

Modellierung einer Werkzeugmaschine mit der Statistischen Energieanalyse

Ennes Sarradj¹, Martin Quickert², Burkhard Kranz²

¹ Brandenburgische Technische Universität Cottbus, Institut für Verkehrstechnik, Siemens-Halske-Ring 14, 03046 Cottbus

² Fraunhofer Institut Werkzeugmaschinen und Umformtechnik, Nöthnitzer Straße 44, 01187 Dresden

Einleitung

Das Verfahren der Statistischen Energieanalyse (SEA)[1] ist in der Vergangenheit vor allem im Bereich des Fahrzeugbaus für die Berechnung der hochfrequenten Körper- und Luftschallausbreitung erfolgreich verwendet worden. Im Beitrag wird die Anwendung der SEA im Bereich des Maschinenbaus am Beispiel einer Stanzmaschine gezeigt.

Bei einer solchen Maschine entsteht durch den Schlag des Stempels auf das Werkstück sowohl unmittelbar Luftschall als auch durch Anregung des Maschinenkörpers und des Werkstücks Körperschall, der dann wiederum als Luftschall abgestrahlt wird. Für die Auslegung von Lärminderungsmaßnahmen ist es zunächst interessant, wie groß der Anteil dieser Mechanismen am gesamten, von der Maschine erzeugten Schall ist. Allein durch Messungen. z.B. der abgestrahlten Schalleistung ist eine Aussage darüber nicht ohne weiteres möglich. Ziel einer Modellierung war es deshalb, den Anteil des vom Maschinenkörper abgestrahlten Schalls zu bestimmen.

Dazu wurde zunächst ein SEA-Modell des Maschinenkörpers erstellt. Danach wurde ein Modell für die Anregung entwickelt und die vom abgestrahlte Maschinenkörpers Schalleistung berechnet.

SEA-Modell

Der Maschinengrundkörper der Stanzmaschine ist im Wesentlichen aus einzelnen Platten zusammengesetzt. Wegen dieser Art des Aufbaus kann das SEA-Modell hauptsächlich aus Subsystemen aufgebaut werden, die die Schwingungen auf Platten abbilden. Weitere Subsysteme werden zur Abbildung diffuser Luftschallfelder in den Hohlräumen im Maschineninnern und außerhalb der Maschine benötigt. Subsysteme für Balken und Schalen sind für die Modellierung nicht notwendig.

Ein Subsystem im SEA-Modell sollte ein vom restlichen Teil der Struktur vergleichsweise unabhängig schwingfähiger Bereich sein. Diese Regel ist an vielen praktischen Strukturen kaum einzuhalten. Deshalb werden auch solche Teile der Struktur durch Subsysteme abgebildet, die eigentlich zu klein sind, um vom Rest der Struktur unabhängig zu schwingen. Für den Fall, dass an diesen Subsystemen keine Anregung stattfindet, verursacht diese Vorgehensweise erfahrungsgemäß keine zu großen Fehler.

Neben den Daten der Subsysteme werden für die Modellierung auch Angaben über die Verbindungen zwischen den Subsystemen benötigt. Im vorliegenden Fall sind das linienförmige Verbindungen der Platten-

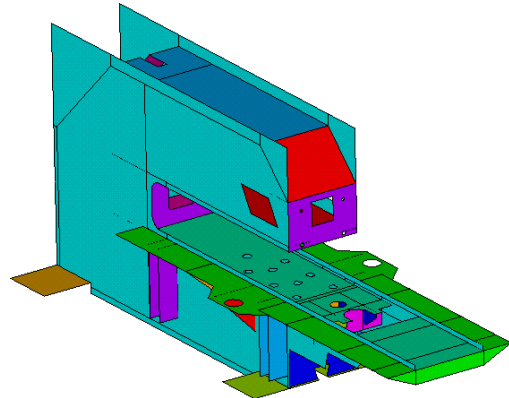


Abbildung 1: SEA-Modell des Maschinenkörpers der Stanzmaschine

Subsysteme untereinander, flächenhafte Verbindungen der Platten-Subsysteme mit den Raum-Subsystemen sowie flächenhafte Verbindungen der Raum-Subsysteme untereinander (mit Platten als trennende Masse).

Im Modell soll nur die indirekte Schallabstrahlung durch Anregung der Maschinenstruktur zu Schwingungen abgebildet werden. Die SEA ist nicht geeignet, Aussagen über die direkte Luftschallabstrahlung auf Grund des Beschleunigungsgeräusches beim Stanzvorgang zu machen. Ebenfalls nicht im Modell enthalten ist die Schallabstrahlung vom Werkstück und vom Stanzkopf selbst. Die Erstellung des SEA-Modells erfolgte anhand vorhandener CAD-Daten und eines Finite-Elemente-Modells. Wegen der komplexen Geometrie wurde die Erstellung des Modells automatisiert. Die vorliegenden Daten wurden dabei in ein Eingabefile für das SEA-Programm FreeSEA[3] konvertiert. Dabei wurden benachbarte finite Elemente mit gleichen Eigenschaften und gleicher Ausrichtung zu Subsystemen zusammengefasst. Die Materialeigenschaften, Blechdicken und alle Details der Geometrie wurden mit übernommen. Für die Strukturdämpfung der Platten wurde ein Eigenverlustfaktor von $\eta = 1,5 \cdot 10^{-4}$ nach für Konstruktionen aus dem Schiffbau mit vergleichbarem Aufbau gemessenen[2] Werten verwendet. Das so erzeugte SEA-Modell der Stanzmaschine besteht aus insgesamt 148 Platten, die durch je drei Subsysteme erfasst werden und vier Räumen (je ein Subsystem). Insgesamt umfasst das Modell also 448 Subsysteme.

Modellierung der Anregung

Um mit dem SEA-Modell die Schallabstrahlung von der Stanzmaschine berechnen zu können, muss sowohl die anregende Schwingleistung P_{in} bekannt sein als auch

der Ort (also das Subsystem oder die Subsysteme), an dem diese Anregung wirkt. Ursache für die im vorliegenden SEA-Modell erfassbare Anregung sind die durch den Stanzvorgang hervorgerufenen Wechselkräfte, die auf die Maschinenstruktur wirken. Der im SEA-Modell nicht enthaltene Stanzkopf ist an der den oberen Maschinenteil nach vorn abschließenden Platte befestigt. Die Anregung der Maschinenstruktur erfolgt damit durch die in diese Platte übertragene Schwingleistung.

Im SEA-Modell wird diese Platte durch drei Subsysteme dargestellt, welche die sich auf der Platte ausbreitenden Biege-, Longitudinal- und Transversalwellen repräsentieren. Auch wegen der komplexen Befestigung an mehreren Punkten ist davon auszugehen, dass alle drei Wellenarten angeregt werden. Ohne weitere Untersuchungen fehlen jedoch Informationen darüber, welcher Anteil auf welche Wellenart entfällt. Die Gegenüberstellung von drei Modellen, bei denen jeweils eines der Subsysteme angeregt wurde, ergab nur minimale Unterschiede von weniger als 0,2 dB im Ergebnis sowohl für den Schalldruckpegel im umgebenden Raum als auch für den Schnellepegel auf den Platten. Deshalb wurde für die weiteren Rechnungen von einer Anregung longitudinaler Wellen an dieser Platte ausgegangen.

Die äquivalente anregende Schwingleistung P_{in} wurde durch Auswertung von Beschleunigungsmessungen an sechs Punkten auf einer auf der linken Seite der Maschine befindlichen Platte bestimmt.

Ergebnisse

Mit Hilfe des SEA-Modells wurde der mittlere Schalldruckpegel L_{pm} in dem die Maschine umgebenden Raum berechnet. Dabei ergibt sich das in Abbildung 2 gezeigte Ergebnis. Nahezu im gesamten untersuchten Frequenzbereich ist der berechnete Schalldruckpegel deutlich niedriger als der gemessene.

Aus den Messungen kann ebenfalls die abgestrahlte Schalleistung berechnet werden, die in Abbildung 3 zusammen mit der berechneten und mit der im Rechenmodell angesetzten eingespeisten Körperschalleistung dargestellt ist. Die gemessene Schalleistung ist fast im gesamten Frequenzbereich deutlich größer als die berechnete und insbesondere bei hohen Frequenzen auch höher als die aus den Körperschallmessungen indirekt bestimmte eingespeiste Leistung P_{in} .

Da ein statistisches Verfahren angewendet wurde, können die Ergebnisse nur als Erwartungswerte interpretiert werden. Bei tiefen Frequenzen (geringen Modendichten) sind die zugehörigen Streuungen sehr hoch, im Idealfall betragen sie bei hohen Frequenzen einige Dezibel. Weitere, systematische Abweichungen zwischen wahren Werten und den berechneten Erwartungswerten rühren daher, dass es in der Praxis nicht möglich ist, alle Gültigkeitsvoraussetzungen für die SEA exakt zu erfüllen. Zusammen betrachtet, muss für das Endergebnis bei der tiefsten betrachteten Frequenz 250 Hz ein Vertrauensbereich von etwa ± 30 dB berücksichtigt werden, der sich bei hohen Frequenzen auf ± 5 -10 dB verringert.

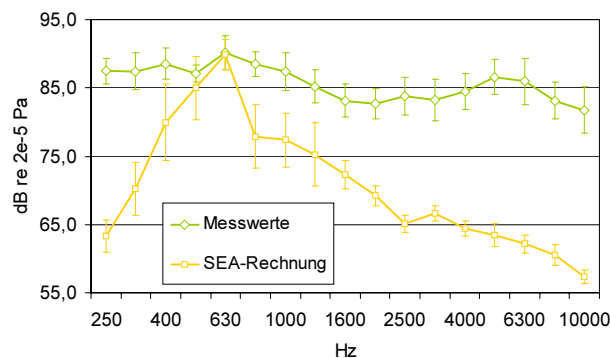


Abbildung 2: Diffusfeld-Schalldruckpegel im die Maschine umgebenden Raum; die dargestellten Vertrauensbereiche ergeben sich aus der Mittelung über die Mikrofonorte (bei den Messwerten) bzw. aus der Unsicherheit für die eingespeiste Leistung

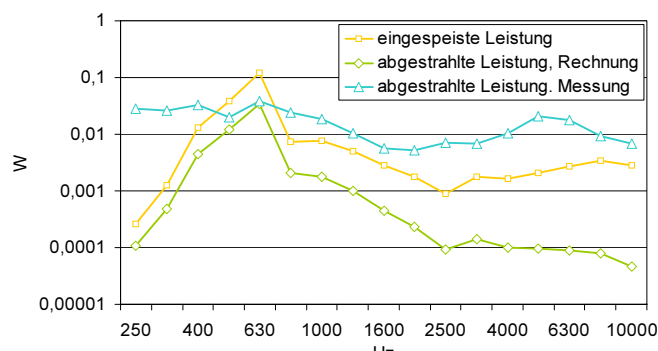


Abbildung 3: Vergleich von berechneter und gemessener abgestrahlter Schalleistung

Damit kann für die Terzbänder ab 800 Hz aufwärts mit großer Sicherheit davon ausgegangen werden, dass die vom Gehäuse abgestrahlte Schalleistung bzw. der davon verursachte Diffusfeld-Schalldruckpegel deutlich unter den gemessenen Werten liegt. Daraus kann geschlossen werden, dass im hochfrequenten Bereich die direkte Luftschallsabstrahlung von Werkzeug und Werkstück den insgesamt abgestrahlten Schall dominiert.

Literatur

- [1] Sarradj, E.: Energy-based vibroacoustics: SEA and beyond. CFA/DAGA 2004
- [2] Schroeder, V.: Verlustfaktoren von Schiffsflächenkonstruktionen, TU Dresden, Abschlussarbeit im postgradualen Studium Schallschutz III, 1979
- [3] URL: <http://www.free-sea.de>

Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) innerhalb des Rahmenkonzeptes „Forschung für die Produktion von morgen“ gefördert und vom Projektträger Forschungszentrum Karlsruhe, Bereich Produktion und Fertigungstechnologien (PTKA-PFT), betreut.