

Untersuchungen zur numerischen Optimierung von verteilten Neutralisatorsystemen

Jennifer Pöllmann¹, Sven Herold¹, Dirk Mayer¹

¹ Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit LBF, Darmstadt, Deutschland

Email: {jennifer.poellmann,sven.herold,dirk.mayer}@lbf.fraunhofer.de

Einleitung

Bei vielen Antrieben und Maschinen treten innerhalb des Betriebsbereichs häufig unerwünschte Schwingungen auf. Diese können neben einer akustischen Belastung für den Menschen zu Verringerung der Präzision und langfristig zu Schäden an den Bauteilen führen. Eine bewährte Methode um Schwingungen im Betriebsbereich von Maschinen und Antrieben zu senken, ist die Verwendung von Neutralisatoren [1]. Ausgehend von schwer zugänglichen Anregungspunkten, empfiehlt sich für die Positionierung eine Anbringung der Neutralisatoren an den Lagerungspunkten der mechanischen Struktur [2]. Die Auslegung mehrerer Neutralisatoren für robuste Lösungen stellt eine Herausforderung dar, bei der auch die Wechselwirkung zwischen den Neutralisatoren berücksichtigt werden muss [3]. Eine Auslegung mehrerer Neutralisatoren erfordert daher die Verwendung von mathematischen Optimierungsverfahren.

Im Weiteren wird die Auslegung von mehreren Neutralisatoren unter bestimmten Rand- und Nebenbedingungen untersucht. Als Zielfunktion wird eine Reduktion der Geschwindigkeitsübertragungsfunktion verwendet. Als Beispiel wird eine abstrahierte Anbindungsstruktur von Antrieben, ein 3-D Tragwerk, verwendet.

Anwendungsstruktur

Die mechanische Struktur, die für die Optimierung verwendet wird, liegt in Finiten Element Formulierung vor (siehe Abbildung 1). An die Tragwerksstruktur

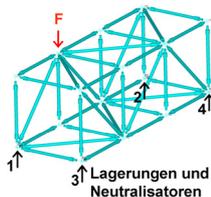


Abbildung 1: Finite Element Formulierung der 3-D Tragwerksstruktur

werden vier Neutralisatoren an den vier Lagerpunkten angebracht (siehe Abbildung 1). In der gleichen Abbildung ist die Anregung F dargestellt.

Da eine Optimierung der Neutralisatorenparameter Massen m_i , Resonanzfrequenzen f_i und Dämpfungskonstanten ϑ_i in der FE-Simulationsumgebung sehr aufwendig wäre, wird das Modell modal reduziert. Die rund 3000 in der FE-Simulation verwendeten Knoten werden auf ein Zustandsraum-Modell reduziert, das Eigenmoden der Struktur bis 250 Hz berücksichtigt. Dieses resultie-

rende Zustandsraum-Modell wird in Matlab/Simulink eingebettet, so dass in dieser Formulierung die Neutralisatoren berücksichtigt und eine Parameteroptimierung durchgeführt werden kann.

Für das knapp 33 kg schwere Tragwerk werden die nachfolgenden Randbedingungen angenommen. Die Gesamtmasse der zusätzlich angebrachten Neutralisatoren beträgt maximal 10% der Gesamtmasse des Tragwerks, was 3,3 kg entspricht. Der zu betrachtende relevante Betriebsbereich wurde oberhalb der ersten elastischen Moden zwischen 90 bis 100 Hz ausgewählt. Für diesen Anwendungsfall sollen die Frequenzen der Neutralisatoren zwischen 5 und 200 Hz liegen. Die letzten zu betrachtenden Parameter betreffen die Dämpfungen der Neutralisatoren. Sie werden erfahrungsgemäß durch konstruktive Gegebenheiten begrenzt und haben Werte zwischen 0,003 und 0,2.

Optimierung

Bei einer mathematischen Optimierung wird das Problem mittels Zielfunktion, Neben- und Randbedingungen beschrieben. Die verwendete Zielfunktion betrachtet die Differenz der Übertragungsfunktionen des passiven Systems und dem mit Neutralisatoren versehenem System. Die Zielfunktion $z(f)$, sowie die Nebenbedingungen, die sich aus den Randbedingungen des vorherigen Kapitels ergeben, sehen wie folgt aus:

$$z(f) = \max_{i \in I} \{ \min_f H_{P_i}(f) - H_{N_i}(f) \quad \forall i \in I, f \in [90, 100] \}$$

$$\text{für } I = \{1, \dots, 4\} \quad (1)$$

$$\text{s.t. } \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (2)$$

$$y(t) = Cx(t) \quad (3)$$

$$\sum m_i \leq 3,3 \quad \forall i \in \{1, \dots, 4\} \quad (4)$$

$$0,01 \leq m_i \leq 3,27 \quad \forall i \in \{1, \dots, 4\} \quad (5)$$

$$5 \leq f_i \leq 200 \quad \forall i \in \{1, \dots, 4\} \quad (6)$$

$$0,003 \leq \vartheta_i \leq 0,2 \quad \forall i \in \{1, \dots, 4\} \quad (7)$$

Die Übertragungsfunktionen H_{P_i} und H_{N_i} geben die Geschwindigkeitsübertragungsfunktionen des passiven und des mit Neutralisatoren versehenen fouriertransformierten Systems von allen i Neutralisatoren an. Die Übertragungsfunktionen hängen von der Frequenz f ab. Die Gleichungen (2) und (3) geben das zugrunde liegende Zustandsraum-Modell der Tragwerksstruktur mit den applizierten Neutralisatoren an. Die Matrizen A , B und C sind die Systemmatrix, bzw. die Ein- und Ausgangsmatrix, welche das dynamische Verhalten des Tragwerks beschreiben. Der Vektor x entspricht dem Zustandsvek-

tor und die Vektoren y und u dem Ein- bzw. Ausgangssignal. In die Zustände des Gesamtsystems gehen die zu optimierenden Variablen m_i , f_i und ϑ_i ein, die durch die Gleichungen (4)-(7) Beschränkungen erhalten.

Das Optimierungsproblem wird mit dem fmincon-Solver aus Matlab/Simulink gelöst. Dabei handelt es sich um einen sogenannten Medium-Scale Algorithmus, der für das vorliegende dicht besetzte Problem auf den SQP Algorithmus zurückgreift [4].

Ergebnisse

Für das Optimierungsverfahren wird das Simulinkmodell automatisch iterativ aus Matlab heraus gestartet. Das Tragwerk erhält dabei eine ideale Impulsanregung von $1/ts$ N an dem in Abbildung 1 markierten Knoten, wobei ts die Zeitschrittweite beschreibt. Als für den Solver benötigte Startlösungen werden konventionell ausgelegte Neutralisatorenparameter verwendet. Alle Massen sind auf 750 g ausgelegt, die Frequenz beträgt bei allen 4 Bauteilen 100 Hz und eine Dämpfung von 0.01 wurde angenommen. Bei dieser Konfiguration ist eine Mindestabsenkung von 3,29 dB und eine durchschnittliche Absenkung von 11,06 dB bereits erreicht. Für die folgen-

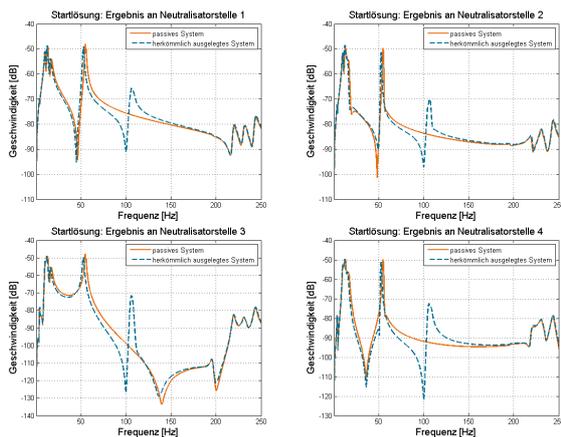


Abbildung 2: Übertragungsfunktionen des Tragwerks an den Neutralisatorpositionen mit konventionell ausgelegten Neutralisatoren

den Ergebnisse wurden 238 Iterationen und 5382 Auswertungen des Solvers benötigt. Die optimierten Ergebnisse der Neutralisatorenparameter sind für die einzelnen Neutralisatoren in Tabelle 1 aufgelistet. Die Massen der

| | Neutralisatoren | | | |
|------------|-----------------|-------|--------|--------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Masse | 1,46 | 1,81 | 0,02 | 0,01 |
| Frequenzen | 96,96 | 97,05 | 100,18 | 171,98 |
| Dämpfung | 0,005 | 0,003 | 0,003 | 0,186 |

Tabelle 1: Übersicht der optimierten Neutralisatorenparameter

Neutralisatoren 1 und 2 sind in etwa gleich und summieren sich zu 3,27 kg. Die Massen der Neutralisatoren 3 und 4 hingegen sind sehr klein und damit ist der Einfluss dieser beiden Neutralisatoren gering. Die Frequenzen der

Neutralisatoren 1, 2 und 3 liegen alle um 100 Hz und bilden damit ihre Nullstellen im betrachteten Betriebsbereich. Lediglich Neutralisator 4 hat eine Frequenz fern des Betriebsbereichs, was einen geringen Einfluss dieses Bauteils wahrscheinlicher macht. Die Dämpfungen der ersten drei Neutralisatoren sind klein und lassen auf eine lokale Wirkung um den Betriebsbereich schließen. In Abbildung

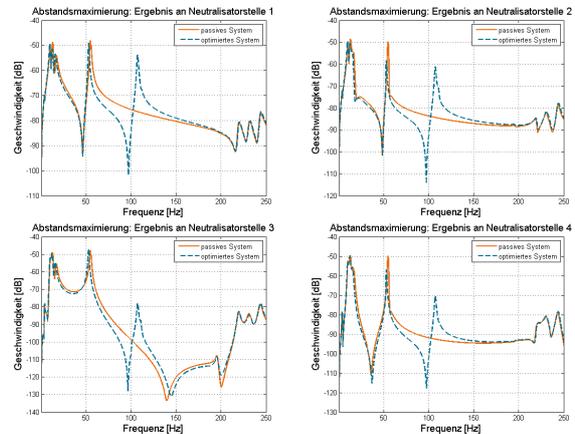


Abbildung 3: Übertragungsfunktionen des Tragwerks an den Neutralisatorpositionen mit optimierten Parametern

3 sind die Übertragungsfunktionen der Neutralisatoren verglichen mit denen des passiven Tragwerks. Die kleinste Differenz im Betriebsbereich beträgt rund 8,12 dB, wobei im Mittel 15,02 dB erreicht werden. Ohne Neutralisator 4 können ähnlich gute Ergebnisse mit nur 0,01 dB Verschlechterung erreicht werden. Die Ergebnisse senken sich ohne Neutralisator 3 und 4 bei der minimalsten Absenkung auf 5,74 dB mit einem Mittelwert von 14,90 dB. Die Ergebnisse des Optimierungsverfahren ergaben robuste Reduktionen des Systemverhaltens, auch mit Ausschluss von Neutralisator 4.

Danksagung

Die vorgestellten Arbeiten entstanden im Rahmen des LOEWE-Zentrums AdRIA (Adaptronics - Research, Innovation, Application), dass vom Fraunhofer LBF koordiniert und vom Land Hessen offiziell gefördert wird. Die Autoren bedanken sich für die Unterstützung.

Literatur

- [1] Brennan, M. J.; Dayou, J.: Global Control of Vibration Using a Tunable Vibration Neutralizer. Journal of Sound and Vibration 232, S. 585-600, 2000.
- [2] Mayer, D.; Herold, S.; Kauba, M.; Koch, T.: Approaches for distributed active and passive vibration compensation. Proceedings of the ISMA, Leuven, 2010.
- [3] Dayou, J.; Brennan, M. J.: Global Control of Structural Vibration Using Multiple-Tuned Tunable Vibration Neutralizers. Journal of Sound and Vibration 258, S. 345-357, 2002.
- [4] Alt, W.: Nichtlineare Optimierung: Eine Einführung in Theorie, Verfahren und Anwendungen. Vieweg+Teubner, 2002.