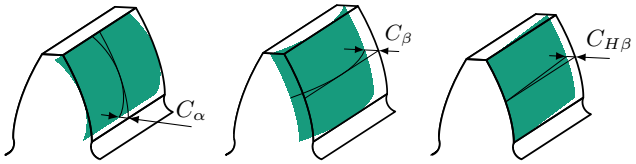

Abbildung 6: Angewandte Verzahnungsmikrogeometrien: *links:* Höhenballigkeit C_α, *Mitte:* Breitenballigkeit C_β, *rechts:* Flankenlinienwinkelmodifikation $C_{H\beta}$

Ein wesentlicher Bestandteil der Auslegung von Verzahnungsmikrogeometrien ist die Berücksichtigung der Lastabhängigkeit, was das Auffinden einer optimalen Geometrie für unterschiedliche Lastbereiche (bspw. Niedriglast, Teillast und Nennlast) erschwert. In vielen Fällen ist die Auslegung von Flankenkorrekturen für alle Lastbereiche nicht möglich. Diese Lastabhängigkeit resultiert u.a. aus Verformungen des Verzahnungsumfeldes und einem vorzeitigen Kopfkanteneingriff, der zur Lastabhängigkeit der realen Überdeckungsverhältnisse führt. Abb. 7 zeigt die Drehwegabweichung (engl.: *transmission error*, kurz: *TE*) als akustische Kenngröße einer Verzahnung in Abhängigkeit des Eingangsdrehmomentes T für das vorliegende Bahngetriebe. In der Darstel-

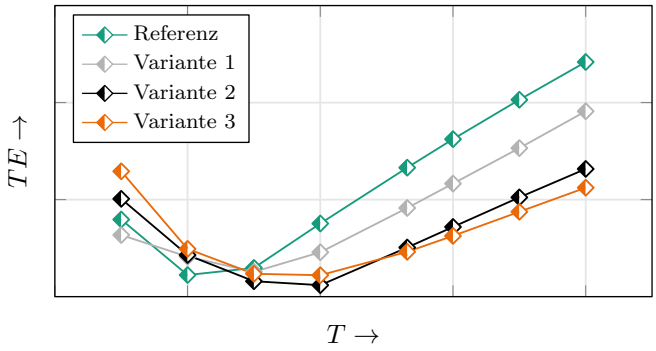

Abbildung 7: Abhängigkeit der ersten Harmonischen der Drehwegabweichung vom Eingangsdrehmoment

lung ist ein ausgeprägtes Minimum im mittleren, betrachteten Lastbereich zu erkennen, wobei die Wahl der optimalen Korrekturparameter für ein definiertes Eingangsdrehmoment durch eine Parameterstudie ermittelt wurde, wobei die erste Harmonische der Drehwegabweichung als Zielgröße verwendet wurde. Das festgelegte Drehmoment entspricht der Eingangslast für den zu optimierenden Nennlastbereich. Die Auswirkung der Mikrogeometrieoptimierung auf die Getriebeakustik wird, zusammen mit den Ergebnissen der Strukturoptimierung, in Abb. 9 dargestellt.

Gehäuseoptimierung

Für die Optimierung des Gehäuses werden die an der Abstrahlung beteiligten Flächen beurteilt, wobei sich die Bewertung auf die Analyse der Oberflächenschwingschnellen der Flächen bei kritischen Drehzahlen unter Berücksichtigung der engen Bauraum- und Massetoleranzen beschränkt. Durch Maßnahmen zur Steifigkeitsänderung können kritische Drehzahlen verschoben werden, um somit den geräuscharmen Lauf des Getriebes in einem Betriebspunkt zu erreichen. Für die hier betrachtete Drehzahl n_{krit} ist die Änderung der Flächenanteile (Produkt aus Flächeninhalt und mittlerer quadratischer Oberflächenschwingschnelle, siehe Gl. 3) vor und nach der Strukturoptimierung in Abb. 8 dargestellt. Durch eine lokale Änderung der Gehäusestruktur

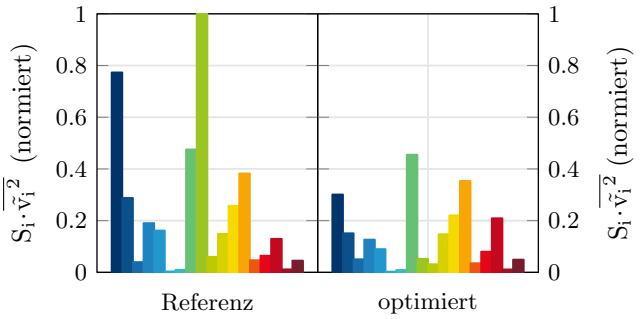

Abbildung 8: Gegenüberstellung der flächengewichteten Anteile an der Schallleistungsemission von Referenzmodell und optimierten Modell

kann die Auslenkung einzelner Flächen reduziert werden, was u.U. dazu führt, dass andere Flächen eine stärkere Beteiligung an der entsprechenden Schwingform erhalten. Zu erkennen ist dies in Abb. 8 am Verhältnis der blauen, grünen und roten Flächenanteile.

Ergebnis

Die Bewertung der Optimierungsmaßnahmen wird mit den abgeschätzten Schallleistungspegeln nach Gl. 2 und Gl. 3 durchgeführt. Eine Gegenüberstellung des Ausgangsmodells mit den Optimierungsvarianten *opt. Modell* (Gehäuseoptimierung) und *opt. Modell MGO* (Gehäuse- und Verzahnungsmikrogeometrieoptimierung) ist in Abb. 9 dargestellt. Dabei wurde bei einem Vergleich von kritischen Drehzahlen die Verschiebung relevanter Schwingformen aufgrund von Steifigkeitsunterschieden beachtet. Weiterhin ist anzumerken, dass aufgrund der beschriebenen Beschränkungen hinsichtlich Masse und Bauraum das Optimierungspotential am Getriebegehäuse begrenzt ist. Dass die erste Harmonische der Drehwegabweichung als Zielgröße zur Optimierung der Mikrogeometrie genutzt wurde, spiegelt sich in den entsprechenden Schallleistungen nach Abb. 9 wider. Gleiches gilt für die Strukturoptimierung am Getriebegehäuse. Aufgrund der Vernachlässigung der höheren Harmonischen bei der Optimierung besitzen diese bei bestimmten Drehzahlen einen höheren Schallleistungspegel im Vergleich zum Referenzmodell. Da die aus den höheren Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz resultierenden Schallleistungspegel deutlich unter denen der ersten Harmonischen liegen, wirken sich diese nicht auf den Gesamtpegel aus.

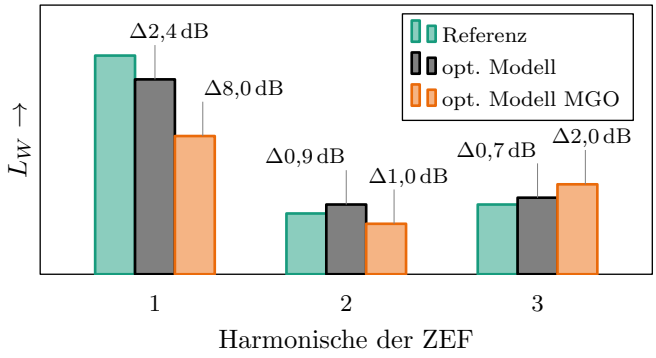

Abbildung 9: Vergleich der berechneten abgestrahlten Schallleistung für unterschiedliche Modellvarianten

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass im vorliegenden Fall die Minimierung der Anregung im System durch gezieltes Aufbringen von Verzahnungsmikrogeometrien das größte akustische Optimierungspotential bietet, da auf diese Weise das Anregungsniveau gesenkt wird und nicht nur das Abstrahlverhalten frequenzselektiv verändert wird.

Literatur

[1] Romax Technology: RomaxDESIGNER *release* R14.6, URL: `https://www.romaxtech.com/`

[2] Ansys Inc.: Ansys *release* 16.1, URL: `http://www.ansys.com/`

[3] The MathWorks: Matlab *release* R2015a, URL: `http://de.mathworks.com/`

[4] Linke, H.: Stirnradverzahnung. Carl Hanser Verlag, München, 2010

[5] Stelzmann, U.; Groth, C.; Müller, G.: FEM für Praktiker – Band 2: Strukturdynamik. 3. Aufl., expert verlag, Renningen, 2002

[6] Kollmann, F.-G.: Maschinenakustik. 2. Aufl., Springer, Berlin, 2000

[7] Howard, C. Q.; Cazzolato, B. S.: Acoustic Analyses Using Matlab and Ansys. CRC Press, Boca Raton, 2015