

Fügestellendämpfung in Feinblechkonstruktionen

Käferstein, B.

Fügestellen leisten einen entscheidenden Beitrag zur Dämpfungserhöhung in Strukturen. Die Mechanismen beruhen dabei im Wesentlichen auf Mikrobewegungen innerhalb der Kontaktflächen. Im Zuge eines Forschungsvorhabens der Studiengesellschaft Stahlanwendung e. V. wird untersucht, inwieweit dieses Potential für Feinblechkonstruktionen genutzt werden kann.

Joints are very important to increase the overall damping performance of structures. The most important mechanism is the microslip effect around the contact region of a joining. The IMW researches on the potential of microslip damping effects in sheet metal constructions, sponsored by the Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V.

1 Einleitung

Fügestellen sind in Maschinen je nach ihrem Typ mit unterschiedlicher Häufigkeit vertreten. Ihre Anzahl kann bei kraftleitenden Konstruktionsbauteilen relativ gering sein (z. B. 3 bis 5 bei Werkzeugmaschinen) oder auch sehr groß (tausende bei KFZ, genieteten Stahlbrücken oder Luftfahrzeugen). Dabei wird neben der Festigkeit immer eine hohe Steifigkeit bei gleichzeitig großer Dämpfung gefordert. Diese setzt sich im wesentlichen aus Mikroschlupf und viskoser Reibung zusammen, die für jedes Fügeverfahren unterschiedlich gewichtet ist und mehr oder weniger stark die Struktureigendämpfung beeinflusst.

Bei dynamischer Belastung einer Fügestelle stehen meist die Festigkeitseigenschaften im Mittelpunkt. Nur in der Luft- und Raumfahrt, wo eine Schwingungsdämpfung durch Reibung mit umgebenden Medien praktisch nicht stattfindet, wird das Potenzial der Fügestellendämpfung gezielt genutzt, um die Belastungsamplituden und die Beanspruchungen zu begrenzen. Bei kleineren Amplituden, wie sie üblicherweise in der Akustik vorkommen, ist es auch vorteilhaft die Dämpfung zu erhöhen. Untersuchungen von Automobilherstellern haben gezeigt, dass durch gezielte Substitution von Punktschweißnähten durch Nietverbindungen die Karosseriedämpfung vergrößert und die Fahrzeugakustik verbessert werden kann.

2 Simulation

2.1 3-Parameter-Modell

Die Abbildung des dynamischen Verhaltens kann in der ersten Eigenfrequenz durch ein sogenanntes 3-Parameter-Modell erfolgen. Das Schwingverhalten wird durch eine Federsteifigkeit c , einem viskosen Dämpfer d und einem coulombschen Reibelement F_c, F_{cH}, v_{grenz} abgebildet. Höhere rheologische Ansätze aus mehreren Federn, Dämpfern, Losen und Wegbegrenzern bzw. Modelle mit mehreren Freiheitsgraden werden zunächst vernachlässigt. Diese Modelle führen bei zyklischer Belastung zu Hysteresen mit charakteristischen Eigenschaften und werden deshalb auch in der Werkstofftechnik zur Simulation des Materialverhaltens eingesetzt. **Bild 1** zeigt das mechanische Ersatzmodell und die freigeschnittene Masse zum Aufstellen der Bewegungsgleichungen.

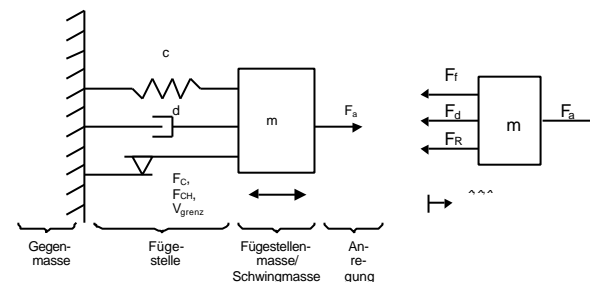


Bild 1: 3-Parametermodell und Freischnitt

Die Summe der angreifenden Kräfte liefert die Bewegungsgleichung, wobei die Coulombsche Reibung gesondert zu betrachten ist.

$$-F_i - F_d - F_r + F_a = m \cdot \ddot{x} \tag{1}$$

$$-c \cdot x - d \cdot \dot{x} - F_r(\dot{x}) + F_a = m \cdot \ddot{x} \tag{2}$$

Bewegt sich die Masse mit einer Mindestgeschwindigkeit von $|\dot{x}| > v_{grenz}$, dann wird Gleiten angenommen und die wirksame Reibungskraft F_r ist so groß wie die konstante Gleitreibungskraft $F_r = F_c \cdot \text{sign}(\dot{x})$. Sie ist der Momentangeschwindigkeit immer entgegengerichtet. Im Falle des Haftens, also sobald die aktuelle Geschwindigkeit $|\dot{x}|$ einen vorgegebenen Grenzwert unterschreitet ($|\dot{x}| \leq v_{grenz}$) ist die maximal wirksame Reibkraft F_r kleiner oder gleich der Haftreibungskraft F_{cH} und

damit $0 \leq |F_r| \leq F_{CH}$. Ihre tatsächliche Größe berechnet sich aus dem Kräftegleichgewicht nach **Tabelle 1**. In diesem Fall ist die Haftreibung immer genau so groß, dass sie mit der Federkraft, Anregungskraft und viskosen Dämpfungskraft die Kräftesumme auf Null ausgeglichen. Das führt dazu, dass die Masse vorerst stehen bleibt. Erst wenn die Haftgrenze F_{CH} z.B. durch die äußere Anregung überschritten wird, setzt sich der Schwinger wieder in Bewegung. Das Verharren in Ruhelage tritt also immer an den Umkehrpunkten auf, dort wo die Geschwindigkeit kleiner als die Grenzgeschwindigkeit ist. Ein weiteres Mal nur noch im ausgeschwungenen Zustand. Je nach Verhältnis aus Haft- und Gleitreibungskraft ergibt sich ein unterschiedlich starker Kraftstoß, **Bild 2**.

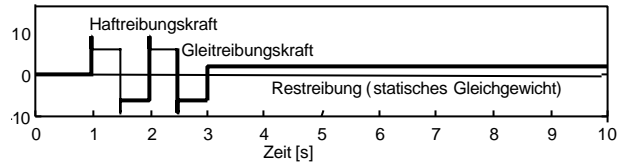


Bild 2: Stick-Slip-Effekte führen zu Stoßanregungen

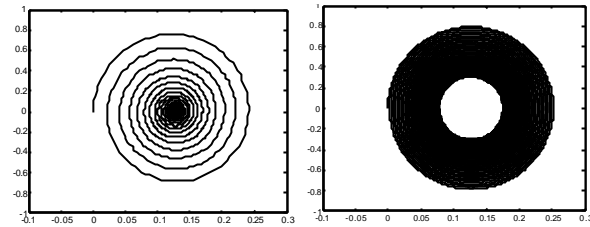


Bild 3: 10 Sekunden andauernde Schwingung eines ungedämpften Einmassenschwingers in Polardarstellung (links $\Delta t = 0.1s$, rechts $\Delta t = 0.01s$ als Integrations-schrittweite)

Fall	Haften, $ \dot{x} \leq v_{grenz}$	Kräftegleichgewicht, $ F_a - F_r - F_d \leq F_{CH}$	Reibkraft F_r
1	Nein	Nein	$F_C \cdot sign(\dot{x})$
2	Nein	Ja	$F_C \cdot sign(\dot{x})$
3	Ja	Nein (Kräftegleichgewicht muss nicht mehr erfüllt werden)	$F_{CH} \cdot sign(F_a - F_d - F_r)$
4	Ja	Ja (statisches Kräftegleichgewicht muss erfüllt werden)	$F_a - F_d - F_r$

Tabelle 1: Reibkraft F_r in Abhängigkeit vom Bewegungszustand

2.2 Numerische Lösung der DGL

Die Bewegungs-DGL, Gl. (2) kann in differentieller Form in der Simulationsumgebung dargestellt werden. Bei der Lösung ergeben sich aber numerische Schwierigkeiten, weil am Übergang von der Haftreibung zur Gleitreibung immer ein Sprung auftritt, **Bild 2**. Dieser Sprung führt beim Ableiten nach der Zeit zu unendlich hohen Werten und Unstetigkeitsstellen. Zusätzlich tritt eine rein numerisch bedingte Dämpfung auf. Sie wird nur durch das Berechnungsverfahren erzeugt und führt auch bei einem völlig ungedämpften Modell dazu, dass die Amplituden immer kleiner werden, **Bild 3**. Der Grund ist die Diskretisierung in Zeitschritte Δt , so dass Ma-

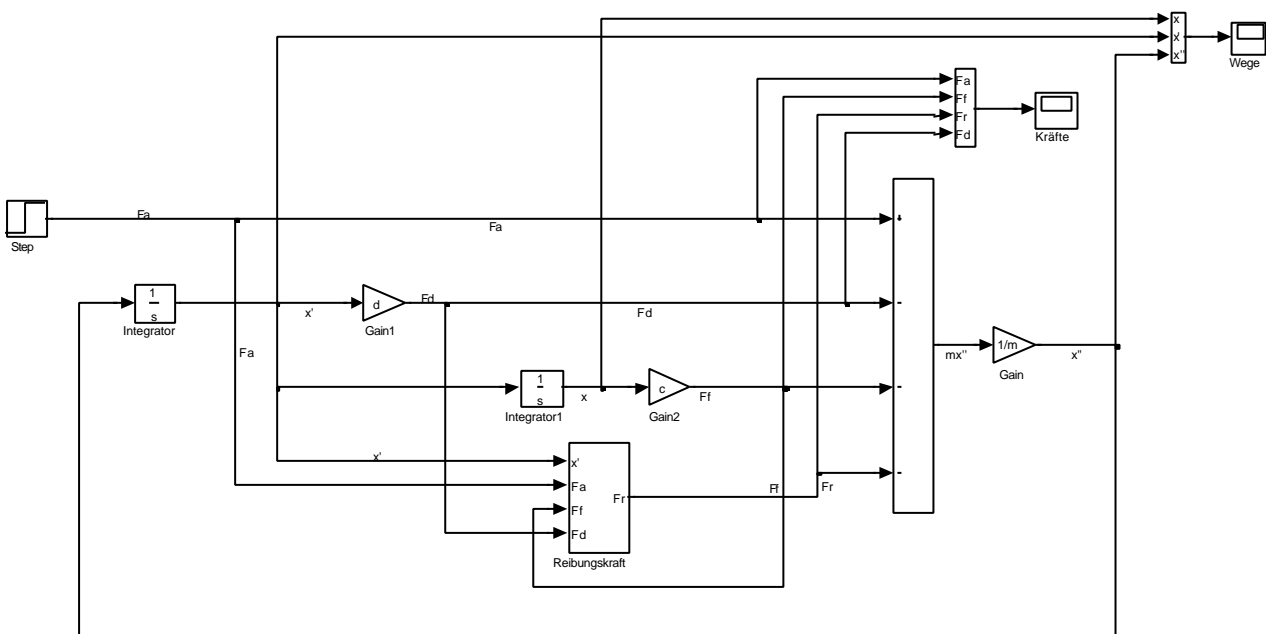


Bild 4: 3-Parameter-Modell in der graphischen Programmierumgebung Simulink von The Mathworks Inc.

ximalwerte der Signale nicht vollständig erfasst werden. Um das zu vermeiden, wird die Differentialgleichung durch Verwendung von Integratoren dargestellt, Gl. (3) und **Bild 4**.

$$m \cdot \ddot{x} = F_a - d \cdot \int \ddot{x} dt - c \cdot \iint \ddot{x} dt^2 - F_C \cdot \text{sign}(\dot{x}) \quad (3)$$

Die Fallunterscheidung, in welche Richtung die Reibungskraft wirken soll und wie groß sie ist, wird in dem benutzerdefinierten Block „Reibungskraft“ vorgenommen, dessen innere Struktur in **Bild 5** dargestellt ist.

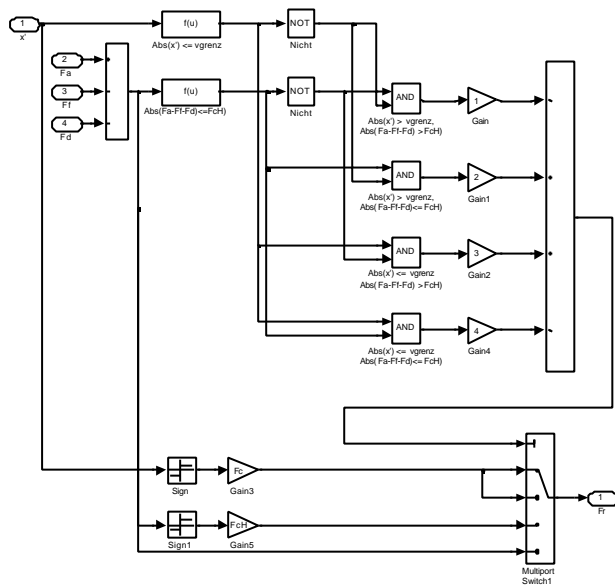


Bild 5: Berechnung der Reibungskraft in Simulink

2.3 Ergebnisse

Bild 6 zeigt graphisch die Ergebnisse aus der Simulation bei einer sprunghaften Kraftanregung. Man erkennt beim Reibungsdämpfer, dass die Ruhelage nicht wie beim viskosen Dämpfer durch das Gleichgewicht aus Federkraft und verbleibender äußerer Kraft erreicht wird, sondern dass die Haftkraft eine bleibende Auslenkung hervorruft.

Der rechteckige Verlauf der Reibungskraft mit ihrem Haftanteil führt zu einem Sprung in der Beschleunigung. Das ist zwar im Bereich der Bauteilfestigkeit kein größeres Problem, bei der Anwendung zur Schallminderung können sich aber unangenehme Geräusche ergeben. Die Krümmung der Spirale ist ein Maß für das Abklingen der Schwingung. Für eine optimale Energiedissipation ist daher ein ausgewogenes Verhältnis aus Reibkraft und Weglänge festzulegen. In der Realität ist der Anteil der viskosen Dämpfung in der Fügestelle relativ hoch, und für kleine Amplituden nähert sich die coulombsche Reibung einem viskosen Verhalten an. Eine scharfe Trennung ist daher schwierig. Für die Umsetzung in die Praxis bieten die einzelnen Fügeverfahren unterschiedliche Möglichkeiten. Rauheit, Beschichtung, Vorspannung, Größe, Form, Kinematik oder die Werkstoffpaarung sind geeignete Parameter, die für jedes Fügeverfahren und jeden Einsatzfall zu optimieren sind.

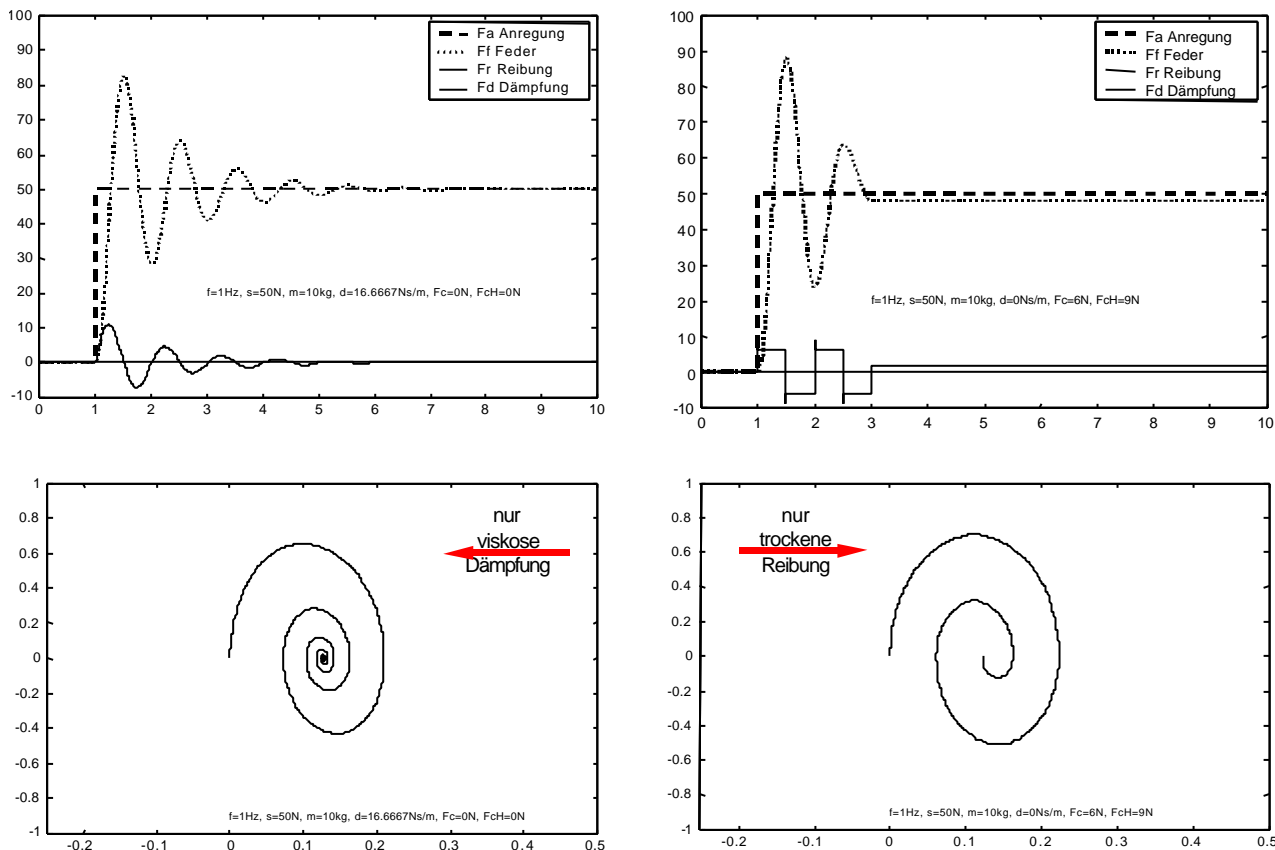


Bild 6: Viskos bedämpftes System (links) und reibungsbedämpftes System (rechts). Verlauf der Kräfte in N über die Zeit in s (oben) und Darstellung der Phasenplots \dot{x} über x (unten)

3 Prüfstandskonzept zur Messung der Dämpfung

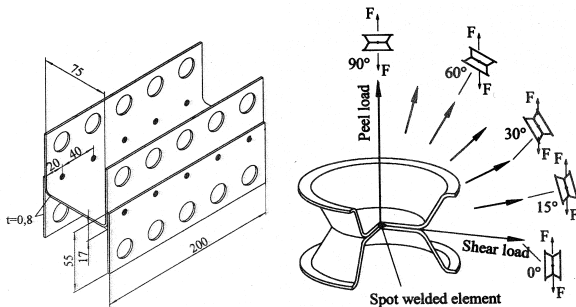


Bild 7: H- und KS-Probe für Festigkeitstest

In der Werkstoff- und Fügetechnik werden für Festigkeitsuntersuchungen Scherzugproben eingesetzt, **Bild 7**, die aber für Dämpfungsmessungen nicht geeignet sind. Vielmehr ist ein Biegeschwingversuch in Anlehnung an DIN 53 440 vorzunehmen, **Bild 8**. Eine Probe, **Bild 9**, wird ein- oder beidseitig fest eingespannt und die Dämpfung im Ausschwingversuch über das logarithmische Dekrement bestimmt. Eine kontinuierliche Anregung und die Messung des Phasenwinkels kann ebenfalls herangezogen werden, um das komplexe E-Modul zu erhalten. Um das Verfahren, das nur für Werkstoffverbunde mit großem E-Modulverhältnis, wie elastomerbeschichtete Bleche, zugelassen ist, für die Dämpfungsmessung an Fugestellen unter statischer Vorlast einsetzen zu können, sind weitere Anpassungen und Untersuchungen notwendig.

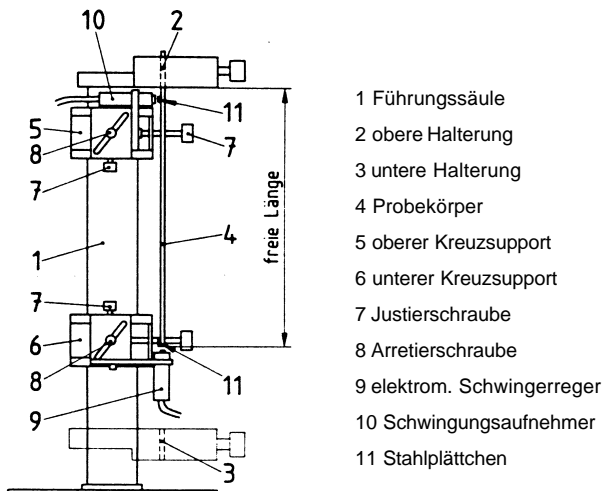


Bild 8: Biegeschwingprüfstand nach DIN 53 440

Es ist im Forschungsvorhaben folgende Vorgehensweise geplant :

1. Statistischer Einfluss von Einspannung, Probenfertigung, Montage etc. ermitteln
Nachweis der Reproduzierbarkeit
2. Empfindlichkeit und Sensitivität des Aufbaus für die Dämpfungsvariationen ermitteln

3. Übertragbarkeit von einer auf zwei und auf n Fugestellen untersuchen
4. Start mit Parameteruntersuchungen von
 - a. Fügeverfahren und Fügeparameter
 - b. eingesetzten Werkstoffen
 - c. Oberflächenbehandlungen

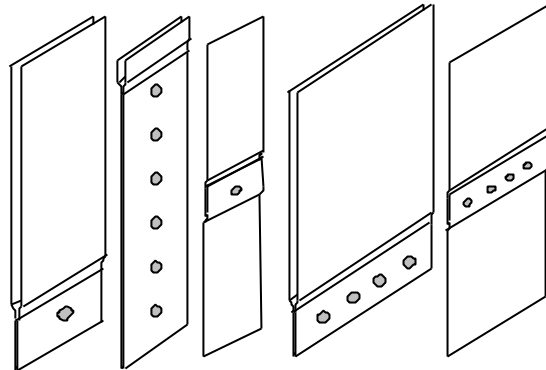


Bild 9: Biegeschwingungsproben mit Fugestellen

4 Zusammenfassung

Es zeigt sich, dass man die kürzeste Ausschwingzeit bei viskoser Dämpfung *und* Reibung erhält. Der Effekt der trockenen Reibung ist nutzbar und effektiv. Die Sprünge, die sich im Verlauf der Reibungskraft und der Beschleunigung ergeben, weil die Haftreibung größer als die Gleitreibung ist, spielt bei Reibungsdämpfern mit großen Amplituden eine entscheidende Rolle. Bei der Fugestellendämpfung können sie aber vernachlässigt werden, so dass sich ein vereinfachtes viskoses Ersatzmodell erstellen lässt. Zu beachten gilt, dass das Übertragungsverhalten nichtlinear ist und daher geringfügige Oberwellen in den Schwingungen auftreten können. Die Auslegung kann nur auf einen Betriebspunkt erfolgen und Korrosion oder Verschleiß beeinflussen sehr stark das Dämpfungsverhalten

Eine einfache Realisierung in der Praxis ist sichergestellt, da Fugestellen ohnehin notwendig sind. Starke Einschränkungen sind jedoch Festigkeits- und Steifigkeitsanforderungen.

5 Literatur

- /1/ www.mathworks.com/support, Anwenderseite der The Mathworks Inc., Natick, Massachusetts, USA; Oktober 2000
- /2/ Käferstein, B.: Zwischenbericht zum Forschungsvorhaben Nr. P441 „Körperschall“ der Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V.; Institut für Maschinenwesen, Clausthal-Zellerfeld, 2000