



# Online-Magazin

Zeitschrift für numerische Simulationsmethoden und angrenzende Gebiete  
FEM – CFD – MKS – VR / VIS – PROZESS – SDM

Achtung: Neue Adresse und Telefonnummer:  
NAFEMS Deutschland, Österreich, Schweiz GmbH  
Griesstr. 20, D-85567 Grafing b. München  
Tel. +49 (0) 176 217 984 01

**Fachbeiträge in dieser Ausgabe**

**Strukturdynamik**

- Einsatz hybrider Methoden aus Messung und Simulation bei komplexen Simulationsaufgaben
- Hardware-in-the-Loop Tests für Systeme zur Schwingungsminderung
- Numerische Analyse des Vibrationsverhaltens elektrischer Antriebe

...sowie Neuigkeiten, Veranstaltungskalender, Schulungen, ...

Alle bisherigen Ausgaben kostenlos zum Download unter:

[www.nafems.org/magazin](http://www.nafems.org/magazin)



**NWC** NAFEMS  
NAFEMSWORLDCONGRESS 2017

Termin vormerken!

**11 - 14 JUNE 2017**  
**STOCKHOLM | SWEDEN**

**A WORLD OF ENGINEERING SIMULATION**  
incorporating the 3<sup>rd</sup> International SPDM Conference



[nafems.org/congress](http://nafems.org/congress)

**Quick-Info**

**Trainingskurse**

**Simulation und Analyse von Composites**

10. - 11. Okt., Wiesbaden

**Prakt. Anwendung FEM / Ergebnisinterpretation**

10. - 11. Okt., München / 14. - 16. Nov. Wiesbaden

**Non-Linear Finite Element Analysis**

18. - 19. Okt., München

**Strömungssimulation (CFD): Theorie / Anwendung**

08. - 09. Nov., Wiesbaden

**Verification & Validation of Models and Analyses**

08. - 09. Nov., Wiesbaden

**e-Learning-Kurse**

u. a. zu Fatigue & Fracture, Connections, ...

**Konferenzen**

**European Conference: Simulation Based Optimisation**

12. - 13. Okt., Manchester, UK

**Adjungierte CFD-Methoden (Adjoint CFD Methods)**

24. - 25. Okt., Wiesbaden

**Simulation von Composites – Bereit für Industrie 4.0?**

- Airbus Werksbesichtigung ist geplant -

26. - 27. Okt., ZAL Hamburg

**European Conference: Multiphysics Simulation**

15. - 16. Nov., Kopenhagen, DK

**Exploring the Design Freedom of Additive Manufacturing through Simulation**

- VTT Besichtigung ist geplant -

22. - 23. Nov., Helsinki, FI

**Weitere Termine:**

[www.nafems.org/events](http://www.nafems.org/events)

Sponsoren dieser Ausgabe:



# Numerische Analyse des Vibrationsverhaltens Elektrischer Antriebe

Dr.-Ing. Marold Moosrainer, Dr. Martin Hanke, Dipl.-Ing. Daniel Bachinski Pinhal  
CADFEM GmbH

## 1 Einleitung

Die Vibration bzw. Schallabstrahlung von Geräten gewinnt immer mehr an Bedeutung am Entwicklungsprozess technischer Baugruppen. In Anwendungen, wo hohe Stellgenauigkeiten wichtig sind, ist die Vermeidung von Vibration essentiell. Darüber hinaus ist ein leiser Betrieb bzw. eine hohe Laufruhe eines Gerätes oft ein wichtiges Qualitätsmerkmal und somit ein Verkaufsargument.

Elektromotoren gewinnen immer mehr Bedeutung in der Antriebstechnik, sowohl für Präzision als auch in Traktionsanwendungen. Als Beispiel seien moderne PKWs genannt. Einerseits sind in einem modernen Automobil mehrere dezentrale Elektromotoren eingebaut, andererseits gewinnt neuerdings der Elektromotor als Haupt- oder Hybridantrieb auch im Antriebsstrang an Bedeutung.

Der Aspekt der Vibration und Schallabstrahlung sollte bei der Auslegung elektrischer Maschinen immer mit betrachtet werden, da diese Baugruppen immer periodischen Erregungen ausgesetzt sind. Sowie das Magnetfeld sich am Luftspalt räumlich und zeitlich periodisch wiederholt, tun das auch die Kraftwirkungen an Rotor und Stator. Die magnetischen Kräfte, die den Rotor zum Drehen bringen, sind immer mit entsprechenden Gegenkräften verbunden, die vom Stator aufgenommen werden und eine Vibration einleiten. Dieser Sachverhalt lässt sich nicht grundsätzlich umgehen. Es kann jedoch beeinflusst werden, bei welchen Frequenzen eine Anregung stattfindet. Hier sollte der Entwickler versuchen, das Reaktionsvermögen der mechanischen Struktur auf die wirkenden Kräfte zu minimieren.

Abgesehen von einigen Ausnahmen arbeiten moderne Elektromotoren in einem weiten Drehzahlbereich. Bei jeder Drehzahl ändert sich die Charakteristik der wirkenden magnetischen Kräfte bzw. deren Spektrum. Um eine gewissenhafte Auslegung hinsichtlich Vibration durchführen zu können, müssen Berechnungen bei mehreren Drehzahlen durchgeführt werden.

In diesem Artikel wird eine Synchron-Reluktanz-Maschine (SyRM) beispielhaft gewählt, um die Untersuchungs- bzw. Berechnungsschritte zu verdeutlichen. Dieser Maschinentyp wird heute für die Elektromobilität in Erwägung gezogen. In diesem Einsatzfeld ist die Variabilität der Drehzahl offensichtlich.

Als erstes wird das grundsätzliche Vorgehen einer magnetisch-mechanischen Kraftkopplung gezeigt, welches in ANSYS über die graphische Benutzeroberfläche definiert wird. Anschließend sollen wichtige Erweiterungen vorgestellt werden, die zum Beschleunigen der Analyse bzw. Reduzierung der generierten Datenmenge dienen. Diese werden umso wichtiger, wenn Parametervariationen, wie z.B. der Drehzahl, an Bedeutung gewinnen.

## 2 Der zugeschnittene Workflow für Vibrationsanalysen

ANSYS Workbench sieht einen zugeschnittenen Workflow für das Analysieren von Schwingungen, welche aus elektromagnetischen Kräften herrühren, vor. Auf der sogenannten Projektebene wird eine magnetische Feldsimulation mit einer harmonisch-mechanischen Analyse gekoppelt. Diese Kopplung wird durch einen entsprechenden Linienzug dargestellt, wie in Abb. 1 zu sehen.

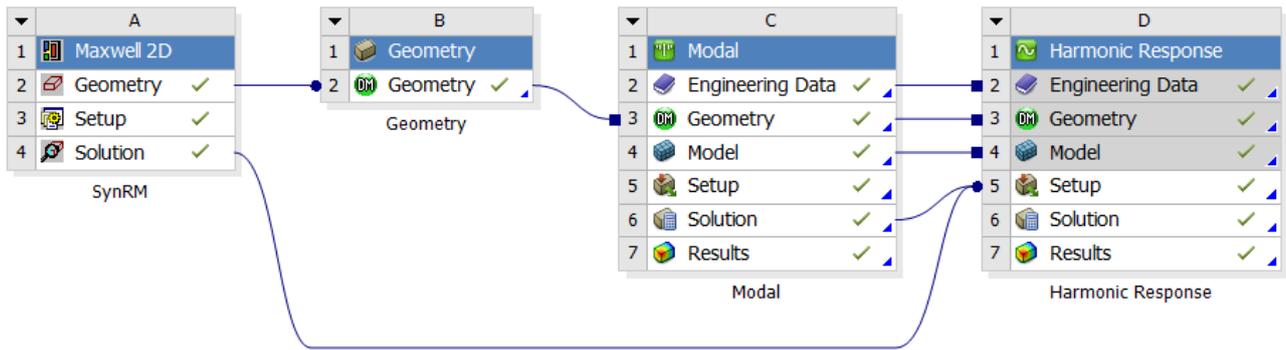


Abb. 1: Magneto-Mechanische Kraftkopplung in ANSYS Workbench, auf der Projektebene dargestellt

Dieser Simulationsprozess besteht aus einer transienten elektromagnetischen Analyse (A), einer Geometrieangepassung bzw. -erweiterung (B), einer Modalanalyse (C) und schließlich aus einer harmonisch-mechanische Analyse (D), in der Schwingungen der Struktur berechnet werden.

**2.1 Transiente magnetische Analyse**

Für die Berechnung der wirkenden Magnetkräfte wird in der Regel eine zeittransiente Analyse gewählt. Dies erlaubt sowohl das Berücksichtigen von dynamischen Effekten, wie z.B. Wirbelströme, als auch die Zuweisung nichtlinearer Materialeigenschaften. Das Ergebnis einer solchen Analyse ist die Magnetfeldverteilung in der Baugruppe, woraus Magnetkräfte abgeleitet werden können.

Als Beispiel stellt Abb. 2 die berechnete Verteilung der magnetischen Flussdichte in einer SyRM dar. In diesem Fall handelt es sich um eine 2D-Magnetfeldsimulation, in der angenommen wird, dass das magnetische Feld konstant entlang einer Koordinatenachse ist. Ohne Einschränkung der Allgemeinheit wird festgelegt, dass die zu berechnende planare Magnetfeldverteilung auf der xy-Ebene liegt.

$$\vec{B}(x, y, z) = \vec{B}(x, y) \quad (\text{Gl. 1})$$

Diese Annahme ist zulässig, wenn sich die Hauptflusspfade der elektrischen Maschine auf einer Ebene beschreiben lassen. Dies ist u.a. bei Radialflussmaschinen mit kleinem Luftspalt gegenüber der Maschinenlänge und vernachlässigbarer Flusstreuung an den Stirnflächen gegeben.

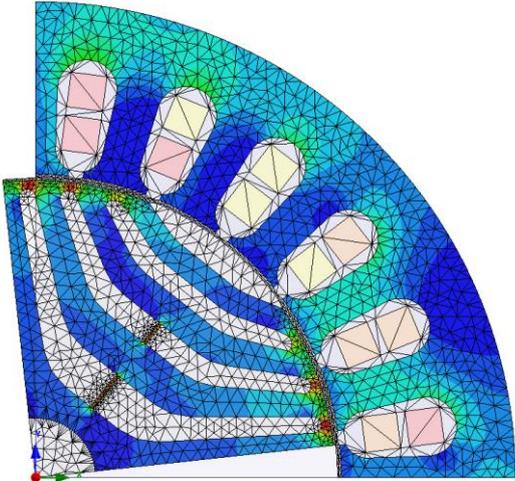


Abb. 2: Berechnete 2D B-Feldverteilung im Blechschnitt einer SyRM

Ausgehend von einer bekannten Verteilung der magnetischen Flussdichte und Feldstärke kann die auf einen Körper wirkende Kraft mittels des sogenannten Maxwell'schen Spannungstensors  $\sigma_M$  berechnet werden.

In der Indexnotation lässt sich der Spannungstensor schreiben als

$$\sigma_{M_{i,j}} = H_i B_j - H_k B_k \cdot \delta_{i,j} \quad (\text{Gl. 2})$$

Die magnetische Kraftwechselwirkung zwischen Rotor und Stator wird mit Hilfe einer zylindrischen Auswertelinie (im 3D: Auswertefläche) am Luftspalt bestimmt. Durch Tensormultiplikation von  $\sigma_M$  mit dem Normalvektor, werden infinitesimalen Kraftdichten gewonnen (vgl. Abb. 3).

$$d\vec{F} = \sigma_M \cdot \vec{n} \quad (\text{Gl. 3})$$

Durch Integration von  $d\vec{F}$  entlang der entsprechenden Teilbereiche  $k$  des Auswertezylinders werden Kräfte und Momente auf die Statorzähne berechnet.

$$\vec{F}_k = \int_k d\vec{F}; \vec{M}_k = \int_k \vec{r} \times d\vec{F} \quad (\text{Gl. 4})$$

Die so ermittelten Größen sind Funktionen der Zeit. Die nachfolgenden Vibrationsuntersuchungen werden jedoch typischerweise im Frequenzbereich durchgeführt. Um diese Erregungen als Last verwenden zu können werden diese Fourier-transformiert. Dadurch erhält man ein Frequenzspektrum pro Komponente des Kraft- bzw. Momentenvektors.

Alle diese Rechenschritte sind in ANSYS Maxwell automatisiert. Der Anwender muss lediglich die zylindrische Auswertelinien aktivieren und die Erregungsberechnung vor dem Simulationsstart anfordern.

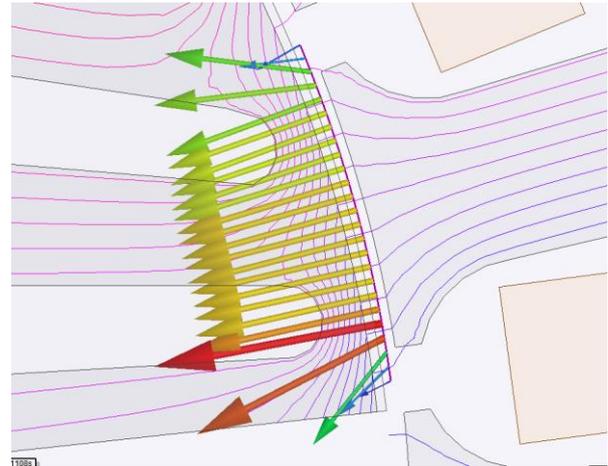


Abb. 3: Durch Spannungstensor gewonnener Kraftdichteverlauf auf zylindrischen Auswertelinien

## 2.2 Strukturmechanische Vibrationsanalyse

Die harmonisch-mechanische Vibrationsanalyse wird typischerweise im Frequenzbereich durchgeführt. Voraussetzung dafür ist, dass diese Analyse linear durchführbar ist. Dies setzt folgende Punkte voraus:

- Lineares Materialverhalten
- Verformung vernachlässigbar gegenüber Abmessungen der Bauteile
- Kontakte linear oder linearisiert (kein „Abheben“)

Unter diesen Voraussetzungen sind alle periodischen Erregungen als Spektrum von harmonischen Erregungen darstellbar.

Diese Punkte treffen bei vielen Vibrationsanalysen zu. Im Frequenzbereich wird die Matrixgleichung

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\vec{u} + j\omega \mathbf{C}\vec{u} = \vec{F} \quad (\text{Gl. 5})$$

gelöst.

Zur Lösung des Gleichungssystems ist es zweckmäßig die modale Superposition zu verwenden. Dabei wird der Verschiebungsvektor  $\vec{u}$  als lineare Superposition einer endlichen Anzahl von Eigenvektoren  $\vec{\phi}_m$  approximiert. Diese werden durch Lösung des Eigenwertproblems.

$$(\mathbf{K} - \omega_0^2 \mathbf{M})\vec{\phi}_m = 0 \quad (\text{Gl. 6})$$

Berechnet.

Dabei besitzt  $\omega_0$  die physikalische Bedeutung einer Resonanzfrequenz der Struktur.

Die Konversion zwischen modalen Koordinaten  $\vec{y}$  und Verschiebungen  $\vec{u}$  erfolgt durch Multiplikation mit der Modalmatrix, deren Spalten aus den Vektoren  $\vec{\phi}_m$  bestehen.

$$\vec{u}(\omega) = \Phi_M \cdot \vec{y}(\omega) \quad (\text{Gl. 7})$$

Durch Einsetzen von Gl. 7 in Gl. 5 und Multiplikation des Gleichungssystems mit  $\Phi_M^T$  von links erhält man, für den ungedämpften Fall, ein diagonalisiertes Gleichungssystem.

Die Dämpfung kann nach diesem Schritt als Rayleigh- oder modale Dämpfung ergänzt werden ohne die Diagonalform des Systems zu zerstören.

$$\Phi_M^T (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \Phi_M \cdot \vec{y}(\omega) = \Phi_M^T \vec{F} \quad (\text{Gl. 8})$$

Gl. 8 verdeutlicht, dass die angreifenden Lasten durch Multiplikation mit der Transponierten der Modalmatrix in den modalen Raum konvertiert werden müssen. Dieser Schritt wird von ANSYS automatisch im Hintergrund aufgerufen, so dass die Lastdefinition bequem im natürlichen Raum durchgeführt werden kann. Die in Gl. 4 berechneten Kräfte und Momente pro Zahn werden automatisch ortsbasiert zugeordnet und übertragen.

Abb. 4 zeigt eine beispielhafte Darstellung der berechneten Verschiebungen am Gehäuse des Elektromotors.

Als Bewertungskriterium für die Vibration einer Struktur bietet sich die sogenannte „Equivalent Radiated Power“ (ERP) nach [1] an. Dieses integrale Kriterium berücksichtigt die Normalkomponente der Oberflächenschnellen entlang der Außenflächen einer Struktur.

$$ERP = \frac{1}{2} \rho c_0 \int_A (\vec{v} \cdot d\vec{n})^2 dA \quad (\text{Gl. 9})$$

Die ERP wird als konservatives Maß für die abgestrahlte Schalleistung gesehen und wird typischerweise in dB bezogen auf 1pW angegeben. Dieser skalare Wert lässt sich bei harmonischer Anregung für jede Komponente des Linienspektrums darstellen (vgl. Abb. 5).

Somit kann das Vibrationsverhalten einer E-Maschine bei einem Betriebspunkt bequem mit Hilfe der FE-Simulation analysiert werden.

**D: Harmonic Response**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Frequency: 400. Hz  
 Sweeping Phase: 0. °  
 Unit: m  
 21.03.2016 15:34

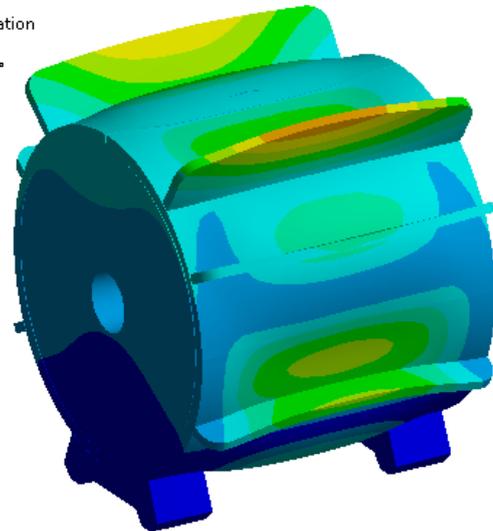
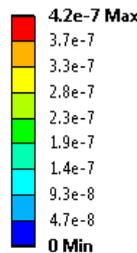


Abb. 4: Darstellung der berechneten Verschiebungen am Gehäuse eines Elektromotors

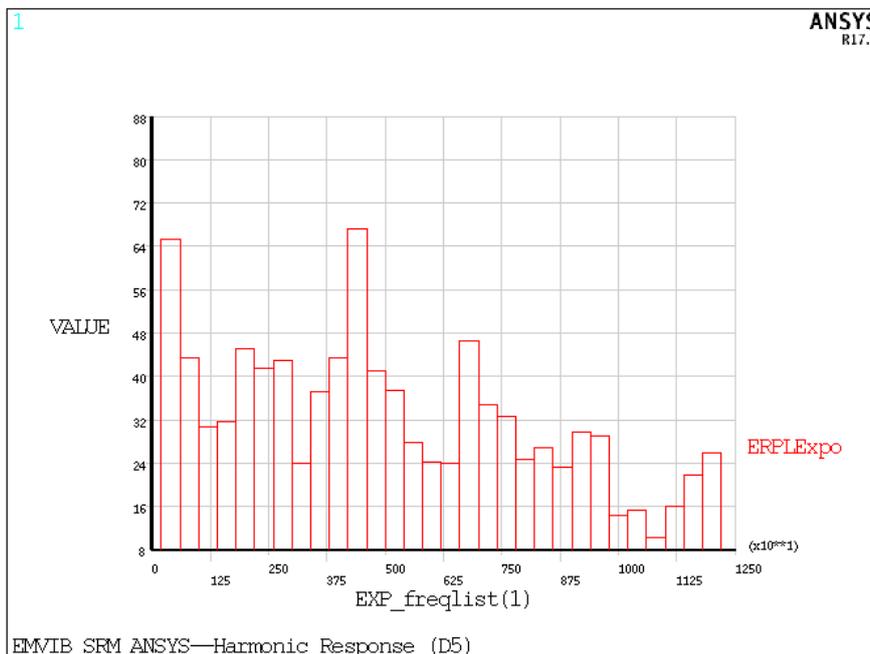


Abb. 5: Berechnete ERP in logarithmischer Darstellung

### 3 Materialeigenschaften für typische Strukturen im Elektromaschinenbau

Es ist wichtig, die mechanischen Materialeigenschaften der Struktur realitätstreu abzubilden. Der Stator besteht in der Regel aus laminiertem, ferromagnetischem Blech. Typischerweise werden Blechdicken von 0.1mm bis 1mm durch eine Lackschicht von einigen  $\mu\text{m}$  gegeneinander isoliert.

Das ist ein typischer Fall einer Multiskalen-Aufgabenstellung. Es ist i.d.R. nicht zweckmäßig diese feine Struktur im FE-Motormodel aufzulösen und zu vernetzen.

Eine geeignete Simulationsstrategie für die Abbildung der mechanischen Eigenschaften des Laminats ist das Ableiten anisotroper Materialeigenschaften und Homogenisierung des Blechpaketes im Motormodell.

Zur Ermittlung der Materialkonstanten können in einer virtuellen repräsentativen Materialprobe, die sich periodisch wiederholt, mit Hilfe der FE-Simulation Versuche durchgeführt werden. Abb. 6 stellt eine solche exemplarische Materialprobe für das Elektroblech dar. In diesem Beispiel werden zwei je 0.25mm dicken Eisenschichten durch einer Lackschicht von  $50\mu\text{m}$  getrennt.

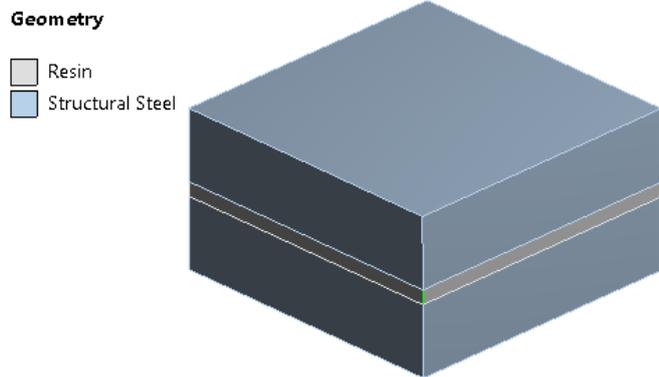


Abb. 6: Virtuelle Materialprobe für das Elektroblechlaminat

Für lineares Materialverhalten kann der Zusammenhang zwischen Spannungen  $\sigma$  und Dehnungen  $\epsilon$  mit Hilfe der Elastizitätsmatrix  $\mathbf{E}$  beschrieben werden:

$$\vec{\sigma} = \mathbf{E} \cdot \vec{\epsilon} \quad (\text{Gl. 10})$$

Dabei wurde hier die Vektornotation von Spannungen und Dehnungen gewählt.

Aus den Grundlagen der FEM ist ferner bekannt, dass ein Minimum eines Energiefunktional gesucht wird. Die Zunahme an innerer Energie  $U$  und äußere Arbeit  $W$  wird gleichgesetzt:

$$\delta U = \delta W$$

$$\int_V \delta \vec{\epsilon}^T \mathbf{E} \vec{\epsilon} dV = \delta \vec{u}^T \vec{f} \quad (\text{Gl. 11})$$

Dabei bezeichnen  $\vec{u}$  und  $\vec{f}$  die Vektoren für die lokalen Verschiebungen bzw. für die wirkenden äußeren Kräfte in einem Volumen  $V$ .

Der Zusammenhang zwischen Dehnungen und Verschiebungen wird durch eine örtliche Differentiationsmatrix  $\mathbf{B}$  beschrieben, welche aus den Elementformfunktionen gewonnen wird.

$$\vec{\epsilon} = \mathbf{B} \cdot \vec{u} \quad (\text{Gl. 12})$$

Setzt man Gl. 12 in Gl. 11 ein erhält man nun den Ausdruck:

$$\delta \vec{u}^T \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \cdot \vec{u} = \delta \vec{u}^T \vec{f}$$

$$\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{E} \mathbf{B} dV \cdot \vec{u} = \vec{f} \quad (\text{Gl. 13})$$

Wobei mit dem Integral die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  berechnet wird.

Gl. 10 stellt die Grundlage für die nun anstehende Homogenisierung dar. Gesucht wird ein homogenes, anisotropes Material welches auf vorgegebenen Verschiebungsvektoren  $\vec{u}$  mit denselben äußeren Kräften  $\vec{f}$  reagiert wie die Struktur in Abb. 6.

Die repräsentative Materialprobe wird nun numerischen Zug- und Scherversuchen ausgesetzt. In jedem Versuchsszenario wird auf die Probe eine Einheitsverschiebung bzw. -rotation aufgetragen. Die erhaltenen Reaktionskräfte bzw. -drehmomente entsprechen dann einer Spalte der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$ . Für eine Einheitskraft in der zweiten Komponente des Kraftvektors erhält man beispielsweise

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1^{(2)} \\ f_2^{(2)} \\ f_3^{(2)} \\ f_4^{(2)} \\ f_5^{(2)} \\ f_6^{(2)} \end{bmatrix} = \vec{f}^{(2)}. \quad (\text{Gl. 14})$$

Die Spalten der anisotropen Elastizitätsmatrix  $\mathbf{E}$  sind die volumenbezogenen Reaktionsvektoren  $\vec{f}^{(i)}$ .

$$\mathbf{E} = \frac{1}{V} [\vec{f}^{(1)}; \vec{f}^{(2)}; \vec{f}^{(3)}; \vec{f}^{(4)}; \vec{f}^{(5)}; \vec{f}^{(6)}] \quad (\text{Gl. 15})$$

Die verformte Materialprobe und die erhaltene Elastizitätsmatrix sind in Abb. 7 dargestellt.

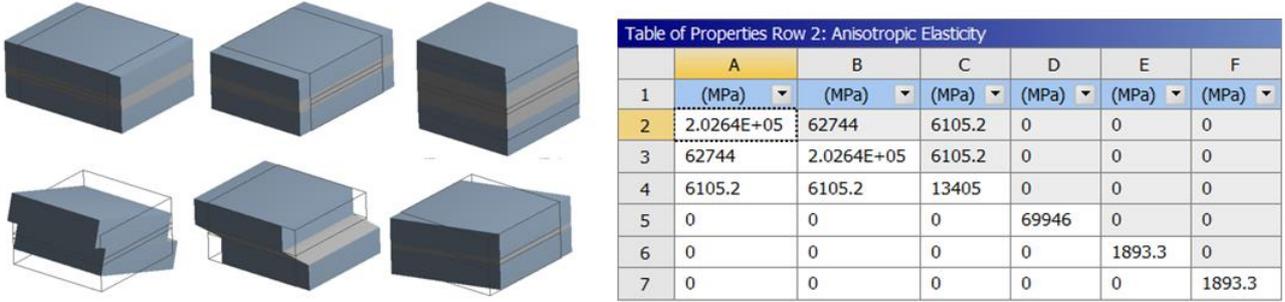


Abb. 7: Verformte Materialprobe bei den virtuellen Zug- und Scherversuchen und erhaltene Elastizitätsmatrix

Da die Materialprobe einen Ausschnitt aus einer periodischen Struktur darstellt, ist es notwendig, für die Durchführung der virtuellen Zug- und Scherversuche, periodische Randbedingungen an den sich gegenüberliegenden Flächen zu verwenden. Dabei wird die Abhängigkeit zwischen den Freiheitsgraden einer „master“ und einer „slave“ Seite beschrieben.

$$u_i^{(\text{slave})} = u_i^{(\text{master})} + u_0 \quad (\text{Gl. 16})$$

Wobei für  $u_0$  die aufzutragende Einheitsverschiebungen eingesetzt werden. Solch ein Zusammenhang zwischen Freiheitsgraden lässt sich in ANSYS mit Hilfe von sogenannten „constraint equations“ (CEs) mit der Skriptsprache APDL definieren.

Für den Spulenkörper ist eine ähnliche Vorgehensweise denkbar, solange diese sich durch eine sich periodisch wiederholende Struktur annähern lassen (vgl. Abb. 8). Dies ist beispielsweise bei sehr kompakten, maschinengewickelten und umgossenen Wicklungen der Fall.

Dabei muss bei der Verwendung des Ersatzmaterials stets auf die richtige Orientierung des Koordinatensystems geachtet werden, das für die Materialbeschreibung verwendet wird. Für unregelmäßige oder lose Wicklungen ist die Verwendung von Massenbelägen ohne Steifigkeitsbeitrag oder empirisch ermittelten Materialeigenschaften eher geeignet.

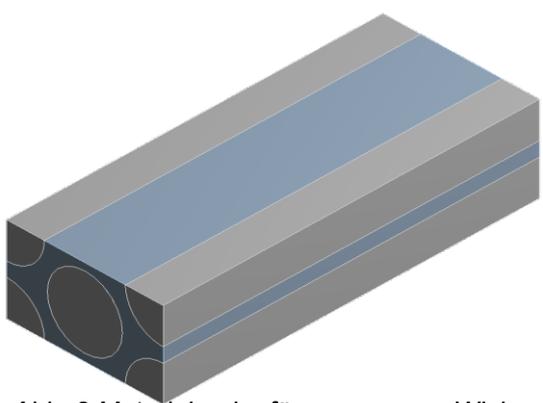


Abb. 8: Materialprobe für umgossene Wicklung

## 4 Kalibrierung der Ergebnisse mit Messungen

Trotz sorgfältiger Modellbildung sind zunächst einige Abweichungen zwischen simulierten und gemessenen Ergebnissen zu erwarten, da einige Einflussfaktoren in der Realität unbekannt bzw. mit großen Unsicherheiten versehen sind. Beispiele für solche Einflussfaktoren sind streuende Materialeigenschaften der Isolationslacke, Schraubenvorspannungen am Gehäuse oder der anzunehmende Massenbelag einer losen Wicklung.

Um solche Einflussfaktoren zu erfassen empfiehlt es sich ein neu erstelltes Simulationsmodell zunächst mit einigen repräsentativen Messergebnissen zu kalibrieren. Hier werden die unbekanntes Eingangsparameter, innerhalb bestimmter Grenzen, variiert, um eine möglichst gute Übereinstimmung zwischen berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen zu erreichen.

Für skalare Vergleichsgrößen, wie z.B. Eigenfrequenzen, ist das Berechnen eines Abweichungsmaßes trivial. Für vektorielle Größen, wie z.B. Eigenvektoren, empfiehlt sich die Verwendung des sogenannten MAC (Modal Assurance Criterion). Hier wird die Projektion der durch EMA („Experimental Modal Analysis“) erhaltenen Verschiebungsmuster auf die berechneten Eigenvektoren gebildet.

$$MAC_{i,j} = \frac{|\vec{\Phi}_i^{FEM} \cdot \vec{\Phi}_j^{EMA}|^2}{|\vec{\Phi}_i^{FEM}|^2 \cdot |\vec{\Phi}_j^{EMA}|^2} \quad MAC_{i,j} \in [0; 1] \quad (\text{Gl. 17})$$

Stehen nun geeignete Abweichungsnormen zur Verfügung kann ein Optimierungsalgorithmus verwendet werden, um die unbekanntes Eingangsparameter so zu kalibrieren, dass eine bessere Übereinstimmung zwischen gemessenen und simulierten Eigenvektoren erhalten wird.

Die einzelnen Schritte einer solchen Optimierungsaufgabe werden durch Abb. 9 verdeutlicht:

1. Import und Animation der gemessenen EMA-Daten
2. Ggf. statische Analyse(n) des Montagezustandes für die Berücksichtigung von Vorspannungen (Schrauben, Passungen, thermische Lasten, etc.)
3. Vorgespannte Modalanalyse mittels FEM
4. Berechnung der MAC-Werte und Darstellung der MAC-Matrix, welche den Grad der Übereinstimmung beschreibt
5. Wahl der zu variierenden Eingangsparameter und Definition der MAC-Werte als Ausgangsparameter auf der Workbench-Projektseite
6. Sensitivitätsanalyse mit optiSLang für die Bestimmung der relevanten bzw. dominanten Eingangsparameter und evtl. Reduzierung des Parametersatzes für die Optimierung
7. Optimierungslauf mit optiSLang zur Minimierung einer Straffunktion

Als Straffunktion  $F$  kann beispielsweise der Ausdruck

$$F = a \sum_{i=1}^m \frac{f_i^{FEM} - f_i^{EMA}}{f_i^{EMA}} + b \sum_{i=1}^m \left| MAC \left( \vec{\Phi}_i^{FEM}; \vec{\Phi}_i^{EMA} \right) - 1 \right| \quad (\text{Gl. 18})$$

verwendet werden. Dabei bezeichnet  $f$  die Resonanzfrequenzen und  $a$  und  $b$  gewählte Wichtungsfaktoren.

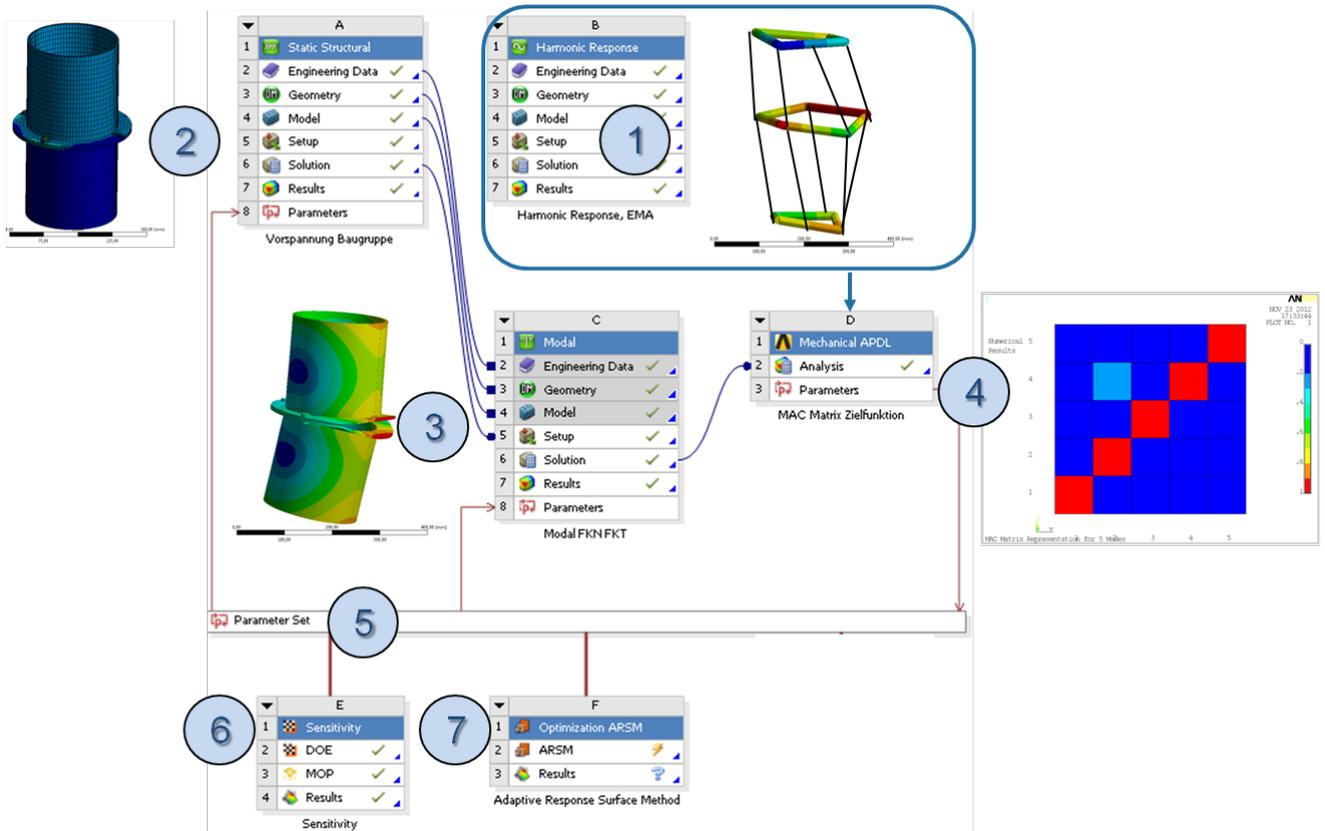


Abb. 9: Exemplarischer "Workflow" einer Modellkalibrierung unter Verwendung des MAC-Kriteriums

### 5 Analyseprozedur zur effizienten Berechnung eines Wasserfalldiagramms

Die Analyse, die im Abschnitt 2 beschrieben wurde, kann für mehrere Drehzahlen bzw. Arbeitspunkte wiederholt werden, um so das Vibrationsverhalten des Elektromotors in einem weiten Drehzahlbereich zu untersuchen. Jede Drehzahl liefert dabei ein eigenes Spektrum der ERP (vgl. Abb. 5). Typischerweise werden die Spektren mehrerer Arbeitspunkte in kompakter Form in einem sogenannten Wasserfalldiagramm dargestellt. Dabei wird die Frequenz auf der Abszissen-, die Drehzahl auf der Ordinaten- und der ERP-Pegel auf der Applikatenachse bzw. farblich kodiert dargestellt.

Ein typisches Diagramm ist in Abb. 10 dargestellt.

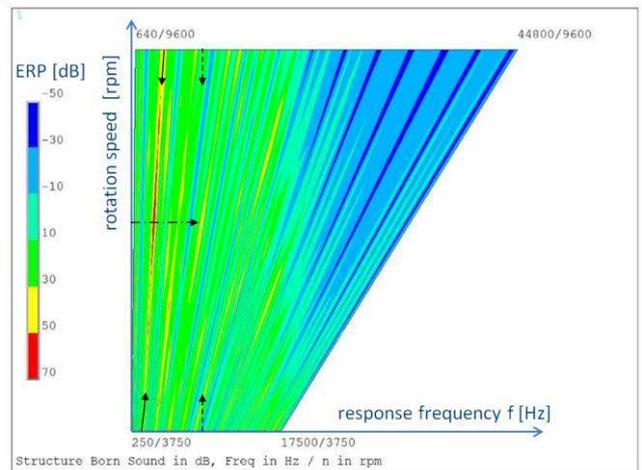


Abb. 10: Wasserfalldiagramm mit farbkodierter ERP(f,n)

Die Analysen mehrerer Arbeitspunkte, auf denen ein Wasserfalldiagramm basiert, können unter Umständen sehr zeitintensiv werden. Zudem werden viele Daten für jede Drehzahl generiert, sodass der Festplattenspeicherbedarf sehr groß werden kann. Um diese Probleme elegant zu lösen, wird ein Simulationsprozess benötigt, der sich auf möglichst wenige verteilte Felddaten stützt und der die Wiederverwertung von Daten unterstützt.

Für die Berechnung der ERP nach Gl. 9 werden die lokalen Oberflächenschnellen benötigt. Diese erhält man durch Multiplikation des Verschiebungsvektors mit  $j\omega$ . Um den Verschiebungsvektor  $\vec{u}$  aus den berechneten modalen Koordinaten zu ermitteln, wird Gl. 7 herangezogen („expansion pass“). CADFEM entwickelte hierzu einen Simulationsprozess, der die Ergebnisse der modalen Analyse wiederverwendet und einen „expansion pass“ in der harmonischen Analyse bei der Berechnung der ERP umgeht. Dabei wird die Projektionsmatrix  $U_{m,ERP}$  zur Projektion der modalen Koordinaten auf die ERP nach der Modalanalyse berechnet. Nach der harmonischen Analyse muss schließlich der Vektor der modalen Koordinaten mit der Projektionsmatrix multipliziert werden.

Ferner wird eine Lastinterpolation für die Berechnung der wirkenden Kräfte und Momente an den Statorzähnen angewandt. Zunächst werden dabei  $k$  diskrete Drehzahlen in der Elektromagnetik berechnet. Für die feine Variation der Drehzahl zur Erstellung des Wasserfalldiagramms werden die Lasten zwischen den berechneten Werten interpoliert. Dieses Vorgehen ist besonders wirksam wenn eine 3D elektromagnetische Simulation als erster Schritt notwendig ist.

Abb. 11 zeigt die Projektebene eines solchen Simulationsprozesses, bei dem drei Drehzahlen für berechnet wurden und für eine Interpolation zur Verfügung stehen.

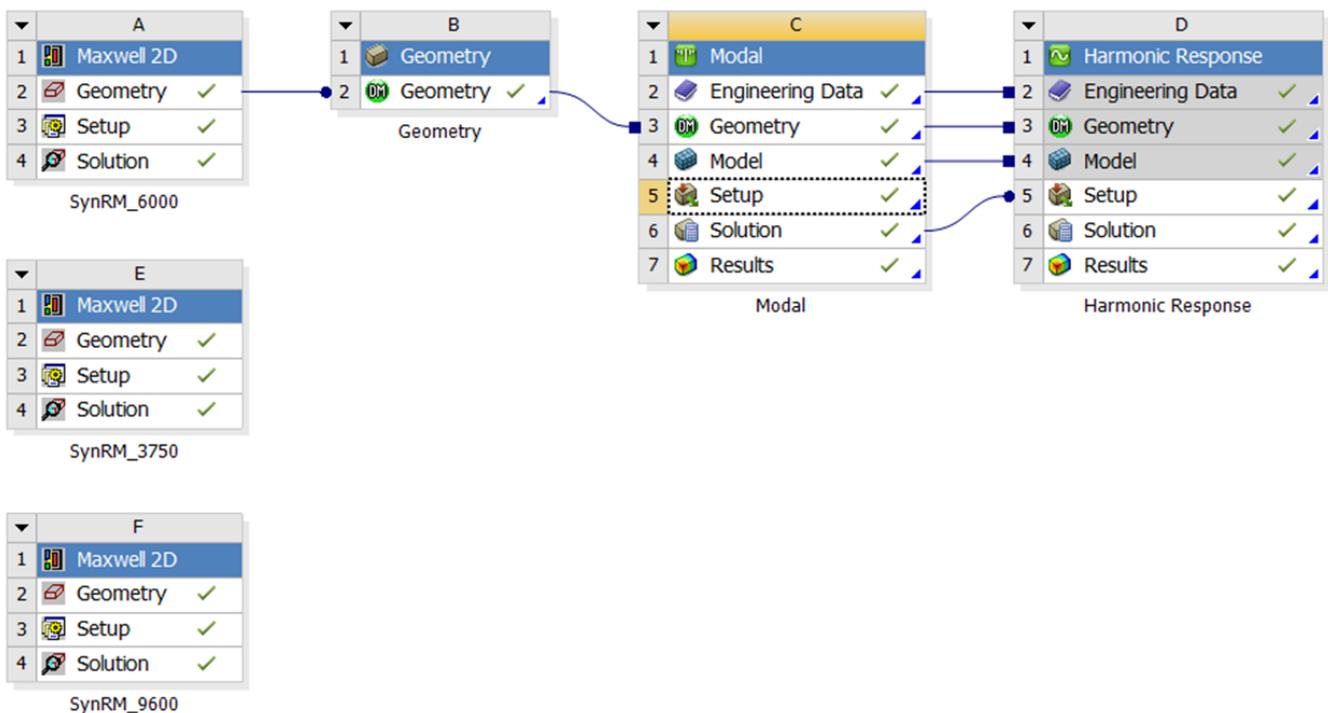


Abb. 11: Darstellung der Projektebene des von CADFEM entwickelten Simulationsprozesses

Die mathematisch-physikalischen Grundlagen der Kraftbestimmung mit Hilfe des Maxwell'schen Spannungstensors, das Ableiten konzentrierter Kräfte und Momente und die Übertragung in das strukturelle Modell sind analog zu dem im Abschnitt 2 beschriebenen Prozess. Jedoch müssen in diesem Fall die Schritte manuell bzw. durch entsprechende Skripte durchgeführt werden.

Die Kräfte und Drehmomente in Gl. 4 werden in ANSYS Maxwell mittels eines Pythonskripts bestimmt und als Zeitfunktionen auf csv-Dateien gespeichert. Diese werden anschließend in ANSYS Mechanical durch einen APDL (ANSYS parametric design language)-Skript eingelesen, Fourier-transformiert und als Lastspektrum aufgebracht.

Da in diesem Fall die Kraftübertragung vom Anwender per Skript implementiert wird, lassen sich hier auch zugeschnittene Varianten der Kraftübertragung nutzen, um den Simulationsprozess noch weiter zu beschleunigen. Wenn sich beispielsweise die Kräfte und Momente an den Zähnen nur durch einen Phasen- bzw. Zeitversatz unterscheiden, kann man die Kraftermittlung nur für die repräsentativen Zähne durchführen. Im mechanischen Modell werden diese nun in Umfangsrichtung vervielfältigt und phasenverschoben.

Eine andere Kraftberechnungsmöglichkeit ist die Entwicklung der Kraftdichten am Luftspalt mit Hilfe einer räumlichen Fourier-Analyse in tangentialer Richtung. Man stellt also eine Druckverteilung als Linearkombination von sinusförmigen Druckverteilungen entlang des Luftspaltes dar.

$$\vec{g}_k(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{\alpha=0}^{2\pi} \vec{f}(t) \cdot e^{-jk\alpha} d\alpha \quad (\text{Gl. 19})$$

Dabei bezeichnet  $\alpha$  den Polarwinkel,  $k$  die Ordnung der räumlichen Kraftwelle und  $j$  die imaginäre Einheit. Die Zeitfunktionen  $\vec{g}_k$  können dann auch zeitlich Fourier entwickelt werden, um die Spektren der sinusförmigen Druckverteilungen zu bestimmen. Diese Methode eignet sich besonders für die Beschreibung von Maschinen mit wenigen Zähnen, bei denen die Approximation einer Druckverteilung nicht mehr hinreichend genau durch eine konzentrierte Kraft und ein Drehmoment pro Zahn beschrieben werden kann.

In dem dargestellten Beispiel der SyRM sind 6 Zähne pro Pol vorgesehen, daher wurde eine Kraftberechnung nach Gl. 4 gewählt.

Nachdem keine Expansion der modalen Ergebnisse für die Berechnung der ERP notwendig ist und die angreifenden Zahnlasten effizient durch Interpolation gewonnen werden, lässt sich ein sehr feines Raster für die Drehzahl in der harmonisch-mechanischen Simulation verwenden. Die Ergebnisse dieser Parametervariation werden in Abb. 10 dargestellt. Der waagerechte Pfeil kennzeichnet die Nenn Drehzahl der Maschine. Im Wasserfalldiagramm sind deutlich diagonale Linien zu erkennen, die auf eine Proportionalität zwischen relevanten Spektralanteilen und der Drehzahl hinweisen. Dieser Sachverhalt ist für Synchronmaschinen typisch. Das Wasserfalldiagramm lässt klar erkennen bei welchen Drehzahlen einer dieser Hauptspektralanteile mit einer Resonanzfrequenz der Struktur zusammenfällt und zur Überhöhung der ERP führt. Somit lässt sich das Vibrationsverhalten einer elektrischen Maschine für einen weiten Drehzahlbereich effizient simulieren und übersichtlich darstellen.

## 6 Luftschallsimulation

Nach erfolgreicher harmonisch-dynamischer Simulation und Expansion der Lösung, können die lokalen Oberflächenschnellen als Randbedingung für eine Luftschallsimulation verwendet werden.

In dieser Analyse lassen sich sowohl die Richtcharakteristik der Schallabstrahlung als auch lokale Schalldruckpegel analysieren (vgl. Abb. 12). Typischerweise geht man dabei von einem idealen Gas in der Fluiddomäne aus, bei dem nur die Schnellenkomponente normal zur abstrahlenden Oberfläche relevant ist.

Durch eine weitere Verknüpfung auf der ANSYS Workbench-Projektebene (vgl. Abb. 1) wird sowohl die Konvertierung des Verschiebungsvektors  $\vec{u}$  in den Schnellenvektor  $\vec{v}$  durch Multiplikation mit  $j\omega$  als auch die Projektion der Oberflächenschnellen auf die Flächennormalvektoren automatisch durchgeführt.

Ferner berücksichtigt man mit der Luftschallsimulation, dass nicht die Gesamtleistung der ERP in die Luftdomäne als akustische Welle übertragen wird. Meist wird der Zusammenhang zwischen Schalleistungspegel (SPWL) und ERP mit Hilfe eines frequenzabhängigen Proportionalitätsfaktors  $\sigma$  beschrieben. Durch akustische Kurzschlüsse im Nahfeldbereich wird die abgestrahlte Leistung bei niedrigeren Frequenzen gegenüber der ERP deutlich reduziert. Dabei nimmt der sogenannte Abstrahlgrad  $\sigma$  in der Regel Werte zwischen 0 und 1 an.

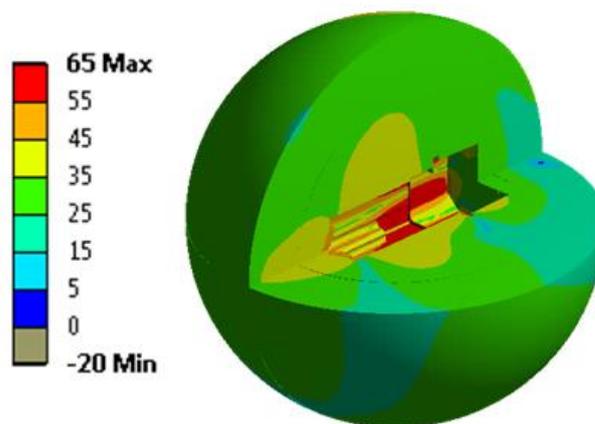


Abb. 12: Simulierter Schalldruckpegel im Nahfeldbereich eines abstrahlenden Elektromotors

$$SPWL = \sigma(f) \cdot ERP \quad (\text{Gl. 20})$$

Die Funktion  $\sigma(f)$  lässt sich jedoch nur für sehr einfache, in der Praxis selten vorkommende Strukturen, analytisch berechnen. Eine Luftschallanalyse erlaubt es die tatsächlich in den Luftraum abgestrahlte Leistung zu quantifizieren, falls das konservative Maß der ERP nicht ausreichend ist. Abb. 13 stellt einen exemplarischen Vergleich zwischen den Größen ERP und SPWL eines abstrahlenden Elektromotors dar.

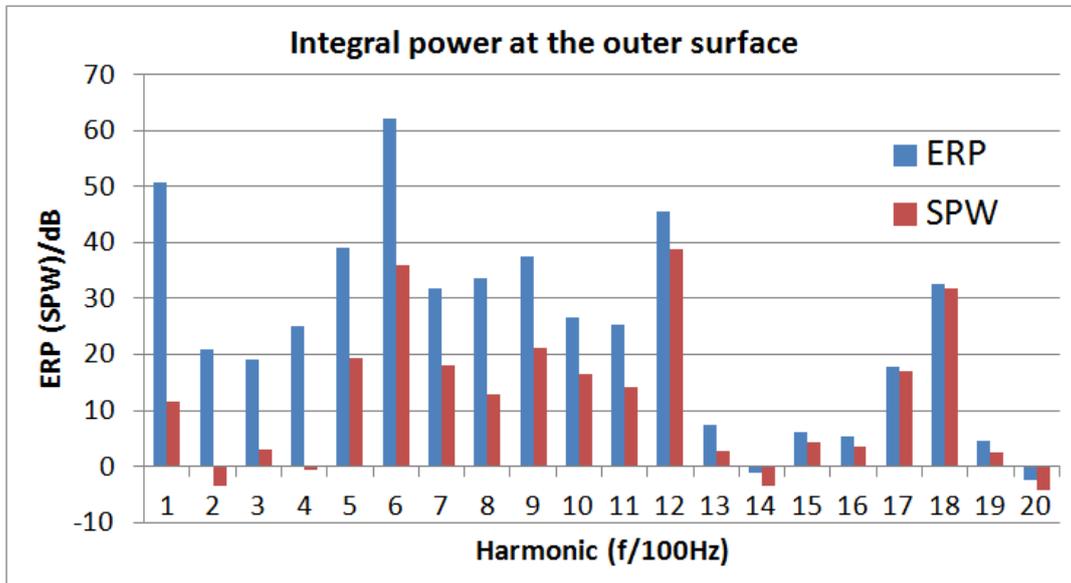


Abb. 13: Exemplarischer Vergleich zwischen simulierter ERP und Schalleistungspegeln

Typischerweise wird mit FE-Simulation der Nahfeldbereich um eine abstrahlende Struktur modelliert auf dessen Außenflächen geeignete Abstrahlungsrandbedingungen (infinite Elemente oder „perfectly matched layers“) gesetzt werden.

### 7 Anwendung auf Getriebe

Elektromotoren werden oft im Zusammenspiel mit einem Getriebe eingesetzt. Die Zahneingriffskräfte werden auch durch die entsprechende Wellen an das Gehäuse übertragen und können Schwingungen verursachen. Auch in diesem Fall sind die Eingriffskräfte periodisch. Dabei besitzt jede Getriebestufe eine spezifische Periodizität.

Eine Anpassung des vorgestellten Simulationsprozesses auf die Getriebeanalyse ist möglich. In diesem Fall werden die Erregungskräfte nicht durch eine elektromagnetische, sondern durch eine nichtlineare mechanische Simulation des Zahneingriffs bestimmt. Die Reaktionskräfte an den Lagern können dann als Gehäuseerregung für eine nachfolgende harmonische Analyse eingesetzt werden.

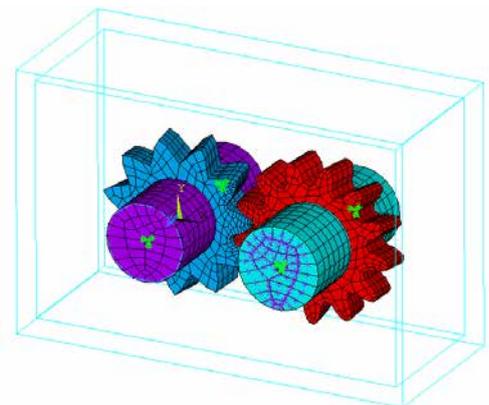


Abb. 14: Nichtlineares FE-Modell eines generischen Stirnradgetriebes

### 8 Literatur

[1] F. G. Kollmann und T. u. A. R. Schösser, Praktische Maschinenakustik, Berlin: Springer, 2006.