

# Körperschalloptimierung einer Synchronmaschine durch parametrische Strukturoptimierung

Christian Köpf<sup>1</sup>, Joachim Berkemer<sup>1</sup>, Oliver Sawodny<sup>2</sup>,  
Rogelio Villanueva Porras<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Hochschule Esslingen, Fakultät Fahrzeugtechnik, Labor für Messtechnik  
Flandernstraße 101, 73730 Esslingen  
Christian.Koepf@hs-esslingen.de  
Joachim.Berkemer@hs-esslingen.de

<sup>2</sup>Universität Stuttgart, Institut für Systemdynamik  
Waldburgstr. 19, 70563 Stuttgart  
Sawodny@isys.uni-stuttgart.de

<sup>3</sup>Robert Bosch GmbH, PS-EM/EHW1  
Postfach 30 02 40, 70442 Stuttgart  
Rogelio.VillanuevaPorras@de.bosch.com

**Abstract:** Ein multiphysikalischer Simulationsansatz soll zur Strukturoptimierung verwendet werden, um das Schwingungsverhalten einer permanenterregten Synchronmaschine zu verbessern. Der Schwerpunkt der Optimierung liegt dabei auf der Reduktion der Reaktionskräfte an den Anbindungspunkten der Maschine an die Gesamt-/ Fahrzeugstruktur. Mittels statistischer Versuchsplanung und einem geeigneten Regressionsmodell soll der Körperschall reduziert und somit die Zuverlässigkeit der Maschine gesteigert werden.

## **Einleitung**

Immer häufiger liest und hört man von dem Wunsch die Akustik im Fahrzeug und den damit verbundenen Komfort zu erhöhen. Um diesen Ansprüchen gerecht zu werden, ist es erforderlich möglichst früh im Entwicklungsprozess auf verschiedene Aspekte der Akustik zu achten.[4]

Im Wesentlichen lassen sich hierbei zwei verschiedene Herangehensweisen unterscheiden. Die eine Möglichkeit besteht darin auftretenden Geräusche durch Maßnahmen zu reduzieren, wie das Verwenden von geeigneten Materialien mit erhöhten Dämpfungseigenschaften oder Absorptionsgraden, wodurch die Antwort des Systems auf die erfahrene Anregung reduziert wird. Eine zweite Möglichkeit besteht darin, direkt an der Anregung eine Optimierung vorzunehmen, um das Gesamtsystem mit möglichst wenig Energie zu Schwingungen anzuregen. Bei der Entwicklung von elektrischen Antrieben wird hier meistens die Regelung oder der elektromagnetische Kreis optimiert.[1]

Nachfolgend soll ein Simulationsansatz vorgestellt werden, mit dem man auch durch Strukturoptimierung die Anregung der angrenzenden Struktur reduzieren und somit den Körperschall verbessern kann.

### **1. Simulationsansatz**

Der multiphysikalische Simulationsansatz lässt sich im Wesentlichen in die zwei physikalischen Domänen, der Elektromagnetik und der Strukturmechanik, aufteilen.

Im elektromagnetischen Modell wird zunächst in einer 2-dimensionalen Umgebung das elektromagnetische Feld für einen stationären Betriebspunkt für eine elektrische Umdrehung simuliert und die Kraftdichten an den einzelnen Statorzähnen ausgewertet. Es ergibt sich somit eine zeitliche und räumliche Beschreibung der Kraftdichten für einen festen Betriebszustand der Maschine. Transformiert man diese Kraftdichten mit einer 2-dimensionalen Fourierzerlegung erhält man Informationen darüber, welche räumlichen Kraftmoden und zeitliche Kraftordnungen im Magnetfeld der Maschine auftreten. Durch die Fouriertransformation lassen sich die Kraftdichten mittels Kraftwellen beschreiben und auch auf die anteilig größten Kraftordnungen reduzieren.

Bei der strukturmechanischen Simulation wird eine 3-dimensionale Geometrie verwendet, die lediglich die Statorbaugruppe der Maschine beinhaltet. Diese besteht aus einem Blechpaket, einem Strangpressprofil, den Kupferwicklungen, dem A- und B-Schild, sowie einem Gehäusedeckel.

Eine Besonderheit der Geometrie besteht darin, dass diese voll parametrisiert aufgebaut ist, wodurch alle geometrischen Größen variiert werden können und der jeweilige Einfluss auf die Akustik untersucht werden kann. In einem ersten Schritt findet eine Modalanalyse der Struktur statt, aus der man als Ergebnis die Strukturmoden mit den zugehörigen Eigenfrequenzen und Schwingformen erhält.

In einem weiteren Berechnungsschritt werden anschließend die Strukturmoden mit den relevanten Kraftordnungen in einer harmonischen Frequenzanalyse gekoppelt und somit einzelne Ordnungsschnitte im Modalraum simuliert. Um stets alle räumlichen Kraftmoden in den zeitlichen Ordnungen zu berücksichtigen, ist es ausreichend lediglich eine zeitliche Fouriertransformation der zeitlich- und räumlichabhängigen Kraftdichten durchzuführen. Die zuvor erwähnte 2-dimensionale Fourierzerlegung dient ausschließlich dazu eine Information zu erhalten, welche räumlichen Kraftmoden in den einzelnen zeitlichen Kraftordnungen enthalten sind. Für jede dominierende zeitliche Ordnung wird ein Frequenzsweep von 0-7 kHz simuliert und die auftretende Oberflächengeschwindigkeit an der Mantelfläche des Statorgehäuses und die Reaktionskräfte an den Montagepunkten am A-Schild der Maschine ausgewertet. Als Ergebnis erhält man zwei Campbell-Diagramme in denen die ausgewertete Größe über Frequenz und Maschinendrehzahl dargestellt wird.

Eine Zusammenfassung des multiphysikalischen Simulationsansatzes zeigt Abbildung 1. Eine detailliertere Beschreibung ist in [6] zu finden.

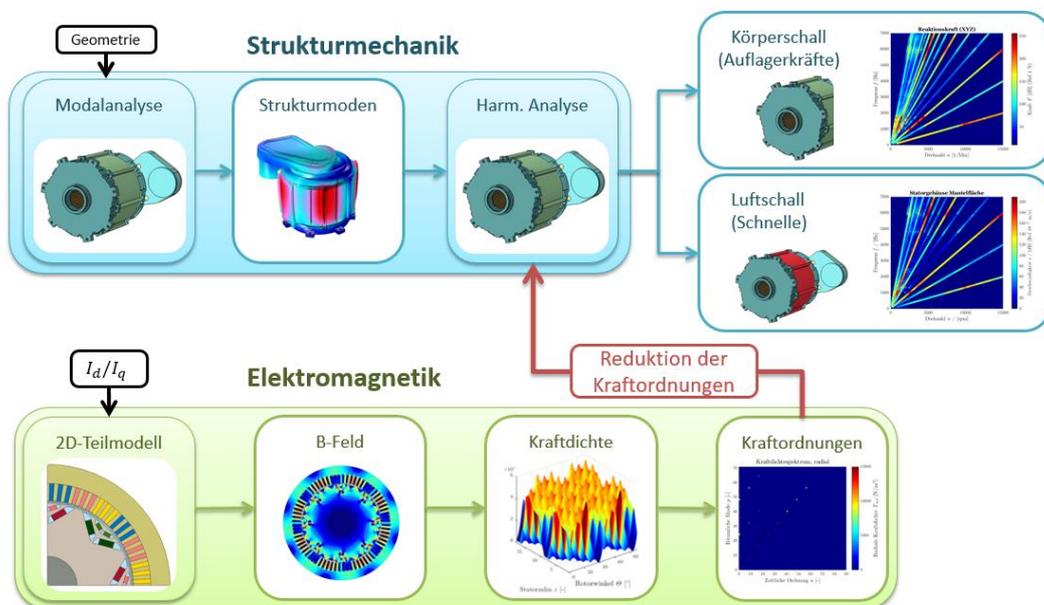


Abbildung 1: Multiphysikalischer Simulationsansatz zur Berechnung des NVH-Verhaltens

## 2. Validierung des Simulationsansatzes

Eine erste Validierung des multiphysikalischen Ansatzes wurde bereits in [6] andiskutiert, jedoch fand hierbei lediglich ein Abgleich der auffälligsten Strukturmoden (2,3 und 4) statt. In der nachfolgenden Abbildung 2 ist das Ergebnis einer Hochlaufmessung(links) und der Hochlaufsimulation(rechts) gegenüber gestellt. Es lässt sich deutlich erkennen, dass das reale Verhalten der Maschine durch die Simulation sehr gut abgebildet werden kann. Die dominierenden Ordnungen 24 und 72 sind jeweils gut zu erkennen und auch die Resonanzstellen bei 1,2 kHz und 6 kHz werden gut reflektiert. Auffällig bei der Simulation ist jedoch, dass keine horizontalen Frequenzbänder an den Resonanzstellen über den vollständigen Drehzahlbereich entstehen, wie dies bei der Messung bei ca. 1 kHz beobachtet werden kann. Die Ursache dafür ist, dass in der Simulation lediglich einzelne Ordnungsschnitte simuliert werden und somit auch nicht für jede Drehzahl/Frequenz-Kombination ein Ergebnis vorliegt. Dies ist jedoch auch nicht erforderlich, wie es ebenfalls aus der Gegenüberstellung hervorgeht.

Der Simulationsansatz kann somit als erfolgreich validiert betrachtet und für eine Optimierung des NVH-Verhaltens verwendet werden.

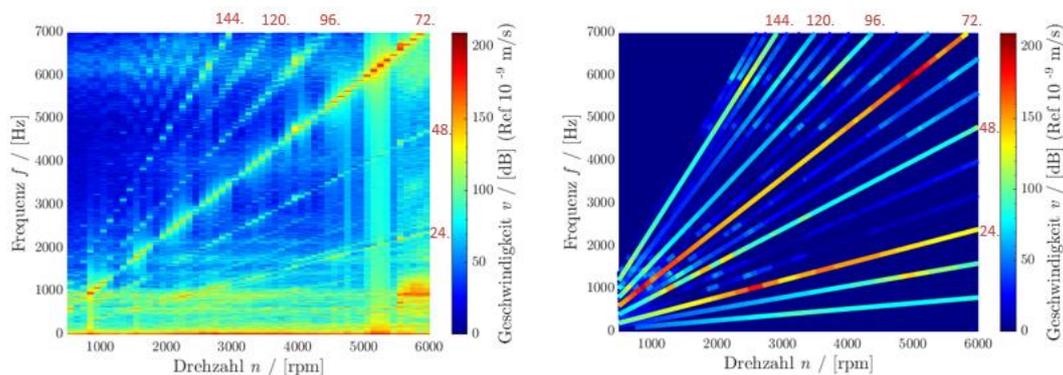


Abbildung 2: Vergleich einer Hochlaufmessung (links) mit einer Hochlaufsimulation (rechts)

## 3. Optimierungsverfahren für die Optimierung des Körperschalls

Durch die vollständige Parametrisierung der Geometrie lässt sich ein parametrisches Optimierungsverfahren auf die Synchronmaschine anwenden. Zu Beginn einer jeden Optimierung gilt es jedoch ein Optimierungsziel, sowie die entsprechenden variierenden Eingangsgrößen festzulegen und mit den jeweiligen Grenzen zu definieren.

Mittels eines statistischen Versuchsplans (Design Of Experiments) wird im Anschluss ein Versuchsraum und der damit verbundene Versuchsaufwand festgelegt. Das Ziel des statistischen Versuchsplans liegt darin, mit einer möglichst geringen Anzahl an Modellvarianten das Verhalten der einzelnen Eingangsgrößen bestmöglich zu erfassen. Hier ist es empfehlenswert, den Versuchsaufwand mit steigender Anzahl an Eingangsgrößen ebenfalls zu erhöhen. Ein konkretes Beispiel erfolgt in Abschnitt 3.4.[8, 10]

Die festgelegten Varianten mittels DOE-Plan werden an das multiphysikalische Simulationsmodell übergeben und berechnet. Die Simulationsdauer steigt dabei natürlich mit zunehmendem Versuchsumfang sehr schnell an.

Im Anschluss an die FE-Simulation wird aus den Ergebnissen der einzelnen Varianten ein Regressionsmodell erzeugt, das den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Zielgrößen widerspiegelt. Anhand des Regressionsmodells kann in einem weiteren Schritt das Optimum für die gewählten Eingangsgrößen bestimmt werden und die optimierte Maschinenvariante erneut berechnet werden. Der Optimierungsansatz ist zusammenfassend in Abbildung 3 dargestellt. Auf die einzelnen Bausteine wird in den nächsten Abschnitten noch detaillierter eingegangen.

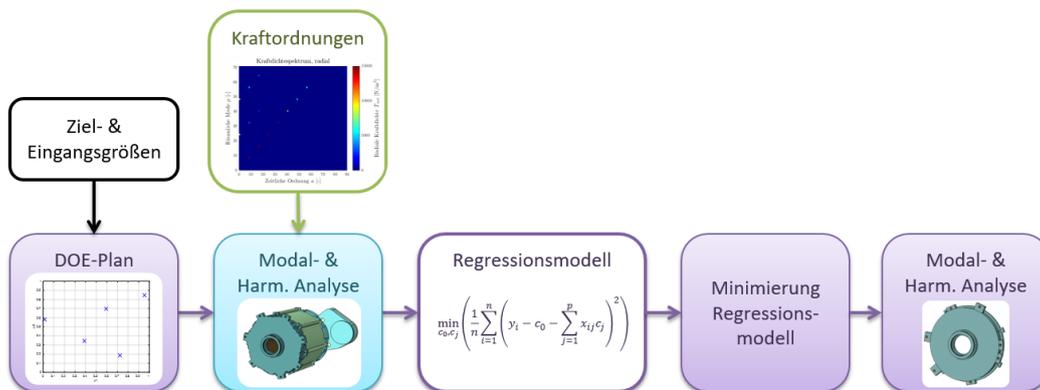


Abbildung 3: Methode zur Körperschalloptimierung mittels parametrischer Strukturoptimierung

### 3.1. Definition eines Gütekriteriums

Als Optimierungsgröße soll ein Gütekriterium gefunden werden, mit dessen Hilfe das NVH-Verhalten der jeweiligen Maschinenvariante bewertet werden kann. Da meist bei einer ursprünglichen Maschinenvariante eine Optimierung durchgeführt wird, dient diese als Referenz für alle weiteren Varianten.

Das Gütekriterium soll nun eine Aussage darüber machen, ob eine Variante besser oder schlechter als die Referenz ist und wie stark sich diese unterscheiden. Auf dieser Grundlage wurde das Gütekriterium wie folgt definiert.

Betrachtet wird hierzu ein Frequenzgang, wie er beispielsweise nach der Simulation einer einzelnen zeitlichen Ordnung für die Reaktionskräfte vorliegt. Nach der Bildung des Leistungsspektrums, lassen sich die typischen charakteristischen Größen für den Frequenzgang ermittelt. Diese wurden wie in Tabelle 1 ersichtlich festgelegt. Das Gütekriterium stellt nun eine Kombination aus den drei Größen Maximalpegel, mittleres Flächenelement und dem quadratisch-gemittelten Gradienten dar, die eine gewisse Gewichtung aufweisen.

Maximalpegel	$P_{max}$
Mittleres Flächenelement	$\bar{P} = \frac{1}{f_2 - f_1} \cdot \int_{f_1}^{f_2} P(f) df$
Quadratisch-gemittelter Gradient	$dP_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \cdot \left( \frac{dP_1^2}{df_1} + \frac{dP_2^2}{df_2} + \dots + \frac{dP_n^2}{df_n} \right)}$
Gütekriterium mit Gewichtung ( $\varepsilon_1 = 5$ ; $\varepsilon_2 = 1$ ; $\varepsilon_3 = 10$ )	$\Xi = \frac{1}{\Xi_0} \cdot (\varepsilon_1 \cdot \bar{P} + \varepsilon_2 \cdot P_{max} + \varepsilon_3 \cdot dP_{rms})$

Tabelle 1: Zusammensetzung des Gütekriteriums

Werden alle Varianten auf die ursprüngliche Variante referenziert, ergeben sich Zahlenwerte die in der Nähe von 1 liegen. Erhält nun eine Variante einen Wert  $\Xi > 1$ , wird das NVH-Verhalten schlechter bewertet als die Referenz. Ist hingegen  $\Xi < 1$ , weist diese Variante ein besseres NVH-Verhalten als die Referenz auf. Ein Beispiel für eine Bewertung verschiedener Frequenzgänge ist in Abbildung 4 zu finden. Den optimalen Frequenzgang stellt dabei die Simulation 4 (Sim 4) dar.

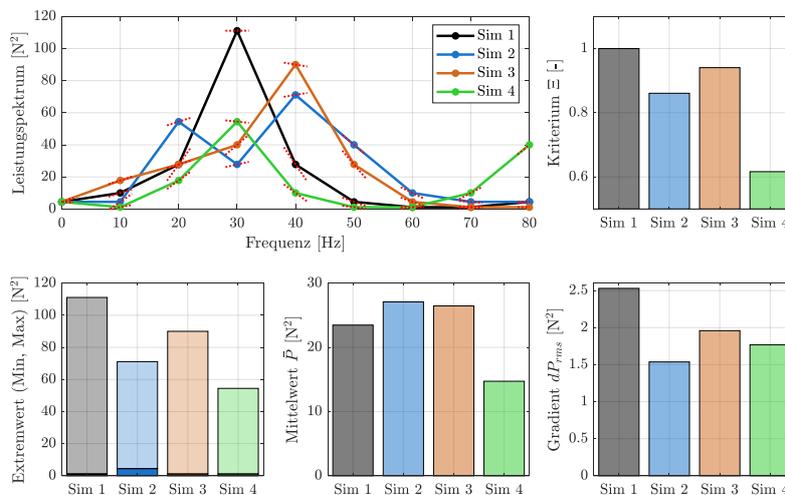


Abbildung 4: Beispiel für die Bewertung verschiedener Frequenzgänge

### 3.2. Auswahl eines geeigneten statistischen Versuchsplans

Um den Einfluss von einer oder zwei Eingangsgrößen zu untersuchen, die nur auf diskreten Stufen variiert werden können, wie beispielsweise eine Anzahl von Schrauben (4,5,6,...) ist die Verwendung eines statistischen Versuchsplans sicherlich etwas überflüssig. Interessanter wird es allerdings wenn die Eingangsgrößen einen beliebigen Zahlenwert in einem eingeschränkten Bereich annehmen können, wie das zum Beispiel für die Position einer Bohrung oder einer Rippe der Fall sein kann. Dann ist es nicht mehr ohne weiteres möglich, jede mögliche Varianten zu untersuchen ohne den zeitlichen Umfang zu sprengen. Kommt dann noch eine zweite Eingangsgröße hinzu, steigert sich der Aufwand erneut sehr stark.

Bei solchen kontinuierlichen Eingangsgrößen gilt es mittels eines geeigneten Versuchsplans, die Variation der Eingangsgrößen bestmöglichst mit einer fixen Anzahl an Versuchsreihen abzudecken. Die Auswahl an verschiedenen statistischen Versuchsplänen ist ziemlich groß, weshalb an dieser Stelle nicht auf jeden der einzelnen Pläne eingegangen, sondern auf entsprechende Werke [5, 8, 10] verwiesen wird. Ein Überblick soll jedoch Abbildung 5 geben.

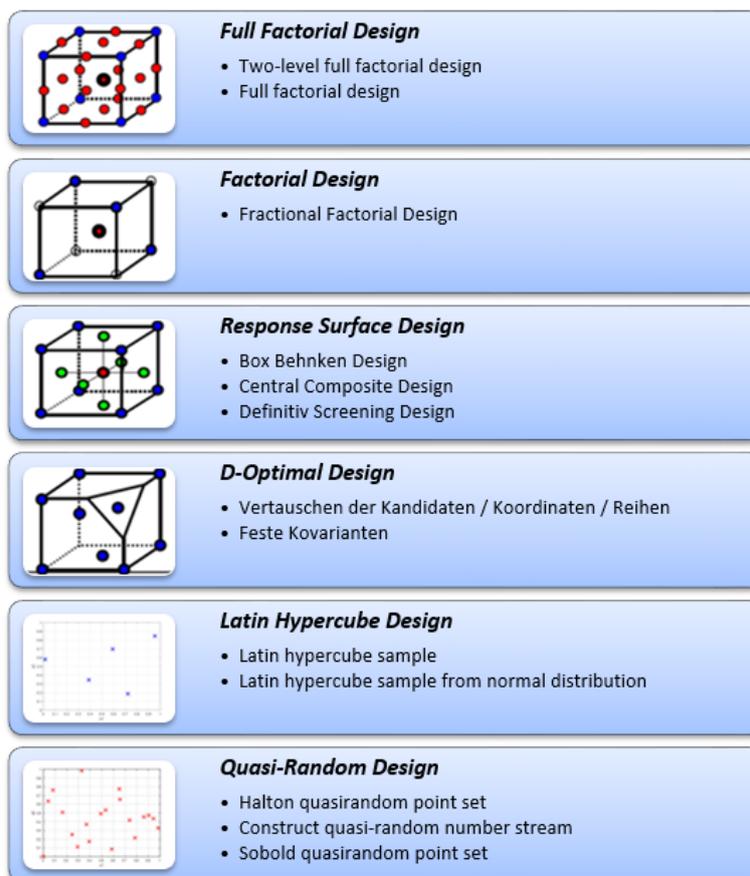


Abbildung 5: Überblick über mögliche statistische Versuchspläne [10]

Bei diesem Optimierungsansatz wurde sich für einen Latin Hypercube Design entschieden, da es den Versuchsraum auch für viele kontinuierliche Eingangsgrößen mit verhältnismäßig wenig Varianten gut abdecken kann.[9]

### 3.3. Erzeugung eines Regressionsmodells

Aus den Ergebnissen der berechneten Varianten gilt es im nächsten Schritt einen Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen und der Zielgröße abzuleiten. Es wird somit nach einem Polynom gesucht, welches sowohl lineare und quadratische Effekte der einzelnen Eingangsgrößen, sowie auch einfache Interaktionen zwischen zwei Eingangsgrößen abbilden kann. Das Polynom setzt sich somit wie folgt zusammen.

$$p = p_{konst} + p_{lin} + p_{int} + p_{quad}$$

Mittels eines Maschine Learning Algorithmus lässt sich ein solches Polynom anlernen. In der Regel erfolgt dies mit lediglich 80% aller Varianten, um mit den restlichen 20% die Genauigkeit des Regressionsmodells beurteilen zu können. Eine Größe dafür stellt der quadratisch gemittelte Fehler (*MSE*) zwischen vorhergesagtem und realem Wert dar, welcher umso kleiner wird, desto genauer das Regressionsmodells die realen Werte vorhersagt. Ebenfalls häufig verwendet wird das sogenannte Bestimmtheitsmaß ( $R^2$ ), welches aus den Streuungen der Schätzwerte ( $\hat{y}_i$ ) und realen Messwerten ( $y_i$ ) um den Mittelwert ( $\bar{y}$ ) gebildet wird.

$$R^2 = \frac{\sum(\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum(y_i - \bar{y})^2} \quad \text{mit } (0 \leq R^2 \leq 1)$$

Spiegelt das Regressionsmodell den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Zielgrößen gut wieder, liegen die Werte von  $R^2$  nahe bei 1 anderen Falls bei 0.[2]

Für die Bestimmung der einzelnen Koeffizienten des Polynoms findet die Methode der kleinsten Fehlerquadrate Anwendung. Der einfachste Ansatz ist hierbei die Beschreibung eines linearen Minimierungsproblems, das sich folgendermaßen zusammenfassen lässt[3, 7]

$$\min_{c_0, c_j} \left( \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( y_i - c_0 - \sum_{j=1}^p x_{ij} c_j \right)^2 \right)$$

Neben dem linearen Ansatz sollen noch zwei weitere Regressionsmethoden (Ridge und Lasso Regression) verwendet und später miteinander verglichen werden. Die beiden Methoden unterscheiden sich zum linearen Ansatz darin, dass sie einen zusätzlichen Strafterm besitzen, der das Auftreten von einer Über- oder Unterbeschreibung (Over-/Underfitting) der Zielgröße verhindern soll. Zusätzlich können bei der Lasso-Methode einzelne Koeffizienten auch zu null gesetzt werden, was bei der Ridge Regression nicht der Fall ist.[7]

### 3.4. Anwendung auf eine permanenterregete Synchronmaschine

Nachfolgend wird die vorgestellte Optimierungsmethode auf die permanent-erregete Synchronmaschine beispielhaft angewendet. Das Ziel ist es die Reaktionskräfte am A-Schild zu minimieren, durch eine geeignete Positionierung der Montagepunkte. Für diese Untersuchung wird die Position von 4 Montagepunkten jeweils in radialer und tangentialer Richtung verändert, wodurch insgesamt 8 Eingangsgrößen variiert werden. Mittels Latin Hypercube Sampling werden 200 verschiedene Varianten erzeugt und anschließend jeweils die 8. zeitliche Kraftordnung simuliert.

In den nachfolgenden beiden Grafiken der Abbildung 6 sind sowohl die Einflüsse der einzelnen Eingangsgrößen auf die Zielgröße ersichtlich, sowie der Zusammenhang der Interaktionen unter den Eingangsgrößen.

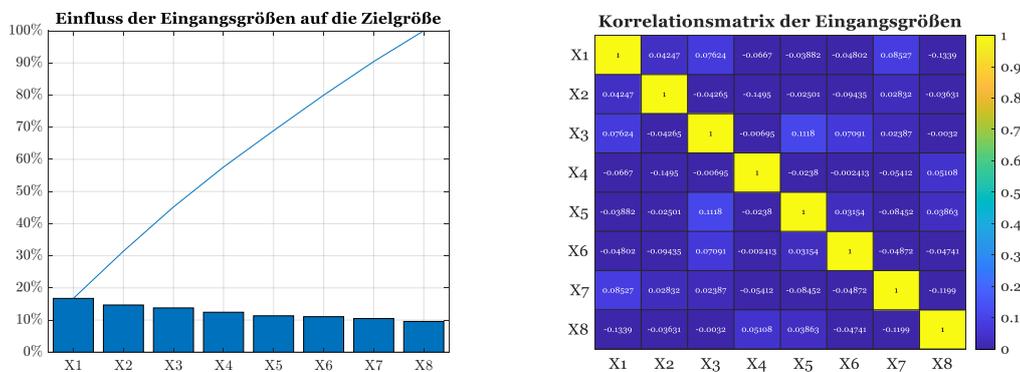


Abbildung 6: Paretdiagramm(links) und Korrelationsmatrix der Eingangsgrößen(rechts)

Wie in Abbildung 6 (links) zu erkennen ist, besitzen alle Eingangsgrößen einen sehr ähnlichen Einfluss auf das Gütekriterium. Dies ist jedoch auch nicht weiter verwunderlich, da es sich beim A-Schild um ein rotations-symmetrisches Bauteil handelt und somit eine leichte Änderung der einzelnen Größen einen ähnlichen Einfluss auf die Geometrie besitzt.(siehe auch Abbildung 7)

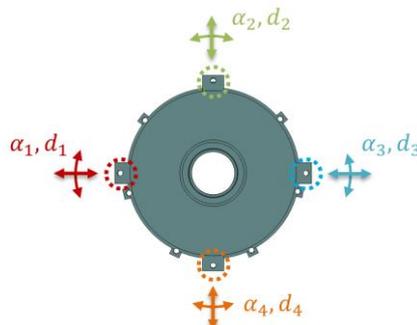


Abbildung 7: Variierende Eingangsgrößen am A-Schild

Von den 200 berechneten Varianten dienen 80% zur Lösung des Minimierungsproblems und dem damit verbundenen Anlernen der drei verschiedenen Regressionsmodelle. Unter Zuhilfenahme der restlichen 20% lassen sich die beiden Größen  $R^2$  und  $MSE$  bestimmen, die eine Aussage über die Qualität des jeweiligen Regressionsmodells liefern. In Abbildung 8 ist sehr gut ersichtlich, wie sich die Verwendung eines Strafterms positiv auf die Genauigkeit des Regressionsmodells auswirkt. Die beiden Regressionen Ridge und Lasso weisen beide einen geringeren quadratisch gemittelten Fehler, wie auch ein größeres Bestimmtheitsmaß als die lineare Regressionsmethode auf.

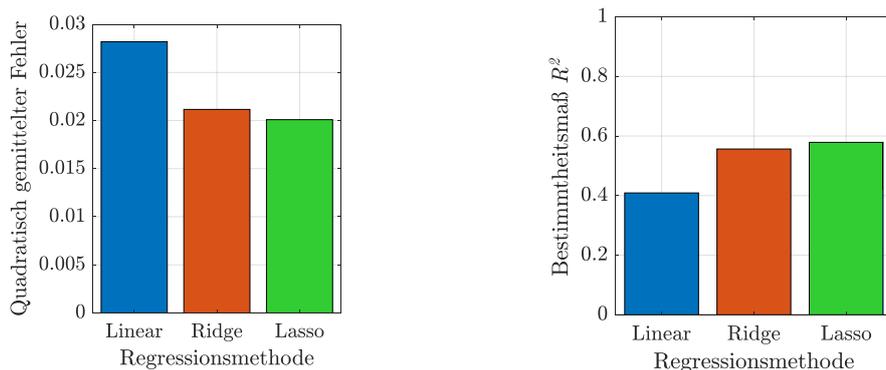


Abbildung 8: Quadratisch gemittelter Fehler(links) und Bestimmtheitsmaß (rechts) der drei Regressionsmodelle

Aus den drei gefundenen Polynomen erhält man die optimale Position der Montagepunkte durch Bestimmung des Minimums der jeweiligen Funktion. Wie aus Abbildung 9 hervorgeht, liegen die Minima der drei Modelle sehr dicht beieinander. Es ist somit auch nicht überraschend, dass der Frequenzgang der für die optimierte Varianten nahezu identisch ist.

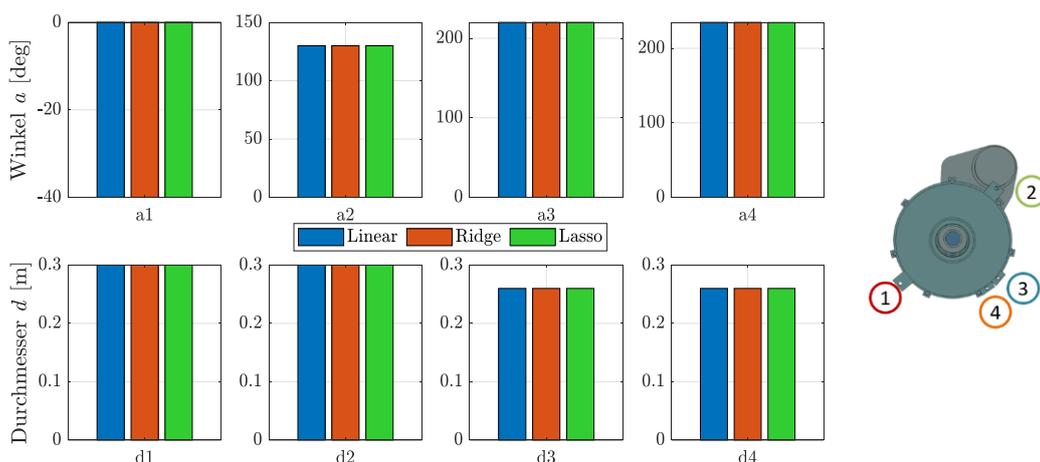


Abbildung 9: Optimierte Position der Montagepunkte aus den drei Regressionsmodellen

Das Ergebnis für die Reaktionskräfte bei optimierter Position der Montagepunkte für die 8. zeitliche Kraftordnung, ist für die drei Regressionsmodelle der ursprünglichen Geometrie in Abbildung 10 gegenübergestellt.

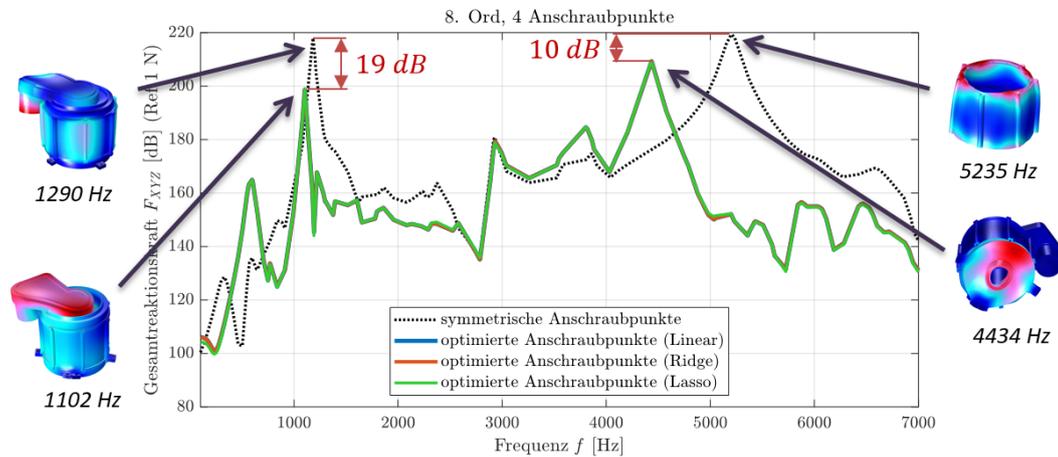


Abbildung 10: Reaktionskräfte der 8. Ordnung für die optimierten Varianten im Vergleich zu der ursprünglichen Maschine

Hierbei fällt auf, dass beide Maximalpegel sich stark reduziert und zu niedrigeren Frequenzen verschoben haben. Betrachtet man die zugehörigen Strukturmoden, wird deutlich was genau passiert. Durch eine symmetrische Anordnung der Montagepunkte werden symmetrische Schwingformen begünstigt sich auszubilden. Ein gutes Beispiel hierfür ist die Strukturmode 2, die ein Ovalisieren des Strangpressprofils bedeutet. Bei einer symmetrischen Anordnung der vier Montagepunkte, kann sich die Strukturmode 2 immer zwischen den jeweiligen Montagepunkten ausprägen. Durch eine Asymmetrie kann dies zumindest teilweise verhindert werden. Diese Beobachtung zeigt sich auch hier bei ca. 1-1,2 kHz. Durch die Asymmetrie kann es allerdings passieren, dass jetzt andere Strukturmoden mehr angeregt werden. Beispielsweise kann dies bei einer Biegemode in axialer Richtung der Fall sein, da die Maschinenbefestigung in eine Richtung weicher wird. Die Maschine kann somit leichter zu Wanken beginnen in die Richtung in der sich kein Montagepunkt befindet. Dies geschieht bei dieser Anwendung bei ca. 4,4 kHz.

Bei der Berechnung der einzelnen 200 Varianten wird um Rechenzeit zu sparen lediglich die zuvor definierte zeitliche Ordnung simuliert. Um einen Einblick davon zu erhalten inwiefern sich die Optimierung der Position der Montagepunkte auf die anderen zeitlichen Ordnungen auswirkt, werden diese erst im Nachgang ermittelt. In Abbildung 11 sind im Vergleich die Reaktionskräfte bei symmetrischer(links) und optimierter(rechts) Anordnung der Montagepunkte für die 8. und die 9-höherharmonischen Kraftordnungen als Anregung dargestellt.

Deutlich zu erkennen ist, dass die dominante 24. und 72. Ordnungen durch die asymmetrische Anordnung der Montagepunkte im Frequenzbereich von 0 – 2 kHz ebenfalls geringer Amplituden aufweisen. Dies kann jedoch bisher noch nicht verallgemeinert werden und stellt lediglich einen positiven Nebeneffekt dar.

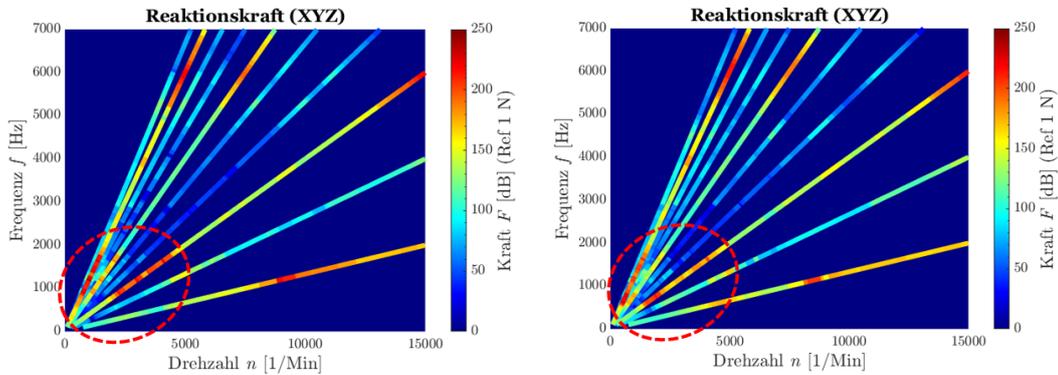


Abbildung 11: Vergleich der Reaktionskräfte der 8.-80. Ordnung bei symmetrischer (links) und optimierter Schraubenposition (rechts)

Wie gut das definierte Gütekriterium die Optimierung widerspiegelt, soll die nachfolgende Abbildung 12 zeigen. Hierbei ist das Gütekriterium sowohl für den gesamten Frequenzbereich von 0-7kHz (global), als auch für zwei Teilfrequenzbereiche von 0-2 kHz (B1) und von 2-7kHz (B2) ausgewertet.

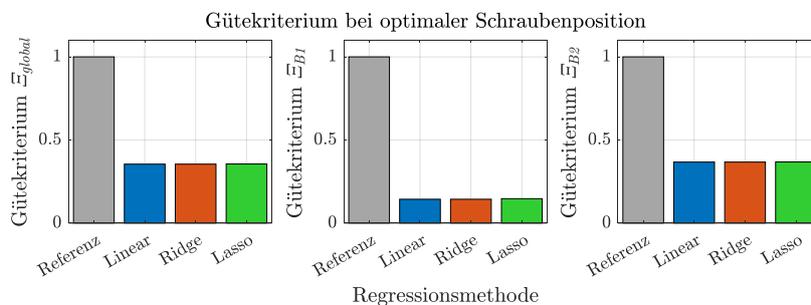


Abbildung 12: Repräsentation der Optimierung durch das Gütekriterium

Wie bereits in Abbildung 10 auffällt gibt es zwei besonders markante Resonanzstellen, die durch die Optimierung verbessert werden. Diese deutliche Reduktion geht ebenfalls aus dem globalen Gütekriterium für diese Variante hervor, da dies deutlich unterhalb von der Referenz ( $< 1$ ) liegt. Der Vorteil für die Auswertung eines Teilfrequenzbereichs, lässt zudem Rückschlüsse zu, wo die Optimierung stattfindet. Da das Gütekriterium für den unteren Frequenzbereich (B1) noch mal deutlich geringer ist als das Gütekriterium im oberen Frequenzbereich (B2), muss auch eine größere Reduktion der Reaktionskräfte im unteren Frequenzbereich erfolgt sein. Dies ist auch in Abbildung 10 erkennbar.

Bleibt noch zuletzt die Frage, wie sich die Optimierung der Reaktionskräfte auf den Luftschall bzw. die Schwinggeschwindigkeiten an der Oberfläche des Statorgehäuses auswirken. Auch hier lässt sich eine Reduktion der auftretenden Pegel beobachten, wie es auch in Abbildung 13 ersichtlich ist. Allgemein kann sich der Pegel der Schwinggeschwindigkeit jedoch durch eine solche Optimierung auch erhöhen. Es kann daher sinnvoll sein, den Luftschall zusätzlich in einer weiteren Optimierung zu betrachten, zum Beispiel durch eine Topologieoptimierung.

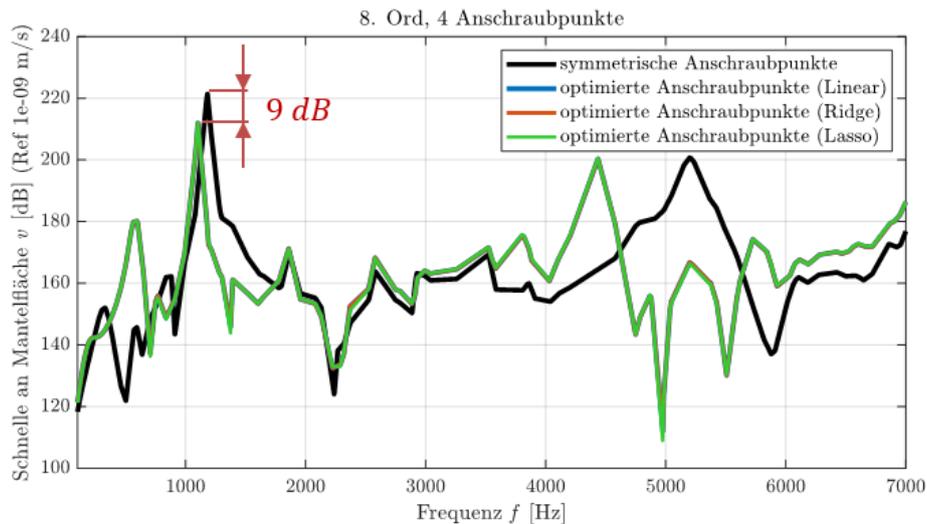


Abbildung 13: Oberflächenschnelle an der Mantelfläche für symmetrische und optimierte Schraubenanordnung

#### 4. Zusammenfassung

Der vorgestellte multiphysikalische Simulationsansatz für die Berechnung des NVH-Verhalten einer permanenterregten Synchronmaschine konnte erfolgreich validiert werden. Zudem kann das NVH-Modell für ein Optimierungsverfahren zur Reduktion des Körperschalls verwendet werden. Durch eine asymmetrische Anordnung der Montagepunkte, kann die Ausprägung symmetrischer Moden der Geometrie minimiert werden, wodurch sich die Reaktionskräfte an den Montagepunkten ebenfalls reduzieren. Dies hat eine Steigerung der Zuverlässigkeit der Maschine zur Folge.

Der Zeitaufwand für das Optimierungsverfahren steigt jedoch mit der Anzahl an zu untersuchenden Eingangsgrößen schnell an, da dies auch eine größere Anzahl an erforderlichen Varianten erfordert, um ein hinreichend genaues Regressionsmodell zu erzeugen. Das definierte Gütekriterium sorgt für eine zuverlässige Bewertung der einzelnen Varianten und kann somit als Zielgröße für die Optimierung verwendet werden. Eine zusätzliche Luftschalloptimierung sollte dennoch erfolgen, um das NVH Verhalten weiter zu optimieren.

## 5. Literaturverzeichnis

- [1] Devillers, E., Gning, P., Degrendele, K. and Le Besnerais, J. 2020. *Aspekte der Klangqualität von Elektrofahrzeugen*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift. 122, 7–8 (Jul. 2020), 26–31. DOI: <https://doi.org/10.1007/s35148-020-0276-8>.
- [2] Fahrmeir, L., Kneib, T. and Lang, S. 2009. *Regression: Modelle, Methoden und Anwendungen*. Springer.
- [3] Holland, P.W. and Welsch, R.E. 1977. *Robust regression using iteratively reweighted least-squares*. Communications in Statistics - Theory and Methods. 6, 9 (Jan. 1977), 813–827. DOI: <https://doi.org/10.1080/03610927708827533>.
- [4] Jung, F. 2020. *Mehr Geräuschkomfort in Hybridautos*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift. 122, 7–8 (Jul. 2020), 14–15. DOI: <https://doi.org/10.1007/s35148-020-0289-3>.
- [5] Kleppmann, W. 2016. *Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. Hanser.
- [6] Köpf, C., Berkemer, J., Sawodny, O. and Dräger, F. 2019. *Multiphysikalische Simulation einer permanenterregten Synchronmaschine*. Tag des Promotionskollegs HYBRID 2.0. (Nov. 2019), 12.
- [7] Machine Learning with Matlab: 2020. <https://matlabacademy.mathworks.com/artifacts/quick-reference.html?course=mlml&release=R2020a&language=en>. Accessed: 2020-08-05.
- [8] Siebertz, K. 2017. *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Springer Vieweg.
- [9] Stein, M. 1987. *Large Sample Properties of Simulations Using Latin Hypercube Sampling*. Technometrics. 29, 2 (May 1987), 143–151. DOI: <https://doi.org/10.1080/00401706.1987.10488205>.
- [10] Wember, T. 2006. *Technische Statistik und statistische Versuchsplanung*.