

FEM-basierte Körperschallanalyse für elektrische Antriebe

Jürgen Wibbeler¹, Marold Moosrainer², Martin Hanke³

¹ CADFEM GmbH, 13187 Berlin, E-Mail: jwibbeler@cadfem.de

² CADFEM GmbH, 85567 Grafing b. München, E-Mail: mmoosrainer@cadfem.de

³ CADFEM GmbH, 13187 Berlin, E-Mail: mhanke@cadfem.de

Einleitung

Der technologische Fortschritt bringt eine zunehmende Zahl elektrischer Antriebe in verschiedene Bereiche unseres Alltags. Mit wachsenden Drehmomenten und mechanischer Abgabeleistung steigen auch die magnetischen Flüsse und dynamischen Anregungskräfte in der elektrischen Maschine, die ihrerseits potentiell die Geräuschemission erhöhen. Gleichzeitig werden die Nutzer jedoch in Bezug auf Geräuscharmheit der Produkte zunehmend anspruchsvoller.

Als Ergänzung zu akustischen Messungen gewinnt daher die numerische Simulation des Vibrationsverhaltens in der Produktentwicklung immer größere Bedeutung. Um für den Einsatz in der Serienentwicklung geeignet zu sein, müssen Simulationsmethoden klar strukturiert und hinsichtlich des Aufwandes zur Durchführung einer Berechnung bestmöglich optimiert sein. Als Software-Dienstleister auf dem Gebiet der Finite-Elemente-Methoden (FEM) besitzt die CADFEM GmbH seit vielen Jahren Erfahrung in der Entwicklung und Implementation von Simulationsverfahren für das industrielle Umfeld.

Das hier vorgestellte Verfahren berechnet den Körperschallpegel (Equivalent Radiated Power, ERP) auf der Oberfläche eines Elektromotors für einen gegebenen Drehzahlbereich. Die Darstellung erfolgt im Wasserfalldiagramm. Die Methode wird gegenwärtig durch die CADFEM GmbH als Erweiterung "Electric Drive Acoustics inside ANSYS" zur FEM-Software ANSYS Mechanical implementiert. Zusammenhänge zwischen Erregerkräften und Strukturresonanzen können damit effizient analysiert und verschiedene Designvarianten akustisch bewertet werden.

Berechnungsziel und -methode

Die von einer elektrischen Maschine erzeugten Geräusche haben ihre Ursache – abgesehen von Lagergeräuschen, Unwucht und ggf. nachfolgenden Getriebestufen – in den dynamischen Anteilen der elektromagnetischen Kräfte zwischen Ständer und Läufer (Abbildung 1). Drehmoment und mechanische Abgabeleistung des Motors sind eine Folge der Tangentialkräfte am Läuferumfang. Bereits hier sind dynamische Anteile unerwünscht, da sie sich als Drehmomentwelligkeit in den Abtrieb übertragen. Gleichzeitig wirken Radialkräfte, welche ohne praktischen Nutzen, in der Regel jedoch um ein Vielfaches höher sind als die tangentialen Komponenten.

Da alle Rotorkräfte als Gegenkräfte auch am Ständer wirken (verallgemeinerter Begriff: "Luftspaltkräfte"), wird dieser durch die dynamischen Anteile zum Schwingen angeregt. Um einen daraus resultierenden Geräuschpegel zu berechnen, wird der Signalfluss von der Anregung bis zur

Gehäusevibration in der numerischen Simulation nachvollzogen. Die FEM kommt dabei erstens als elektromagnetische Simulation zur Berechnung der Luftspaltkräfte, und zweitens als strukturdynamische Simulation zur Berechnung der Gehäuseschwingung zum Einsatz. Diese beiden Hauptbestandteile werden durch notwendige Zwischenschritte und Postprocessing komplettiert.

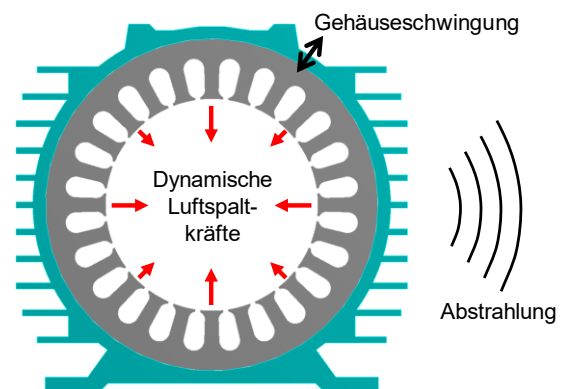


Abbildung 1: Dynamische elektromagnetische Kräfte im Luftspalt regen Ständer- und Gehäuseschwingungen an und führen schließlich zur Schallabstrahlung.

Der grundlegende Ablauf ist in Abbildung 2 gezeigt. In nichtlinearen elektromagnetischen Simulationen des Motors werden die Kraftkomponenten berechnet, die an den Ständerzähnen wirken. Sie liegen zunächst im Zeitbereich vor. Da die nachfolgende Schwingungsanalyse auf einer harmonischen Analyse im Frequenzbereich beruht, werden die periodischen Lasten durch Fouriertransformation (DFT) in den Frequenzbereich überführt und im mechanischen FE-Modell als Anregungsspektren auf die Ständerzähne aufgebracht. Aus der erhaltenen Gehäuseschwingung wird schließlich für jeden Simulationspunkt des Anregungsspektrums das Körperschallmaß mit Hilfe der maschinenakustischen Grundgleichung ermittelt. Da es sich bei den akustisch wirksamen Ständer- und Gehäuseschwingungen um sehr kleine Amplituden handelt, muss keine Rückwirkung auf die internen magnetischen Felder berücksichtigt werden.

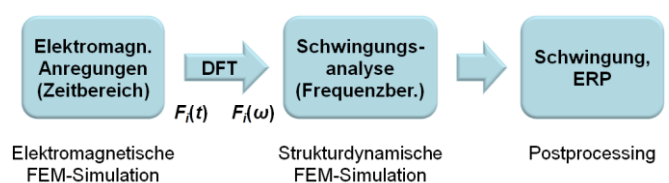


Abbildung 2: Simulationsablauf zur Berechnung des Körperschallpegels

Dieser Simulationsablauf soll nun für einen ganzen Drehzahlbereich durchgeführt werden, so dass aus den Ergebnissen das Wasserfalldiagramm erstellt werden kann (Abbildung 3). Darin kann der Entwickler erkennen, bei welchen Drehzahlen und Frequenzen Geräuschprobleme zu erwarten sind und welche Gehäuseresonanzen (Moden) durch welche Drehzahlordnungen besonders angeregt werden.

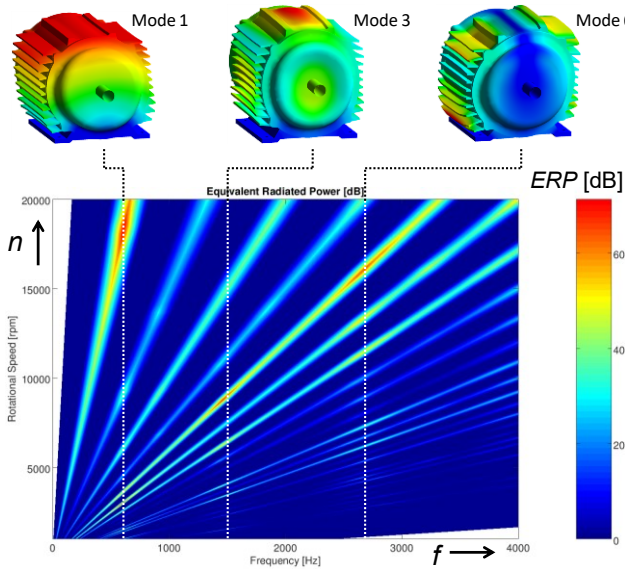


Abbildung 3: Wasserfalldiagramm als Simulationsergebnis mit erkennbarer Anregung bestimmter Eigenmoden

Für ein Wasserfalldiagramm ist allerdings eine beträchtliche Anzahl an Einzelsimulationen erforderlich. Sie ergibt sich als Produkt der Anzahl der Drehzahlpunkte und der Anzahl der Spektrallinien bzw. Ordnungen im Erregerspektrum. Damit reicht die Anzahl der Einzelsimulationen schnell in den Bereich von mehreren Tausend und stellt somit eine Herausforderung für einen handlichen Simulationsablauf dar. Nachfolgend wird beschrieben, wie die Ergebnisse mit der vorgestellten Methode dennoch in kurzer Zeit generiert werden können.

Elektromagnetische Simulation

Elektromagnetische Erregerkräfte an den Ständerzähnen werden mit ANSYS Maxwell berechnet (Abbildung 4). Die Erregerkräfte sind als Kraft- und Momentkomponenten im Flächenschwerpunkt jedes Ständerzahns zu ermitteln. Geht man von einem zweidimensionalen Modellfall aus, so sind dies die Radialkraft $F_{rad}(t)$, die Tangentialkraft $F_{tan}(t)$ sowie das Kippmoment $M_z(t)$. Letzteres erfasst die ungleichmäßige Verteilung der Radialkraftdichte auf der Zahnfläche. Wird die Berechnung an einem dreidimensionalen Modell durchgeführt, so kommen die Komponenten $F_z(t)$, $M_{rad}(t)$ sowie $M_{tan}(t)$ hinzu. Ein vollständiges dreidimensionales Kräftesystem besteht also aus sechs Komponenten.

Die konzentrierten Kraft- und Momentkomponenten entstehen durch Integration des Kraftdichtevektors \mathbf{f} auf speziellen Integrationsflächen im Luftspalt vor den Zahnflächen (bzw. Integrationslinien bei 2D-Modellen). Der Kraftdichtevektor lässt sich mit Hilfe des Maxwell'schen

Spannungstensors $\boldsymbol{\sigma}$ direkt aus magnetischer Feldstärke \mathbf{H} und Flussdichte \mathbf{B} berechnen:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} (H_x B_x - \mathbf{BH}/2) & H_x B_y & H_x B_z \\ H_y B_x & (H_y B_y - \mathbf{BH}/2) & H_y B_z \\ H_z B_x & H_z B_y & (H_z B_z - \mathbf{BH}/2) \end{pmatrix}$$

$$\mathbf{f} = \boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} \quad (1)$$

$$\mathbf{F} = \iint_{(A)} \mathbf{f} dA, \quad \mathbf{M} = \iint_{(A)} \mathbf{r} \times \mathbf{f} dA \quad (3D) \text{ bzw.} \quad (2)$$

$$\mathbf{F} = l \cdot \int_{(s)} \mathbf{f} ds, \quad \mathbf{M} = l \cdot \int_{(s)} \mathbf{r} \times \mathbf{f} ds \quad (2D) \quad (3)$$

(\mathbf{n} ...Normalenvektor, \mathbf{r} ...Ortsvektor, l ...axiale Länge)

Kartesische Komponenten lassen sich für jeden Zahn in die radialen und tangentialen Komponenten umrechnen. Bei Motoren mit Schrägung werden die Zahnflächen axial unterteilt und die Anregungslasten für mehrere Angriffspunkte entlang jedes Zahnes ermittelt. Dazu ist nicht unbedingt eine 3D-Magnetfeldsimulation erforderlich. Die sogenannte Multi-Slice-Technik ermöglicht, geschrägte Motoren auch mit 2D-Modellen zu behandeln.

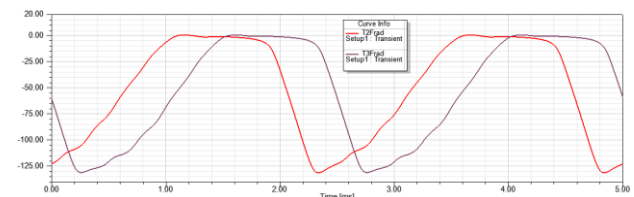
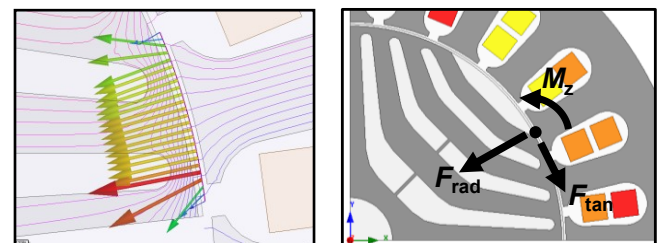
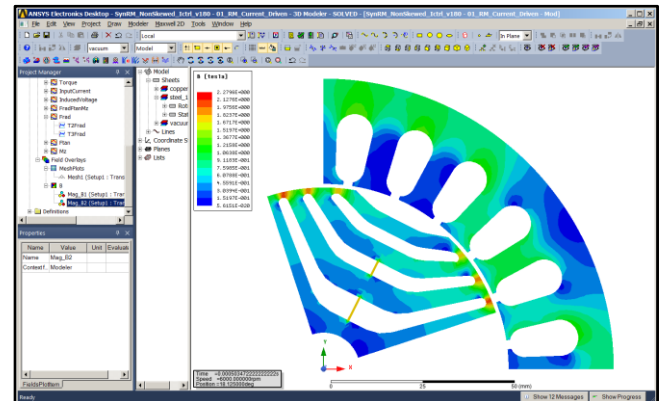


Abbildung 4: Oben: transiente elektromagnetische FEM-Simulation des Motors; Mitte links: Darstellung der Kraftdichtevektoren vor einem Ständerzahn; Mitte rechts: abzuleitende Kraft- und Momentkomponenten im Schwerpunkt der Ständerzahnfläche; Unten: Radialkraftverlauf für zwei charakteristische Ständerzähne

Prinzip der Spektreninterpolation

Die elektromagnetische Simulation für jede zu berechnende Drehzahl des anvisierten Arbeitsbereiches durchzuführen, wäre sehr rechenaufwändig. Es ist daher sinnvoll, kontinuierliche Bereiche in der Motorcharakteristik auszunutzen. Eine umrichterbetriebene Synchronmaschine mag z.B. die Kennlinie nach Abbildung 5 aufweisen. Bis zur Drehzahl n_2 sind Phasenströme und Moment konstant. Darüber können die Ströme durch die Gegeninduktion nicht mehr gehalten werden (Feldschwächungsbereich). Die elektromagnetische Simulation wird nur für ausgewählte Drehzahlpunkte durchgeführt, mit denen sich die Kennlinie ausreichend gut abbilden lässt. Nach der Fouriertransformation erhält man die Anregungsspektren für diese wenigen Drehzahlen. In der nachfolgenden strukturdynamischen Analyse werden die Fourierkoeffizienten für dazwischen liegende Drehzahlpunkte interpoliert. Auf diese Weise wird die Anzahl elektromagnetischer Simulationen erheblich reduziert.

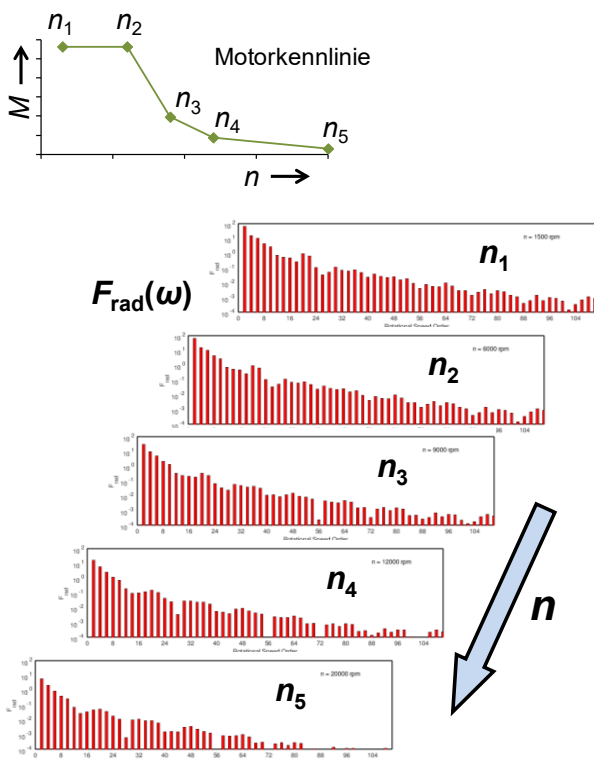


Abbildung 5: Reduktion der Berechnung von Anregungsspektren auf ausgewählte Drehzahl-Stützpunkte, abgeleitet aus der Motorkennlinie, zur späteren Interpolation der Anregungen zwischen den Stützpunkten

Strukturdynamische Schwingungsberechnung

Die mechanische Schwingungsberechnung, Berechnung der ERP-Werte und Ausgabe des Wasserfalldiagramms erfolgt in ANSYS Mechanical. Die harmonische Analyse basiert auf modaler Superposition (Abbildung 6). Als primäres Ergebnis einer solchen, vergleichsweise schnell ablaufenden Analyse erhält man die komplexe modale Amplitude für jede einbezogene Eigenmode an jedem Simulationspunkt. Die tatsächliche Strukturschwingung ergibt sich erst durch Nachberechnung aus den Eigenmoden und den zugehörigen

modalen Amplituden, sogenannte Expansion der Ergebnisse. Führt man die Expansion für alle Simulationspunkte durch, hebt sie allerdings den Zeitvorteil der modalbasierten harmonischen Analyse wieder auf und produziert zudem einen enormen Umfang an Ergebnisdaten. Zur Ermittlung der Körperschallleistung ist die Expansion jedoch nicht erforderlich, wie nachfolgend erläutert wird.

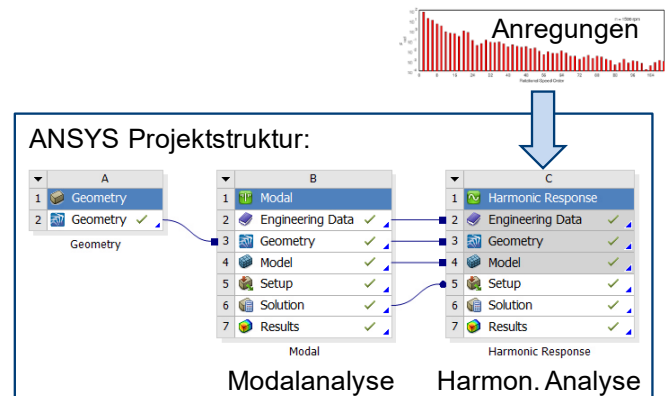


Abbildung 6: Struktur der harmonischen Schwingungsanalyse mit modaler Superposition

Die Berechnung der Körperschallleistung erfolgt nach der maschinenakustischen Grundgleichung durch Integration der Schnelleamplitude über die abstrahlende Oberfläche:

$$P = \frac{1}{2} c \cdot \rho \cdot \iint_{(A)} \hat{v}_n^2 dA \quad (4)$$

(c ...Schallgeschwindigkeit, ρ ...Dichte, A ...abstrahlende Oberfläche, \hat{v}_n ...Schnelleamplitude in Normalenrichtung zur Oberfläche). Normalerweise erfordert die Integration die Bereitstellung der Strukturschwingung und folglich die Expansion der Ergebnisse. Beschreibt man jedoch die Strukturschwingung als Summe der Eigenformen $m = 1 \dots M$ und deren Amplituden, so lässt sich der ERP-Wert ebenfalls direkt daraus ermitteln:

$$\hat{v}_n = \omega \cdot \left| \sum_m c_m \cdot u_{m,n} \right| \quad (5)$$

$$P = \frac{1}{2} c \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \left| \sum_m \sum_{m'} c_m \cdot c_{m'} \cdot \iint u_{m,n} \cdot u_{m',n} \cdot dA \right| \quad (6)$$

$$= \frac{1}{2} c \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot \left| \sum_m \sum_{m'} c_m \cdot c_{m'} \cdot U_{mm',n} \right|$$

- mit $m, m' = 1 \dots M$
- ω ...Kreisfrequenz
- $u_{m,n}$...lokale Verschiebung der Mode m in Normalenrichtung zur Oberfläche (Ergebnis der Modalanalyse)
- c_m ...komplexe modale Amplitude der Mode m (Ergebnis der harmonischen Analyse)

Hierdurch ist nicht mehr die Schnelleamplitude, sondern das Produkt der lokalen Auslenkung zweier Moden m und m' über die abstrahlende Oberfläche zu integrieren. Diese Integration kann direkt nach der einmalig durchgeführten Modalanalyse ausgeführt werden. Das Integrationsergebnis wird als Matrix

$$\mathbf{U} = [U_{mm',n}] \quad (7)$$

abgespeichert. Nach der harmonischen Analyse sind im Postprocessing für jeden Simulationspunkt lediglich noch die Berechnungen nach Gleichung (6) durchzuführen. Eine Expansion der Ergebnisse ist nur noch für ausgewählte Schwingungen nötig, die man z.B. visualisieren bzw. für die man nachträglich noch eine Simulation der akustischen Abstrahlung anschließen möchte. Die eigentliche Körperschallberechnung erfordert keine Expansion mehr.

Applikation der Anregungen am mechanischen FE-Modell

Je nach Anzahl der Ständerzähne und – bei geschrägten Motoren – axialer Unterteilung hat man es schnell mit einigen Hundert, bei vielzahnigen Großmaschinen mit einigen Tausend Kraftkomponenten zu tun. Diese sind auf das mechanische Modell aufzubringen. Werkzeuge zur Automatisierung des Lasttransfers sind hier unerlässlich.

Der Transfer der Daten aus der elektromagnetischen in die mechanische Simulation erfolgt in Form von Wertetabellen mit Textdateien. Sowohl die Übertragung der Anregungen im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich ist vorgesehen. Werden Daten im Zeitbereich importiert, so wird die DFT intern automatisch durchgeführt.

Die importierten Kraft- und Momentkomponenten werden in ANSYS Mechanical den dort definierten Lastangriffspunkten, sogenannten Remote Points zugeordnet. Sie sind an denselben Orten positioniert, für die die Lasten in der Elektromagnetik-Analyse berechnet wurden (Abbildung 7).

Zusammenfassung und Ausblick

Eine durchgängige FEM-basierte Simulationsmethode erlaubt die Berechnung des Körperschalls (ERP), der durch die elektromagnetischen Anregungen am Ständer und Gehäuse von Elektromotoren verursacht wird. Durch effiziente und automatisierte Verfahren sowohl in der Behandlung der Anregungen als auch bei der Berechnung der ERP-Werte können die großen Datenmengen, die für die Darstellung in einem Wasserfalldiagramm benötigt werden, in kurzer Zeit zur Verfügung gestellt werden. Mit *"Electric Drive Acoustics inside ANSYS"* – einer leicht zu bedienenden Erweiterung für ANSYS Mechanical – werden die erforderlichen Funktionen in Kürze durch die CADFEM GmbH verfügbar gemacht.

Die Simulationswerkzeuge sind prinzipiell für Synchron- und Asynchronmotoren gleichermaßen geeignet. Periodizitätsintervalle der Anregungskräfte in Asynchronmotoren sind in der Regel erheblich länger als in Synchronmotoren, die spektrale Dichte entsprechend höher. Themen im Rahmen der Weiterentwicklung betreffen die Anwendung für Asynchronmotoren, die Kopplung mit angeschlossenen Getriebekomponenten sowie die Einbindung in Optimierungsverfahren.

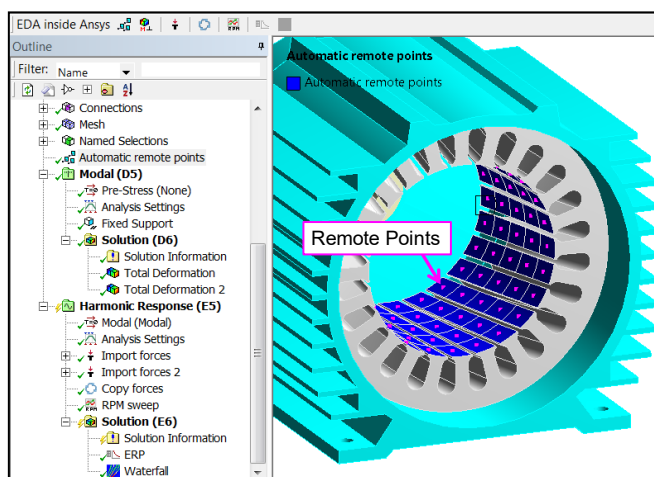


Abbildung 7: Automatisierter Import und Zuordnung der Anregungskräfte zu den Ständerzahnflächen mit dafür implementierten Funktionen in ANSYS Mechanical