



Strukturdynamische Werkstoffdämpfung von Blechpaketen elektrischer Maschinen

Marius Franck · Markus Jaeger · Benedikt Groschup · Kay Hameyer

Eingegangen: 14. Januar 2022 / Angenommen: 11. Februar 2022 / Online publiziert: 23. März 2022
 © Der/die Autor(en) 2022

Zusammenfassung Für die Modellierung des akustischen Verhaltens von elektrischen Antrieben werden präzise mechanische Werkstoffmodelle insbesondere für das Rotor- und Statorblechpaket benötigt. Die Modellierung der Werkstoffdämpfung spielt dabei eine entscheidende Rolle. Häufig werden zur Abbildung der Dämpfung Ergebnisse von experimentellen Modalanalysen, die an einem Prototyp durchgeführt werden, genutzt. Diese Ergebnisse erlauben nach aktuellem Stand der Technik keine Übertragbarkeit und Vorhersage für elektrische Maschinen. Des Weiteren zeigen die Messungen, dass neben den Steifigkeitseigenschaften eines Blechpakets auch die Dämpfungseigenschaften aufgrund des Aufbaus richtungsabhängig sind. In dieser Arbeit wird deshalb ein werkstoffspezifisches Dämpfungsmodell auf Basis einer analytischen Homogenisierung hergeleitet. Wie anhand von Messungen für ein exemplarisches Statorblechpaket gezeigt wird, kann mit diesem Modell die Richtungsabhängigkeit der Werkstoffdämpfung abgebildet werden. Das Modell ermöglicht zudem eine Übertragbarkeit und die Vorhersage für andere Maschinen.

Schlüsselwörter Akustik · Modalanalyse · Werkstoffdämpfung · Maschinenakustik · Geräusche elektrischer Maschinen

Structural dynamic material damping of laminated iron cores of electrical machines

Abstract Precise mechanical material models are essential for modeling the acoustic behavior of electric drives, especially for the laminated stator and rotor

core. In this context, modeling the material damping plays a decisive role. Experimental modal analyses performed on a prototype are often needed to model the damping. The results of such measurements cannot be applied to or used for prediction for electrical machines according to the state of the art. Furthermore, the measurements show that in addition to the stiffness properties of a laminated iron core, the damping properties are also direction-dependent due to the structure of the sheet lamination. In this paper, a material-specific damping model is derived based on an analytical homogenization. As shown by measurements for an exemplary laminated stator core, the directional dependence of the material damping can be described with this model. The model can also be applied to and used for prediction for other machines.

Keywords Acoustics · Modal analysis · Material damping · Machine acoustics · Noise of electrical machines

1 Einleitung

Für die Geräuschentwicklung von elektrischen Maschinen sind elektromagnetische Kräfte besonders relevant [1]. Diese Kräfte wirken primär auf Rotor- und Statorblechpaket der elektrischen Maschine. Daher ist für die Vorhersage des akustischen Verhaltens eine möglichst exakte strukturdynamische Modellierung der Blechpakete essentiell.

Verschiedene Paketierungsverfahren der Bleche erfordern spezielle Modelle zur Abbildung der strukturdynamischen relevanten Parameter, wie der Steifigkeits-, Massen- und Dämpfungsverteilung. Zur Modellbildung wird überwiegend die Theorie der linearen Modalanalyse nach [2] eingesetzt. Um den Berechnungsaufwand auf ein akzeptables Maß zu reduzieren, werden Homogenisierungsverfahren zur Be-

M. Franck (✉) · M. Jaeger · B. Groschup · K. Hameyer
 Institut für Elektrische Maschinen (IEM), RWTH Aachen
 University, Schinkelstraße 4, 52056 Aachen, Deutschland
marius.franck@iem.rwth-aachen.de

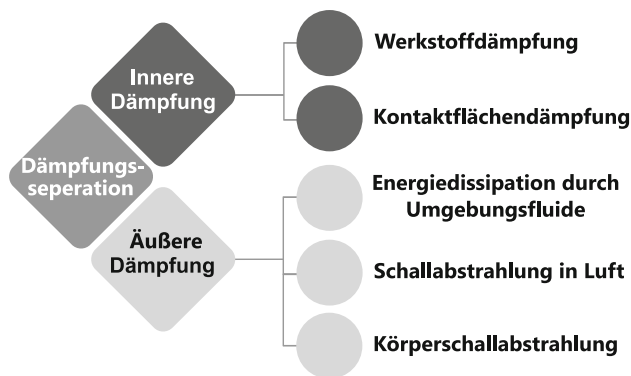


Abb. 1 Einteilung der Dämpfungsphänomene nach [5]

stimmung äquivalenter richtungsabhängiger mechanischer Materialparameter eingesetzt. Es wird dabei zwischen numerischen [3] und analytischen Homogenisierungsverfahren [4] unterschieden.

Eine besondere Herausforderung bei der Anwendung der Modalanalyse stellt die Dämpfungsmodellierung dar. Für die Parametrierung gängiger Dämpfungsmodelle [2], z. B. über den modalen Dämpfungsgrad, werden Ergebnisse experimenteller Modalanalysen an einem Prototyp benötigt. Eine Übertragung oder eine Vorhersage der Dämpfung für andere Maschinen ist mit diesen Modellen nicht möglich, da der modale Dämpfungsgrad nur für die untersuchte Geometrie eine Gültigkeit besitzt.

Nach VDI-Richtlinie 3830 [5] wird daher eine separierte Dämpfungsmodellierung vorgeschlagen. Die Dämpfungsphänomene werden dabei nach Abb. 1 nach den wirkenden Dämpfungskräften in innere und äußere Dämpfung unterteilt. Wenn die Dämpfungskräfte, actio und reactio, vollständig innerhalb der Systemgrenzen wirken, spricht man von innerer Dämpfung [5]. Für die Anwendung der elektrischen Maschine sind die Werkstoffdämpfung und Fügestellendämpfung als innere Dämpfung zu beschreiben. Wirken die Kräfte über die Systemgrenzen hinaus, handelt es sich um äußere Dämpfung. Relevant sind hier die Energiedissipation durch Umgebungsfluide, z. B. Kühlfluide, die Schallabstrahlung an die Umgebungsluft und die Körperschallabstrahlung in die äußere Tragstruktur der elektrischen Maschine.

In dieser Arbeit wird die Werkstoffdämpfung von Backlack isolierten Blechpaketen als ein Bestandteil der inneren Dämpfung bei elektrischen Maschinen untersucht. Wie erste Messungen zeigen, ist neben den äquivalenten mechanischen Eigenschaften auch die Werkstoffdämpfung von Blechpaketen richtungsabhängig. Es wird daher ein richtungsabhängiges Werkstoffdämpfungsmodell benötigt. Dazu wird auf Basis der Dämpfungstheorie für uniaxial faserverstärkte Kunststoffe nach [6] ein analytisch homogenisiertes Dämpfungsmodell für Blechpakete eingeführt. Dieses Modell wird anschließend parametriert und die Ergebnisse anhand von Messungen diskutiert.

2 Dämpfungsmodellierung innerhalb der Modalanalyse

Nach [2] werden grundsätzlich zwei Dämpfungsmodellierungsansätze innerhalb der Modalanalyse vorgeschlagen. Es wird unterschieden zwischen dem viskosen Dämpfungsmodell, bei dem die Dämpfungskraft proportional zur Geschwindigkeit ist, und dem strukturellen Dämpfungsmodell, bei dem die Dämpfungskraft proportional zur Verformung ist. Für die Bewegungsdifferentialgleichung für viskoses Dämpfungsverhalten gilt nach [2]:

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{x}} + \mathbf{C}\dot{\vec{x}} + \mathbf{K}\vec{x} = \vec{F}(t). \quad (1)$$

In Gl. (1) ist \mathbf{M} die Massenmatrix, \mathbf{C} die Dämpfungsmatrix, \mathbf{K} die Steifigkeitsmatrix, \vec{x} der Vektor der Verschiebungen und $\vec{F}(t)$ der Vektor der eingprägten Kräfte. Die Bewegungsdifferentialgleichung für strukturelles Dämpfungsverhalten lautet [2]:

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{x}} + j[\mathbf{C} + \mathbf{K}]\dot{\vec{x}} = \vec{F}(t). \quad (2)$$

In Gl. (2) beschreibt j die imaginäre Einheit. Es wird häufig angenommen, dass die Dämpfungsmatrix für den viskosen oder den strukturellen Fall als Linearkombination aus Massen- und Steifigkeitsmatrix beschrieben werden kann:

$$\mathbf{C} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}. \quad (3)$$

Dieses Modell wird auch als proportional gedämpftes Modell bezeichnet. Eine wichtige Eigenschaft des proportional gedämpften Modells ist, dass die gedämpften Eigenvektoren $\psi_{\text{gedämpft}}$ durch reelle Zahlen beschrieben werden und den Eigenvektoren des ungedämpften Systems entsprechen [2]:

$$\psi_{\text{gedämpft}} = \psi_{\text{ungedämpft}} \in \mathbb{R}. \quad (4)$$

Es kann weiter für die gedämpften Eigenfrequenzen ein Zusammenhang zu den ungedämpften Frequenzen hergeleitet werden [2]. Für das viskose Dämpfungsmodell folgt entsprechend:

$$\omega_{\text{gedämpft}} = \omega_{\text{ungedämpft}} \sqrt{1 - \zeta^2}; \quad (5)$$

$$\text{und } \zeta = \beta \frac{\omega_{\text{ungedämpft}}}{2} + \frac{\alpha}{2\omega_{\text{ungedämpft}}}. \quad (6)$$

Im Rahmen dieser Arbeit wird im weiteren eine proportionale Dämpfungsverteilung zur Beschreibung der Werkstoffdämpfung von Blechpaketen angenommen, sodass die ungedämpften Eigenvektoren zur Entkopplung der Bewegungsgleichung genutzt werden können.

3 Energetische Betrachtung der Werkstoffdämpfung

Bei der Werkstoffdämpfung handelt es sich hauptsächlich um eine Wandlung von Schwingungsenergie in Wärme [7]. Multipliziert man Gl. (1) mit dem transponierten Geschwindigkeitsvektor $\dot{\mathbf{x}}^T$, erhält man die folgende Leistungsbilanz:

$$\dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}} + \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} + \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{K} \mathbf{x} = \dot{\mathbf{x}}^T \bar{\mathbf{F}}(t). \quad (7)$$

Integriert man diese Leistungsbilanz in Gl. (7) über ein Zeitintervall T , erhält man eine Energiebilanz. Die resultierenden gespeicherten Energieanteile aus den Massenträgheitskräften und den Steifigkeitskräften können innerhalb des Zeitintervalls vollständig zurückgewonnen werden. Der Energieanteil, der aus der Dämpfungskraft resultiert $\int^T \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} dt$, wird jedoch vollständig dissipiert [7].

Betrachtet man für eine harmonische Kraftanregung das Spannungs-Dehnungs-Diagramm ergibt sich aufgrund der Energiedissipation durch die Dämpfungskraft eine Hystereseschleife. In Abb. 2 sind diese für die häufig verwendeten Modelle: viskose, strukturelle und viskoelastische Dämpfung dargestellt.

Die Fläche innerhalb der Hystereseschleife ist ein Maß für die dissipierte Schwingungsenergie über den betrachteten Zyklus. Zur Beschreibung der dissipierten Schwingungsenergie wird der sogenannte werkstoffspezifische Verlustfaktor η eingeführt [8]:

$$\eta = \frac{\delta U}{2\pi U}. \quad (8)$$

Der Verlustfaktor gibt für einen Schwingungszyklus das Verhältnis der dissipierten Dehnungsenergie δU zur maximal gespeicherten Dehnungsenergie U an. Neben dem Verlustfaktor wird häufig auch die Dämpfungskapazität Ψ beschrieben [8]:

$$\Psi = \frac{\delta U}{U} = 2\pi\eta. \quad (9)$$

Die dissipierte Dehnungsenergie δU entspricht der Fläche der Hystereseschleife für einen Schwingungszyklus [8]:

$$\delta U = \int_V \oint \sigma d\epsilon dV = \int_V \int_{\frac{2\pi}{\omega}} \sigma \frac{d\epsilon}{dt} dt dV \quad (10)$$

Für die maximal gespeicherte Dehnungsenergie gilt [6]:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \sigma \epsilon dV, \quad (11)$$

mit der über den Schwingungszyklus maximalen Spannungsamplitude $\sigma = \max(\sigma(t))$ und der maximalen Dehnungsamplitude $\epsilon = \max(\epsilon(t))$. In Abb. 3 sind schematische Verläufe der Verlustfaktoren für die drei

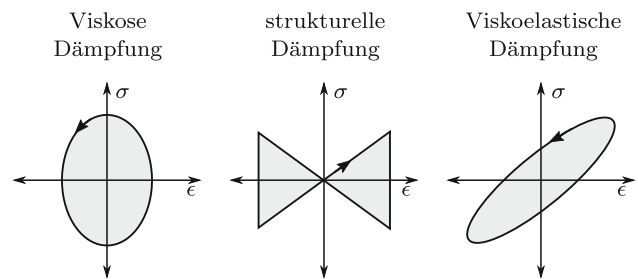


Abb. 2 Hystereseschleifen für ausgewählte Dämpfungsmodelle nach [7] und [5]

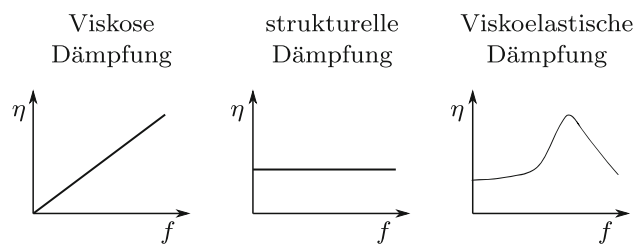


Abb. 3 Schematische Frequenzabhängigkeit der Verlustfaktor für ausgewählte Dämpfungsmodelle

betrachteten Dämpfungsmodelle im Frequenzbereich dargestellt.

Aufgrund der Proportionalität der Dämpfungskraft zur Geschwindigkeit für das viskose Dämpfungsmodell steigt der Verlustfaktor linear über der Frequenz an. Die Dämpfungskraft für das strukturelle Dämpfungsmodell ist unabhängig von der Geschwindigkeit, es ergibt sich somit ein konstanter Verlustfaktor über der Frequenz.

Ein Sonderfall stellt das viskoelastische Materialmodell dar. Durch die Einführung einer komplexen und frequenzabhängigen Steifigkeitsmatrix kann der Verlustfaktor variabel über der Frequenz eingestellt werden [9]. Das viskoelastische Materialmodell wird häufig zur Modellierung von Kunststoffen eingesetzt [9]. In [3] wird dieses Modell auf ein Blechpaket einer elektrischen Maschine angewendet.

Wie in [7] beschrieben, ist es innerhalb der Theorie der Modalanalyse möglich, die verschiedenen Dämpfungsmodelle auf ein energetisch äquivalentes viskoses Dämpfungsmodell zu überführen. Es gilt dann für die Resonanzfrequenz der folgende Zusammenhang zwischen dem Verlustfaktor und dem modalen Dämpfungsgrad [2]:

$$\zeta = \frac{\eta}{2}. \quad (12)$$

4 Herleitung der richtungsabhängigen Verlustfaktoren für Blechpakete

Aufgrund des geschichteten Aufbaus von Blechpaketen sind die mechanischen Eigenschaften inhomogen. In [4] wird eine analytische Homogenisierung der Werkstoffeigenschaften für Blechpakete vorge-

schlagen. Zur Beschreibung der mechanischen Eigenschaften wird ein transversalisotropes Materialmodell genutzt. Zur Berechnung der homogenisierten Parameter dieses Modells wird die sogenannte Mischungsregel für einachsig faserverstärkte Kunststoffe verwendet [8]. Dabei werden die folgenden Annahmen gemacht: Dehnungen im linear elastischen Bereich, isotrope Materialeigenschaften des Blechs und des Backlacks, keine Ablösungen der Lackschicht vom Blech bei Belastung und gleichmäßige Verteilung und Schichtdicken der Bleche und des Backlacks [4]. Es wird zunächst der Eisenfüllfaktor $\Phi = \frac{V_B}{V}$, der das volumetrische Verhältnis vom Blechvolumen V_B zum Gesamtvolumen V beschreibt, eingeführt. Damit erhält man für die Dichte:

$$\rho = \rho_B \cdot \Phi + \rho_L \cdot (1 - \Phi). \quad (13)$$

Der Index L steht für die Lackschicht, der Index B für die Bleche. Für das Elastizitätsmodul in der Blechebene gilt:

$$E_p = E_B \cdot \Phi + E_L \cdot (1 - \Phi). \quad (14)$$

Für das Elastizitätsmodul senkrecht zur Blechebene gilt:

$$E_z = \frac{E_L \cdot E_B}{E_L \cdot \Phi + E_B \cdot (1 - \Phi)}. \quad (15)$$

Für die Querkontraktionszahl in der Blechebene gilt:

$$\nu_p = \nu_B \cdot \Phi + \nu_L \cdot (1 - \Phi). \quad (16)$$

Für die Querkontraktionszahl senkrecht zur Blechebene gilt:

$$\nu_{zp} = \nu_p \cdot \frac{E_z}{E_p}. \quad (17)$$

Für das Schermodul in der Blechebene gilt:

$$G_p = \frac{E_p}{2(1 + \nu_p)}. \quad (18)$$

Für das Schermodul senkrecht zur Blechebene gilt:

$$G_{zp} = \frac{G_L \cdot G_B}{G_L \cdot \Phi + G_B \cdot (1 - \Phi)}. \quad (19)$$

Nach [6] wird auf dieser Basis eine Homogenisierung auch für die Verlustfaktoren zur Beschreibung der Werkstoffdämpfung für faserverstärkte Kunststoffe vorgeschlagen. Dieses Modell ist jedoch aufgrund der als rund angenommenen Fasergeometrie nicht ohne weiteres auf das Blechpaket übertragbar.

Im folgenden werden analog zu [6] die richtungsabhängigen Verlustfaktoren am repräsentativen Volumenelement nach Abb. 4 hergeleitet.

In Abb. 4 ist für ein Blechpaket das repräsentative Volumenelement mit den möglichen Belastungsrich-

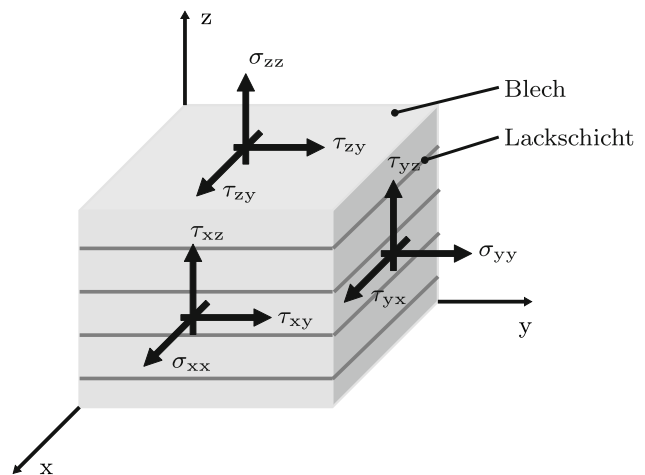


Abb. 4 Repräsentatives Volumenelement eines Backlack isolierten Blechpakets

tungen in Normal- und Schubrichtung dargestellt. Zur Herleitung werden im Folgenden Einzelbelastungen am Volumenelement aufgeprägt. Bei Normalspannungsbelastung in X-Richtung erhält man für die dissipierte Formänderungsenergie δU_{xx} :

$$\delta U_{xx} = \frac{1}{2} \int_{V_L} \Psi_{L,xx} \sigma_{L,xx} \epsilon_{L,xx} dV + \frac{1}{2} \int_{V_B} \Psi_{B,xx} \sigma_{B,xx} \epsilon_{B,xx} dV. \quad (20)$$

Für die gespeicherte Formänderungsenergie gilt entsprechend:

$$\begin{aligned} U_{xx} &= \frac{1}{2} \int_{V_L} \sigma_{L,xx} \epsilon_{L,xx} dV + \frac{1}{2} \int_{V_B} \sigma_{B,xx} \epsilon_{B,xx} dV \\ &= \frac{1}{2} \int_V \sigma_{xx} \epsilon_{xx} dV. \end{aligned} \quad (21)$$

Setzt man nun Gl. (20), Gl. (21) und Gl. (14) in Gl. (8) ein, erhält man den Verlustfaktor bei Normalspannungsbelastung in X-Richtung aus den Verlustfaktoren der Einzelwerkstoffe:

$$\eta_{xx} = \eta_B \Phi \frac{E_B}{E_p} + \eta_L (1 - \Phi) \frac{E_L}{E_p}. \quad (22)$$

Es gilt aufgrund der Symmetrie weiter:

$$\eta_{yy} = \eta_{xx}. \quad (23)$$

Bei Normalspannungsbelastung in Z-Richtung erhält man analog:

$$\eta_{zz} = \eta_B \Phi \frac{E_z}{E_B} + \eta_L (1 - \Phi) \frac{E_z}{E_L}. \quad (24)$$

Bei Schubbelastung in der xy-Ebene erhält man den folgenden Verlustfaktor:

$$\eta_{xy} = \eta_B \Phi \frac{G_B}{G_p} + \eta_L (1 - \Phi) \frac{G_L}{G_p}. \quad (25)$$

Aufgrund der Symmetrie gilt in der yz-Ebene weiter:

$$\eta_{yz} = \eta_{xy}. \quad (26)$$

Bei Schubbelastung in der zx-Ebene erhält man den folgenden Verlustfaktor:

$$\eta_{zx} = \eta_B \Phi \frac{G_{zp}}{G_B} + \eta_L (1 - \Phi) \frac{G_{zp}}{G_L}. \quad (27)$$

Zur Beschreibung der Verlustfaktoren im transversal isotropen Fall erhält man schließlich vier unabhängige Verlustfaktoren η_{xx} , η_{zz} , η_{xy} und η_{zx} .

Innerhalb einer numerischen Modalanalyse mit der finite Elemente Methode kann die Dehnungsenergie für die einzelnen Eigenfrequenzen berechnet werden. Mit Gl. (12) ist es möglich einen energetisch äquivalenten vikoses Dämpfungsmodell über den modalen Dämpfungsgrad aus den Verlustfaktoren der Werkstoffdämpfung zu bestimmen:

$$\zeta = \frac{\eta_{xx} U_{xx} + \eta_{yy} U_{yy} + \eta_{zz} U_{zz} + \eta_{xy} U_{xy} + \eta_{yz} U_{yz} + \eta_{zx} U_{zx}}{2U}. \quad (28)$$

5 Parametrierung des Modells für ein exemplarisches Blechpaket

Im folgenden wird das vorgeschlagene Materialmodell am Beispiel eines Statorblechpakets einer Traktionsmaschine eines Elektrofahrzeuges parametrierung. Dieses Paket besteht aus einem nicht kornorientierten Elektroband der Firma C.D. Waelzholz der Güte NO20-13 mit Backlackisolierung. In Tab. 1 sind die angenommenen Werkstoffparameter für das Elektroband und den Backlack angegeben.

E-Modul und Dichte des Elektrobands werden den Herstellerangaben entnommen. Die Querkontraktionszahl wird aufgrund von Erfahrungswerten zu 0,3 angenommen. Für Verlustfaktoren von Elektrobandern existieren kaum Angaben, deswegen wird hier

Tab. 1 Angenommene Werkstoffparameter

Bezeichnung	Variable	Numerischer Wert
Eisenfüllfaktor	Φ	0,95
Dichte NO20-13	ρ_B in kg m^{-3}	$7,62 \cdot 10^3$
E-Modul NO20-13	E_B in GPa	210
Querkontraktionszahl NO20-13	ν_B	0,3
Verlustfaktor NO20-13	η_B	$0,1 \cdot 10^{-3}$
Dichte Backlack	ρ_L in kg m^{-3}	$1,2 \cdot 10^3$
E-Modul Backlack	E_L in GPa	3
Querkontraktionszahl Backlack	ν_L	0,25
Verlustfaktor Backlack	η_L	$2 \cdot 10^{-3}$
Schubmodul NO20-13	G_B in GPa	80,769
Schubmodul Backlack	G_L in GPa	1,2

Tab. 2 Resultierendes homogenisiertes Werkstoffmodell eines exemplarischen Blechpakets

Bezeichnung	Variable	Numerischer Wert
Dichte	ρ in kg m^{-3}	$7,3 \cdot 10^3$
E-Modul in Blechebene	E_p in GPa	199,650
E-Modul senkrecht zur Blechebene	E_z in GPa	47,191
Querkontraktionszahl in Blechebene	ν_p	0,298
Querkontraktionszahl senkrecht zur Blechebene	ν_{zp}	0,07
Schermodul in Blechebene	G_p in GPa	76,936
Schermodul senkrecht zur Blechebene	G_{zp} in GPa	18,717
Verlustfaktor in Blechebene	$\eta_{xx} = \eta_{yy}$	$0,1014 \cdot 10^{-3}$
Verlustfaktor senkrecht zur Blechebene	η_{zz}	$1,6 \cdot 10^{-3}$
Verlustfaktor bei Scherung in Blechebene	$\eta_{xy} = \eta_{yz}$	$0,1029 \cdot 10^{-3}$
Verlustfaktor bei Scherung senkrecht zur Blechebene	η_{zx}	$1,6 \cdot 10^{-3}$

der Verlustfaktor für reines Eisen nach [10] angenommen. Für die Materialeigenschaften des Backlacks werden typische Materialparameter eines Epoxidharzes angenommen.

Da der Eisenfüllfaktor besonders relevant für das homogenisierte Materialmodell ist, wird dieser mit Gl. (13) aus der gemessenen Gesamtmasse von 98 kg des Blechpakets und den angenommenen Dichten von Elektroband und Backlack berechnet. Man erhält mit diesem Vorgehen einen Eisenfüllfaktor von 95 %.

In Tab. 2 sind die mit dem entwickelten Verfahren homogenisierten Materialparameter für das betrachtete Blechpaket angegeben.

6 Messergebnisse

Um das vorgeschlagene Dämpfungsmodell zu bewerten, wird im Folgenden eine numerische und experimentelle Modalanalyse des Statorblechpakets durchgeführt. Anschließend wird eine Modellkorrelation beschrieben und die Ergebnisse diskutiert.

Zur numerischen Modalanalyse wird die FEM-Software ANSYS Workbench eingesetzt. Es wird eine ungedämpfte Modalanalyse mit den homogenisierten Materialparametern aus Tab. 2 durchgeführt. Die Werkstoffdämpfung des Blechpakets wird unter der Annahme der proportionalen Dämpfung mit dem entwickelten Modell nach Gl. (28) aus der modalen Dehnungsenergie berechnet. Andere Dämpfungsphänomene neben der Werkstoffdämpfung werden im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt.

Die experimentelle Modalanalyse wird mit einem Impulshammer von Typ PCB-086C03 und 3D Beschleunigungssensoren vom Typ PCB-356A03 durchgeführt. Es werden insgesamt an 120 Messpunkten die Beschleunigungsantworten gemessen und die Struktur an vier Punkten angeregt. Die Auswahl und Verteilung der Mess- und Anregungspunkte wird mit den in [11] beschriebenen Verfahren durchgeführt. Um den Einfluss der Aufhängung auf die Messer-

gebnisse zu minimieren, wird das Blechpaket mit Expanderseilen orthogonal zur ersten Schwingungsform aufgehängt. Die Steifigkeit der Aufhängung wird entsprechend des Gewichts und der zur erwartenden ersten Eigenfrequenz gemäß den Empfehlungen nach [2] abgestimmt. In Abb. 5 ist als Ergebnis der modalen Parameterschätzung ein ausgewählter Eigenvektor für die drei Raumrichtungen in der komplexen Ebene dargestellt. In der komplexen Ebene liegen alle Freiheitsgrade des Eigenvektors annähernd auf einer Geraden. Der extrahierte Eigenvektor lässt sich also durch eine stehende Welle approximieren. Für die folgende Auswertung werden deshalb die Phasenlagen, also die Realteile des Eigenvektors, vernachlässigt. Die Annahme eines proportionalen Dämpfungsmodells ist somit zulässig.

In nächsten Schritt wird eine Modellkorelation des vorgeschlagenen Modells mit den Messergebnissen über das sogenannte Modal Assurance Kriterium (MAK) nach [12] durchgeführt. In Abb. 6 ist die MAK-Matrix bis zu einer Frequenz von 5 kHz dargestellt.

Aus den Messergebnissen können insgesamt 27 Eigenvektoren extrahiert werden. Im gleichen Frequenzbereich werden 50 Eigenvektoren mit dem numerischen Modell berechnet. MAK-Werte nahe 1 zeigen eine gute Korrelation der Eigenvektoren in Modell und Messung an. Aufgrund der exakten Rotationssymmetrie und des hier verwendeten homogenisierten Werkstoffmodells im numerischen Modell, treten gleiche Eigenformen immer paarweise mit unterschiedlichen Vorzugsrichtung auf. Die Messungen zeigen diese ideale Symmetrie allerdings nicht. Als mögliche Ursache hierfür sind der Einfluss der Aufhängung und unterschiedliche Vorzugsrichtungen

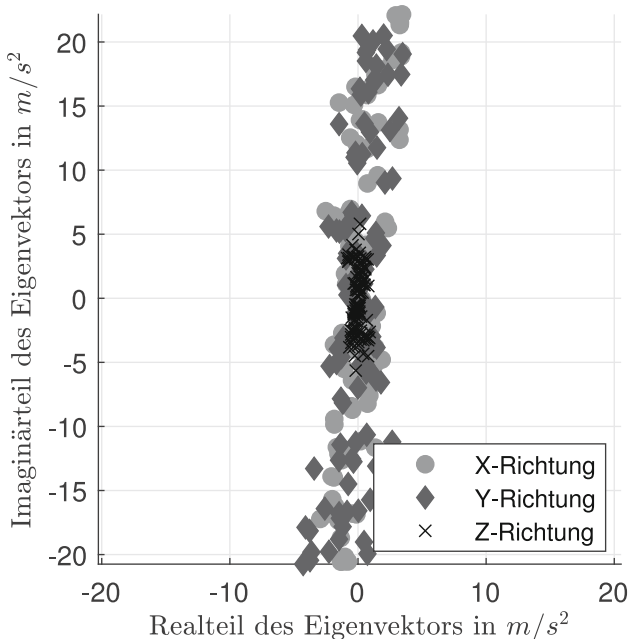


Abb. 5 Ausgewählter messtechnisch ermittelter Eigenvektor bei $f = 1878$ Hz

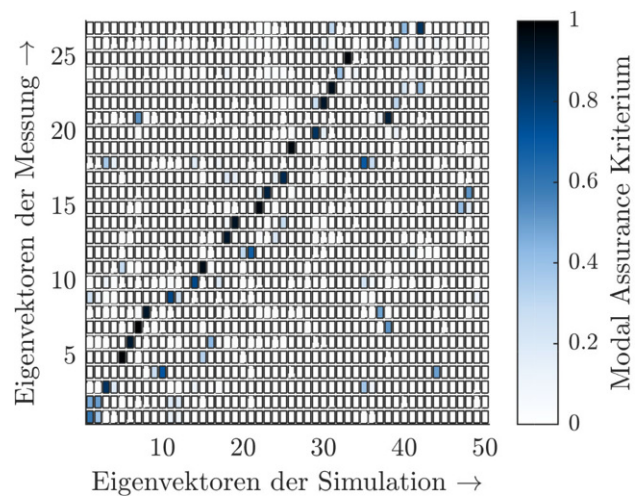


Abb. 6 Eigenvektorkorrelation der Messung mit dem FE-Modell über das Modal Assurance Kriterium

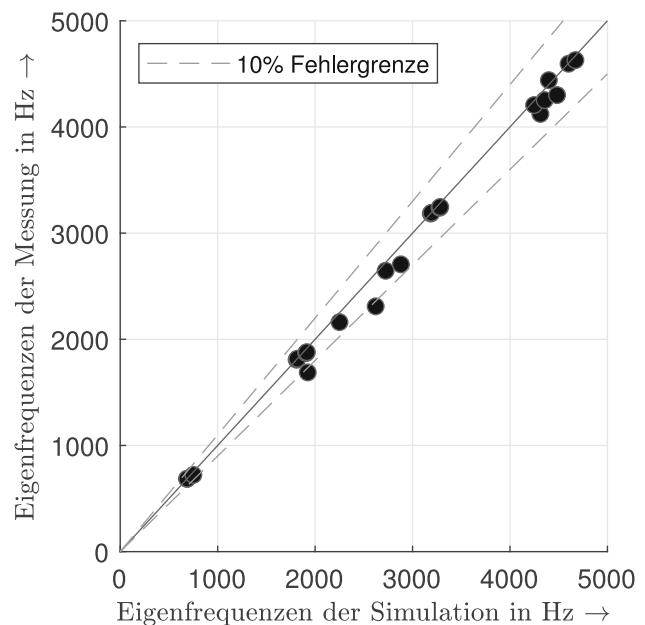
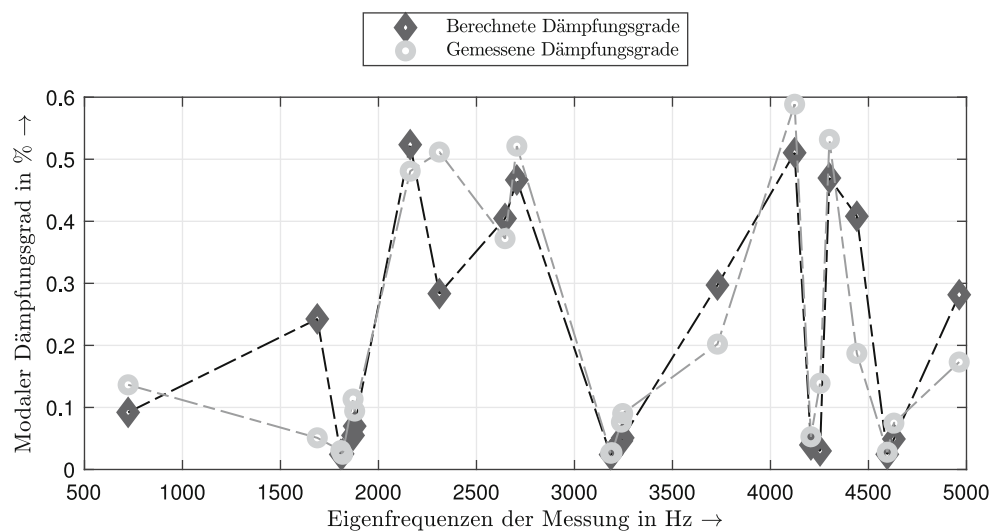


Abb. 7 Korrelation der Eigenfrequenz in Messung und Modell für MAK-Werte größer 0,6

aufgrund der fertigungsbedingten Walzrichtungen der Einzelbleche zu nennen. Dadurch können auch mit mehreren Anregungspunkten manche Eigenformen nur mit einer einzigen Vorzugsrichtung messtechnisch erfasst werden. Die Anzahl der erfassten Eigenvektoren fällt im Vergleich zur Modellierung daher geringer aus. Um dennoch auch bei leicht veränderten Vorzugsrichtungen zwischen Messung und Modell eine mathematische Korrelation mit dem MAK zu ermöglichen, werden Eigenvektoren bereits mit MAK Werten von größer 0,6 gepaart. Es erfolgt zusätzlich eine manuelle optische Überprüfung der Korrelation.

In Abb. 7 ist als Ergebnis dieser Korrelation der Vergleich der berechneten und messtechnisch ermittelten Eigenfrequenzen dargestellt. Die Abweichung der Eigenfrequenzen des vorgeschlagenen Modells blei-

Abb. 8 Vergleich der vorgeschlagenen Dämpfungsmodellierung mit Messergebnissen



ben bis 5kHz für alle korrelierten Eigenvektorpaarungen unter 10%.

Abb. 8 zeigt das Ergebnis der entwickelten Dämpfungsberechnung im Vergleich zu den aus der Messung extrahierten modalen Dämpfungsgraden. Betrachtet man zunächst die gemessenen Dämpfungsgrade, ist die Richtungsabhängigkeit der Dämpfung des Blechpakets deutlich zu erkennen. Schwingungsformen, die einen hohen Schubanteil der Dehnungsenergie besitzen, wie z.B. bei der Frequenz von 2160Hz in Abb. 8, weisen einen höheren Dämpfungsgrad auf als Schwingungsformen mit dominantem Biegeverformungsanteil innerhalb der Blechebene, z.B. bei der Frequenz von 1800 Hz in Abb. 8. Die Dämpfungsgrade für Schwingungsformen mit dominantem Biegeverformungsanteil innerhalb der Blechebene liegen über dem betrachteten Frequenzbereich auf einem konstanten Niveau, vgl. Abb. 8 $f = 1800\text{Hz}$, $f = 3180\text{Hz}$, $f = 4250\text{Hz}$ und $f = 4600\text{Hz}$. Eine gleiche Beobachtung kann auch für Schwingungsformen mit hohem Schubanteil gemacht werden, vgl. Abb. 8 $f = 2160\text{Hz}$, $f = 2700\text{Hz}$, $f = 4120\text{Hz}$ und $f = 4300\text{Hz}$.

Die mit dem entwickelten Dämpfungsmodell berechneten Dämpfungsgrade bilden den beschriebenen charakteristischen Verlauf der Dämpfung des Blechpakets gut ab. Auch die als konstant angenommenen Verlustfaktoren der Einzelwerkstoffe führen mit der vorgeschlagenen Modellierung bereits ohne Parameterabgleich zu guten Übereinstimmungen (Abweichung zum Teil $< 10\%$) mit den Messergebnissen. Für manche Schwingungsformen, vgl. Abb. 8 $f = 722\text{Hz}$ und $f = 2310\text{Hz}$, werden die Dämpfungsgrade durch das Modell unterschätzt. Betrachtet man die zugehörigen Schwingungsformen, ist festzustellen, dass diese besonders durch die gewählte Aufhängung in der Messung beeinflusst werden können. Dies deutet also darauf hin, dass die höheren Dämpfungsgrade durch eine zusätzliche Dämpfung der Aufhängung, welche im Modell nicht abgebildet ist, entstehen können. Für manche Frequenzen, z.B.

Abb. 8 $f = 1680\text{Hz}$, wird die Dämpfung im Modell überschätzt. Eine mögliche Ursache hierfür wird innerhalb der Auswertung bei der Parameterschätzung bei eng beieinander liegenden Eigenfrequenzen vermutet. Je nach Modendichte kann es zu deutlichen Abweichungen der Parameterschätzverfahren kommen [13].

Nach dem Stand der Technik wird häufig, wenn keine Messergebnisse zur Verfügung stehen, für stahlähnliche Werkstoffe und Blechpakete ein konstanter Verlustfaktor von 0,2% angenommen [10]. Das vorgeschlagene richtungsabhängige Dämpfungsmodell ermöglicht eine deutlich präzisere Vorhersage der Werkstoffdämpfung, vgl. Abb. 8. Aufgrund der gewählten energetischen Formulierung über die modale Dehnungsenergie nach Gl. (28) besitzt das Modell nicht nur Gültigkeit für das hier untersuchte Blechpaket, das Vorgehen ermöglicht darüber hinaus erstmals eine Vorhersage der Werkstoffdämpfung von Backlack isolierten Blechpaketen elektrischer Maschinen.

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird ein Modell zur Abbildung der strukturdynamischen Werkstoffdämpfung von Blechpaketen elektrischer Maschinen vorgestellt. Aufgrund des geschichteten Aufbaus von Blechpaketen ist neben den Stetigkeitseigenschaften auch die Dämpfung richtungsabhängig. Um diese Abhängigkeit innerhalb eines Modells berücksichtigen zu können, wird die Theorie der analytischen Homogenisierung für einachsige faserverstärkte Kunststoffe nach [8] genutzt und ein passendes Modell für Backlack isolierte Blechpakete hergeleitet. Die Homogenisierung ermöglicht es aus den Werkstoffparametern der Einzelwerkstoffe des Elektrobands und des Backlacks äquivalente Materialparameter für das Blechpaket zu bestimmen. Über eine energetische Betrachtung der Werkstoffhysterese und durch die Nutzung von werkstoffspezifischen Verlustfaktoren kann die Richtungsabhängig-

keit der Werkstoffdämpfung von Blechpaketen erstmals modelliert werden. Dazu wird ein Ansatz über die modale Dehnungsenergie gewählt und ein äquivalentes proportionales viskoses Dämpfungsmodell mit der finite Element Methode parametrisiert.

Für ein exemplarisches Blechpaket einer Traktionsmaschine eines Elektrofahrzeugs wird das vorgestellte Modell parametrisiert und mit Ergebnissen einer experimentellen Modalanalyse abgeglichen. Es wird an einem ausgewählten Eigenvektor der Messung gezeigt, dass die Annahme der proportionalen Dämpfung für das Blechpaket zulässig ist. Weiter wird eine Modellkorrelation über das Modal Assurance Kriterium durchgeführt. Die berechneten Eigenfrequenzen mit dem vorgeschlagenen Modell zeigen sehr gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Die Frequenzabweichungen liegen unter 10%. Ähnlich gute Ergebnisse können auch für Dämpfungsberechnungen erzielt werden.

Während bei der herkömmlichen Dämpfungsmodellierung von Blechpaketen elektrischer Maschinen über den modalen Dämpfungsgrad Messungen in einem Prototyp benötigt werden, ermöglicht das vorgeschlagene Verfahren erstmals eine Berechnung der richtungsabhängigen Dämpfung auf Basis der Einzelwerkstoffparameter.

Danksagung Diese Arbeit entstand im Rahmen des Verbundprojektes „Concept-ELV²“ und wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen 01MY17002B finanziell unterstützt. Markus Jaeger wurde als Mitglied des Graduiertenkollegs GRK 1856 von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) gefördert.

Funding Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden.

Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen.

Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

- Jordan H (1950) Geräuscharme Elektromotoren: Lärmbildung und Lärmbeseitigung bei Elektromotoren. Girardet,
- Ewins DJ (2000) Modal testing: theory, practice and application, 2nd edn. Research Studies Press, England
- Schwarzer M (2017) Structural dynamic modeling and simulation of acoustic sound emissions of electric traction motors. Dissertation, Darmstadt, Germany
- Van der Giet M, Kasper K, De Doncker R, Hameyer K (2012) Material parameters for the structural dynamic simulation of electrical machines. In: 2012 XXth International Conference on Electrical Machines
- VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (2004) VDI-Richtlinie 3830 Blatt 1 Werkstoff- und Bauteildämpfung: Einteilung und Übersicht. VDI-Fachbereich Schwingungstechnik. Beuth,
- Saravanos D, Chamis C (1990) Unified micromechanics of damping for unidirectional and off-axis fiber composites. J Compos Technol Res 12(1):31–40
- Richardson M, Potter R (1975) Viscous vs. structural damping in modal analysis. In: 46th Shock and Vibration Symposium San Diego
- Altenbach H, Altenbach J, Rikards R (1996) Einführung in die Mechanik der Laminat- und Sandwichtragwerke. Dt. Verl. für Grundstoffindustrie, Stuttgart
- VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung (2004) VDI-Richtlinie 3830 Blatt 2: Dämpfung in festen Werkstoffen. VDI-Fachbereich Schwingungstechnik. Beuth,
- Cremer L, Heckl M (1988) Structure-borne sound: structural vibrations and sound radiation at audio frequencies. Springer, Heidelberg
- Franck M, Mönninghoff S, Butterweck D, Hameyer K (2021) Methodik zur Bestimmung von optimalen Messpunkten bei der strukturdynamischen Vermessung elektrischer Maschinen. EI Elektrotech Informationstech 138(6):431–437
- Allemang R (2003) The modal assurance criterion—twenty years of use and abuse. Sound and vibration 37(8):14–23
- Maia N (1988) Extraction of valid modal properties from measured data in structural vibrations. Dissertation. Imperial College of Science, London



Marius Franck, schloss im Jahr 2018 das Maschinenbau-Studium an der RWTH Aachen University mit dem Master of Science ab. Seit August 2018 arbeitet er als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Maschinen der RWTH Aachen. Seine Forschungsschwerpunkte liegen im Bereich der akustischen und strukturdynamischen Untersuchung von elektrischen Maschinen.



Markus Jaeger, beendete 2016 erfolgreich sein Maschinenbaustudium an der RWTH Aachen mit dem Abschluss zum Master Fahrzeugtechnik und Transport. Danach begann er seine Promotion mit dem Schwerpunkt des NVH-Verhaltens elektrische Fahrzeugantriebsstränge am Institut für Elektrische Maschinen der RWTH Aachen. Als Mitglied des Graduiertenkollegs mobilEM der DFG steht bei ihm der interdisziplinäre Austausch mit anderen Fachgebieten für die

Entwicklung moderner, elektrischer Fahrzeuge im Vordergrund.



Benedikt Groschup, erhielt 2015 seinen Master of Science Abschluss in Maschinenbau mit der Vertiefung auf Fahrzeugtechnik und Transport. Seit 2016 arbeitet er als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der RWTH Aachen. Seit 2018 ist er als Gruppenleiter am Institut für Elektrische Maschinen im Bereich „Design und Diagnose“ tätig. Seine Forschungsschwerpunkte liegen im Bereich der elektromagnetischen, mechanischen und thermischen Untersuchung elektrischer Antriebsstränge.



Kay Hameyer, erwarb sein Diplom in Elektrotechnik von der Universität Hannover und promovierte an der Technischen Universität Berlin. Nach seinem Studium arbeitete er für die Robert Bosch GmbH in Stuttgart als Entwicklungsingenieur für permanentmagneterregte Servomotoren und Kraftfahrzeug-bordnetzkomponenten. Bis 2004 war Dr. Hameyer Professor für Numerische Feldberechnungen und Elektrische Maschinen an der KU Leuven in Belgien. Seit

2004 ist er Professor und Leiter des Instituts für Elektrische Maschinen der RWTH Aachen University. 2006 war er Vize-dekan der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der RWTH Aachen University und von 2007 bis 2009 Dekan der Fakultät. Seine Forschungsschwerpunkte liegen im Bereich der numerischen Feldberechnung und -optimierung, dem Entwurf und der Regelung elektrischer Maschinen, insbesondere von permanentmagneterregten Maschinen und Drehfeldmaschinen sowie der Entwicklung von Methoden für die virtuelle Realität. Seit vielen Jahren beschäftigt sich die Arbeit von Dr. Hameyer mit der Magnetschwebetechnik für Antriebssysteme, der elektromagnetischen Geräuschanregung elektrischer Maschinen und der Charakterisierung ferromagnetischer Materialien und Isolierwerkstoffe. Er ist Autor von mehr als 350 Journal-Publikationen, mehr als 700 internationalen Konferenzveröffentlichungen und Autor von vier Büchern. Dr. Hameyer ist Mitglied im VDE, IEEE Senior Member und Fellow des IET.