AUTOREN



Dr.-Ing. Fabian Duvigneau ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.



Dr.-Ing. Christian Daniel ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik der Ottovon-Guericke-Universität Magdeburg.



Dipl.-Ing. Sebastian Koch ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.



Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke ist Juniorprofessor am Institut für Mechanik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.

NVH in der Elektromobilität – Schwingungsanalyse mit Derotator

Radnabenmotoren sind günstig für das Package, stellen aber aufgrund ihrer Einbaulage erhöhte NVH-Anforderungen. Eine Arbeitsgruppe der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg untersucht mithilfe der optischen Betriebsschwingungsanalyse das Verhalten von Außenläufer-Elektromotoren, um die Akustik von Radnabenmotoren zu optimieren.



- 1 ERFORSCHUNG RADNAHER ELEKTRISCHER ANTRIEBSKONZEPTE
- 2 UNTERSUCHUNG DER STRUKTUR MIT SCANNING-VIBROMETER
- 3 MESSPRINZIP UND VERSUCHSAUFBAU
- 4 ERGEBNISSE
- 5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

1 ERFORSCHUNG RADNAHER ELEKTRISCHER ANTRIEBSKONZEPTE

An der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg steht seit 2011 verstärkt der Bereich Elektromobilität im Fokus der Forschung. Im Rahmen der Arbeitsgruppe "Editha" sind auf Basis eines Smart fortwo MC450 verschiedene Antriebskonzepte entstanden. Ziel war es, einen straßenzugelassenen Prototypen zu entwickeln, der radnahe Antriebskonzepte verwendet, um Bauraum für die Traktionsbatterien zu gewinnen.

2012 ist das Konzeptfahrzeug Editha 1 fertiggestellt und für den Straßenverkehr zugelassen worden. Kern des Antriebskonzepts sind zwei Gleichstrommotoren, die über ein einstufiges Planetengetriebe direkt am Radträger der Hinterachse starr angebracht sind. Als Weiterentwicklung dieses Konzepts ist Editha 2 initiiert worden, um die Gleichstrommotoren durch permanenterregte Synchronmotoren zu ersetzen und den Antriebsstrang weiter zu verbessern. Mit Editha 3 folgte der Schritt in Richtung Radnabenmotoren, BILD 1. Sie wurden am Institut für mobile Systeme entwickelt. Damit soll im Inneren des Fahrzeugs der gesamte Antriebsstrang und das Planetengetriebe eingespart und noch mehr Bauraum für Batterien erschlossen werden. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass jedes Rad separat angesteuert werden kann, was eine intelligentere Fahrdynamikregelung ermöglicht. Der vorliegende Radnabenmotor ist ein Außenläufer. Durch die Kombination einer Luftspaltwicklung mit einer zusätzlichen Nutenwicklung wird eine hohe Leistungsdichte erreicht.

Alle drei Baureihen der Editha-Fahrzeuge haben durch ihr dezentrales Antriebskonzept eine erhöhte ungefederte Masse, deren Auswirkungen unter anderem Gegenstand von experimentellen und numerischen Untersuchungen am Institut für Mechanik sind [1]. Neben der geänderten Vertikaldynamik ist die Schallabstrahlung beim Radnabenmotor eine wichtige Fragestellung, da der Motor direkt in der Felge sitzt und durch seine großen flächigen Bauteile eine erhöhte Lärmemission fördert.

Obwohl Elektromotoren im Vergleich zu Verbrennungsmotoren als weniger laut gelten, ist es notwendig, das akustische Verhalten von Elektrofahrzeugen zu bewerten. Elektromaschinen emittieren zum einen sehr tonale, hochfrequente Geräusche, die vom menschlichen Gehör bereits bei geringen Lautstärken als besonders lästig empfunden werden. Zum anderen werden andere Geräuschquellen nicht mehr maskiert. Beim Radnabenmotor fehlt zudem die akustische Abschirmung der Karosserie und die Anwendung passiver Maßnahmen ist nicht problemlos möglich. Ziel der experimentellen Analysen ist die Schaffung einer Validierungsbasis für komplexe Simulationsmodelle, die eine ganzheitliche Betrachtung der gesamten Wirkungskette ermöglichen, also alle wesentlichen Anregungsquellen sowie Transmissionsphänomene berücksichtigen. Mit validierten numerischen Modellen sollen anschließend computergestützte Optimierungen durchgeführt werden, um das akustische Verhalten der Radnabenmotorprototypen zu verbessern.

2 UNTERSUCHUNG DER STRUKTUR MIT SCANNING-VIBROMETER

Nach dem Aufbau geeigneter Simulationsmodelle für das komplexe Gesamtsystem wurden diese mithilfe konventioneller experimenteller Schwingungsanalysen im stehenden System validiert. Dies erfolgte teilweise auch auf Komponenten- und Baugruppenebene. Für die Schwingungsanalyse kam ein eindimensionales Laserscanning-Doppler-Vibrometer der Firma Polytec zum Einsatz, **BILD 2** (links). Für die Messungen wurde das jeweilige Testobjekt mit synthetischen Polymerfäden an einem Rahmen aus Aluminiumprofilen befestigt, da diese sogenannte frei-freie Lagerung besonders geeignet ist, um auf einfache Weise numerische und experimentelle Schwingungsanalysen vergleichend bewerten zu können. In **BILD 2** (links) ist als beispielhaftes Testobjekt der gesamte, bereits montierte Rotor zu sehen. Andere Lagerungsbedingungen, wie eine Einspannung oder eine gelenkige Lagerung, lassen sich in einem zu validierenden



BILD 1 Am Forschungsfahrzeug Editha 3 verbauter Radnabenmotor (© OVGU)



BILD 2 Für Validierungsmessung genutzter Versuchsaufbau (links) und Ergebnisse der experimentellen und numerischen Schwingungsanalyse (rechts) (© OVGU)

Finite-Elemente-Modell nicht so leicht identisch zum Experiment realisieren [2]. Die Unsicherheiten durch den Einfluss der Lagerungsbedingungen können so groß sein, dass zeitaufwendige Modellanpassungen erforderlich werden, um eine gute Übereinstimmung zwischen Simulationsmodell und Experiment zu erreichen.

Um auch durch die Ankopplung der Anregung keine undefinierte Lagerungsbedingung zu erzeugen, erfolgte die Schwingungserregung mithilfe eines Impulshammers. Somit sind weiterhin frei-freie Lagerungsbedingungen gegeben. Die Anregung muss reproduzierbar sein, da sie für jeden einzelnen Scanpunkt und die dazugehörige Anzahl an Mittelungen wiederholt werden muss. Aus diesem Grund wurde der Kopf des Impulshammers auf einen elektrodynamischen Schwingungserreger montiert. Diese Kombination ist in **BILD 2** (links) durch die blaue Ellipse hervorgehoben. **BILD 2** (rechts) zeigt den Vergleich der im Experiment gemessenen (erste Zeile) mit den numerisch berechneten Eigenschwingungsformen (mittlere Zeile) für fünf auffällige Eigenfrequenzen. Der Vergleich der Eigenformen erfolgt bezüglich der Messfläche des Laservibrometers, also der äußeren Seitenfläche des Rotors. Es ist zu erkennen, dass das Simulationsmodell sehr gut in der Lage ist, das Schwingungsverhalten des komplexen Gesamtsystems vorherzusagen, das mehrere Fügestellen aufweist. Dabei haben sowohl die Eigenfrequenzen als auch die Eigenschwingungsformen eine sehr gute Übereinstimmung.

In der dritten Zeile in **BILD 2** (rechts) sind zusätzlich die Eigenformen des gesamten Rotors dargestellt, um zu zeigen, dass die numerische Analyse im Vergleich zur Laservibrometermessung die Möglichkeit bietet, einen besseren Eindruck vom Schwingungsver-



BILD 3 Versuchsaufbau der experimentellen Schwingungsanalyse des rotierenden Radnabenmotors (© OVGU)



BILD 4 Über die Messfläche gemittelte Spektren der Schwingungsamplituden verschiedener Betriebspunkte (© OVGU)

halten des Gesamtsystems zu erhalten. Die erste und dritte Spalte verdeutlichen, dass die Betrachtung der Seitenfläche in diesen Fällen nicht repräsentativ für die Eigenform des Gesamtsystems ist und die kritischen Schwingungsregionen nicht erfasst werden. Dies verdeutlicht den Mehrwert einer numerischen Schwingungsanalyse, die Informationen über alle Bereiche der untersuchten Struktur liefert. Trotzdem sind Validierungsmessungen stets empfehlenswert, um die Prognosefähigkeit der Modellierung nachzuweisen.

3 MESSPRINZIP UND VERSUCHSAUFBAU

Für eine fundierte Bewertung des vibroakustischen Verhaltens eines Motors ist das Verhalten des Gesamtsystems im Betrieb von besonderer Bedeutung. Daher wurden für verschiedene stationäre Betriebspunkte des elektrischen Radnabenmotors experimentelle Schwingungsanalysen durchgeführt, um eine breite Validierungsbasis für eine ganzheitliche Simulationsmethodik nach Vorbild von [3, 4] zu erhalten. Für die Messung der Betriebsschwingungen am Radnabenmotor wird ein eindimensionales Laservibrometer verwendet. Die Anregung der Motorstruktur erfolgt durch die elektrische Kommutierung, wodurch der Motor für die Betriebsschwingungsmessung rotieren muss. Da der Radnabenmotor als Außenläufer ausgeführt ist, bildet der Rotor das Motorgehäuse, das sich zusammen mit der Felge dreht. Dies macht eine Messung mit einem einfachen Vibrometer unmöglich.

Daher wird vor dem Vibrometer ein rotierendes Glasprisma angebracht, das den Strahlengang des Laserstrahls auf dem Messobjekt nachführt. Dadurch kann die rotierende Fläche gemäß dem definierten Messpunktgitter mittels Laserscanning-Vibrometer so vermessen werden, als ob sie stehen würde. Dieser sogenannte Derotator von Polytec wird für den Messstrahl des Scanning-Vibrometers und eines weiteren Vibrometers mit festem Strahlengang verwendet, der als Referenzkanal fungiert. Die Referenz ist erforderlich, um einen korrekten Phasenbezug für das Scanning-Vibrometer zu erhalten. Der Versuchsaufbau ist in **BILD 3** dargestellt. Die elektrische Bremse, **BILD 3** (links), wurde genutzt, um unterschiedliche Lasten und somit verschiedene stationäre Betriebspunkte einzustellen. Im Prototypenstadium lag die Leistungselektronik im Rahmen der Prüfstandsmessungen noch extern vor. Für den späteren Einsatz wird die Leistungselektronik in den Radnabenmotor integriert.

Die Winkelgeschwindigkeit des Glasprismas des Derotators muss mit der Winkelgeschwindigkeit des rotierenden Messobjekts synchronisiert werden. Dies erfolgte im vorliegenden Fall mit einem Inkrementalgeber mit 1024 Inkrementen. Die mechanische Verbindung des Inkrementalgebers zum Messobjekt muss sehr drehsteif ausgeführt werden, da die Winkelposition des Messobjekts sonst nicht korrekt erfasst und das Prisma nicht in der korrekten Geschwindigkeit nachgeführt werden kann. Die Folge wäre eine zeitlich veränderliche Verdrehung des Messobjekts in Bezug zum definierten Messgitter des Scanning-Vibrometers, wodurch der Ortsbezug nicht mehr korrekt wäre. Das Gesamtsystem aus Derotator, Laserscanning-Vibrometer und Referenzlaser ist auf einer verstellbaren Basis montiert und muss sehr genau auf die Drehachse des Messobjekts ausgerichtet werden, um belastbare Ergebnisse zu erhalten.

4 ERGEBNISSE

In diesem Abschnitt werden beispielhaft einige Ergebnisse präsentiert. **BILD 4** zeigt die über alle Punkte des Messgitters gemittelten Frequenzgänge der Schwingungsamplituden für eine Lastund Drehzahlvariation. Wie erwartet führen sowohl höhere Lasten als auch höhere Drehzahlen zu einem akustisch auffälligeren Verhalten. Die für Elektromaschinen typischen tonalen Frequenzinhalte sind deutlich zu erkennen. Darüber hinaus ist ersichtlich, dass der Frequenzbereich von 3,7 bis 4 kHz besonders hohe Amplituden aufweist.

BILD 5 zeigt ein Ergebnis für einen stationären Betriebspunkt im Leerlauf. Hier ist wieder das gemittelte Frequenzspektrum dargestellt. Zusätzlich sind die auffälligsten Schwingungsformen mit eingezeichnet. Dabei fällt auf, dass sowohl symmetrische als auch



BILD 5 Über die Messfläche gemitteltes Spektrum der Schwingungsamplituden mit auffälligen Betriebsschwingungsformen im Leerlauf (© OVGU)

asymmetrische Schwingungsformen auftreten. Aufgrund des symmetrischen Rotordesigns waren ausschließlich symmetrische Betriebsschwingungsformen erwartet worden, wie sie bei den Messungen im stehenden System beobachtet wurden, **BILD 2**. Die asymmetrischen Schwingungsformen sind ein klares Indiz für eine nicht symmetrische elektrische Anregung oder eine nicht symmetrische Lagerungsbedingung.

BILD 6 zeigt zum Vergleich das Ergebnis für einen Betriebspunkt mit vergleichbarer Drehzahl und einem definierten Drehmoment. Anders als in **BILD 5** sind keine symmetrischen Schwingungsformen erkennbar. Da die elektrischen Anregungskräfte im Fall des in **BILD 6** gezeigten Betriebspunkts deutlich größer sind, kann geschlussfolgert werden, dass die Ursache der asymmetrischen Betriebsschwingungsformen in einer örtlich ungleichmäßigen elektrischen Anregung begründet ist.

Durch die optische Vermessung des Radnabenmotors im Betrieb konnten im vorliegenden Fall also mögliche Erklärungen für ein akustisch auffälliges Verhalten gefunden werden. Weitere Schritte stehen noch aus. Die experimentelle Betriebsschwingungsanalyse wird wiederholt, sobald die gefundenen Probleme behoben sind. Die dabei erzielten Ergebnisse sollen anschließend als erste Validierungsbasis der ganzheitlichen Simulationsmethodik dienen.



BILD 6 Über die Messfläche gemitteltes Spektrum der Schwingungsamplituden mit auffälligen Betriebsschwingungsformen in einem stationären Betriebspunkt (© OVGU)

5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In diesem Beitrag der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg wurde die optische Betriebsschwingungsanalyse eines Radnabenmotors – als Spezialfall eines elektrischen Antriebs – präsentiert. Es wurde gezeigt, dass die optische Schwingungsmessung sowohl zur vibroakustischen Charakterisierung als auch zur Problemursachenanalyse gewinnbringend eingesetzt werden kann.

Aktuell werden verschiedene Prototypen gefertigt, die sich signifikant von dem hier vermessenen Motor unterscheiden. Die Unterschiede reichen vom grundlegenden Design des Magnetkreises (Halbach-Array) über die Ausgestaltung der äußeren Geometrie bis hin zur Materialauswahl der Motorhauptkomponenten (Aluminium, Aluminiumschäume, Faserverbundwerkstoffe). Durch die anschließende experimentelle Analyse der neuen Prototypen soll eine breite Validierungsbasis für die ganzheitliche Simulationsmethodik geschaffen werden. Ziel ist es, die qualifizierte Methodik einzusetzen, um ein umfassendes Systemverständnis zu entwickeln sowie numerische Optimierungen durchzuführen, um die Zielkonflikte zwischen Leistung, Leichtbau und Akustik zukünftig gewinnbringend auflösen zu können.

LITERATURHINWEISE

[1] Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J.: Konstruktion, Berechnung und experimentelle Belastungsmessung des Antriebsstrangs von "Editha". Tagungsband 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2013
[2] Duvigneau, F.; Koch, S.; Orszulik, R.; Woschke, E.; Gabbert, U.: About the Vibration Modes of Square Plate-like Structures. In: Technische Mechanik 36 (2016), Nr. 3, S. 180-189, https://doi.org/10.24352/UB.0VGU-2017-004
[3] Duvigneau, F.; Liefold, S.; Höchstetter, M.; Verhey, J. L.; Gabbert, U.: Analysis of simulated engine sounds using a psychoacoustic model. In: Journal of Sound and Vibration 366 (2016), S. 544-555, https://doi.org/10.1016/j.jsv.2015.11.034

[4] Duvigneau, F.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Gabbert, U.: A holistic approach for the vibration and acoustic analysis of combustion engines including hydrodynamic interactions. In: Archive of Applied Mechanics 86 (2016), Nr. 11, S. 1887-1900, https://doi.org/10.1007/s00419-016-1153-5



STANDARDMÄSSIG AUS EDELSTAHL

Unsere Sicherungsringe haben die gleiche Passung und Funktion wie gestanzte Sprengringe, sind aber wesentlich leichter zu montieren und können ohne Werkzeuge demontiert werden. Standardmäßig in Edelstahl (AISI 302 und 316) und Kohlenstoffstahl erhältlich. Ob Standardring oder individueller Wunsch, wir liefern Ihnen den richtigen Sicherungsring aus dem gewünschten Werkstoff für Ihre spezifische Verwendung.

Elektrischer Verbinder

Getriebebaugruppe





IN DEUTSCHLAND VERTRETEN DURCH

+49 (0) 234 92361 0 tfc.de.com



KOSTENLOSE MUSTER:

Rufen Sie uns an unter +49 (0) 234 97849-011 oder besuchen Sie uns im Internet unter expert.smalley.com/ATZ/sicherungsring

DANKE

Die vorgestellten Ergebnisse entstanden im Rahmen des Verbundprojekts "Kompetenzzentrum eMobility (KeM)", das mit Geldern des Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalt gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die gewährte finanzielle Förderung.

READ THE ENGLISH E-MAGAZINE Test now for 30 days free of charge: www.atz-worldwide.com

73