Prognose von Knarzgeräuschen am Beispiel einer Türverkleidung

Lukas Utzig[1,2], Arno Fuchs[3], Konrad Weisheit[1,2], Steffen Marburg[1]

[1] *TU München, Lehrstuhl für Akustik mobiler Systeme, 85748 Garching b. München, Deutschland, Email: lukas.utzig@tum.de*

[2] *BMW Group, 80788 München, Deutschland, Email: lukas.utzig@bmw.de*

[3] *ARRK Engineering, 80807 München, Deutschland, Email: arno.fuchs@arrk-engineering.com*

Einleitung

Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum werden von Kunden in vielen Fällen als Qualitätsmangel wahrgenommen [1] und dürfen nach Auslieferung nicht auftreten. Aufgrund der stetigen Reduktion der Antriebs-, Motor- und Windgeräusche wird diese Aufgabe zunehmend herausfordernder. Eine Störgeräuschprognose in frühen, virtuellen Produktentwicklungszyklen ist erstrebenswert, da die Änderungskosten geringer sind, je früher Problemstellen identifiziert werden.

Aus diesem Grund wurden Simulationsmethoden auf Basis linearer Theorien entwickelt [2, 3, 4]. Der Nachteil dieser Methoden besteht darin, dass nur Aussagen über das Störgeräuschrisiko getroffen und keine Absolutaussagen bzgl. der Hörbarkeit gemacht werden. Aus diesem Grund wurden für Knarzgeräusche erste nichtlineare Verfahren unter Verwendung der Methode der Harmonischen Balance (HBM) entwickelt [5, 6, 7, 8], welche Absolutaussagen ermöglichen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit, wird dieser Ansatz am Beispiel einer knarzenden Türverkleidung validiert. Prüfstandsaufbau und Methode entsprechen dem Vorgehen in [9], jedoch wird eine Anregungsfrequenz von 10 Hz statt 7 Hz verwendet.

Die Methode der Harmonischen Balance

Ziel der HBM ist die Lösung der Bewegungsgleichung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{f}_e(t) + \mathbf{f}_{nl}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, t), \quad (1)$$

im Frequenzbereich. $\mathbf{M}$ repräsentiert die Massen-, $\mathbf{D}$ die Dämpfungs- und $\mathbf{K}$ die Steifigkeitsmatrix. Es werden die Verschiebungen $\mathbf{u}$, die externen Kräfte $\mathbf{f}_e$ und die nichtlinearen Kräfte $\mathbf{f}_{nl}$ durch die Fourierreihen

$$\mathbf{u}(t) = \frac{\mathbf{u}_{0,c}}{2} + \sum_{k=1}^{h}\Big[\mathbf{u}_{k,s}\sin(k\omega t) + \mathbf{u}_{k,c}\cos(k\omega t)\Big], \quad (2)$$

$$\mathbf{f}_e(t) = \frac{\mathbf{f}_{e,0,c}}{2} + \sum_{k=1}^{h}\Big[\mathbf{f}_{e,k,s}\sin(k\omega t) + \mathbf{f}_{e,k,c}\cos(k\omega t)\Big] \quad (3)$$

und

$$\mathbf{f}_{nl}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, t) = \frac{\mathbf{f}_{nl,0,c}}{2} + \sum_{k=1}^{h}\Big[\mathbf{f}_{nl,k,s}\sin(k\omega t) + \mathbf{f}_{nl,k,c}\cos(k\omega t)\Big] \quad (4)$$

beschrieben. Die externen konservativen Lasten $\mathbf{f}_e$ werden dabei dem System von außen (z.B. durch einen Shaker) aufgeprägt, während die nichtlinearen Kräfte $\mathbf{f}_{nl}$ ihren Ursprung im Kontakt haben.

Nach Einsetzen der Gleichungen (2)-(4) in die Bewegungsgleichung (1), wird das System in seine Sinus- und Cosinusanteile aufgesplittet und man erhält:

$$\sum_{k=0}^{h}\Bigg[\underbrace{[(\mathbf{K} - k^2\omega^2\mathbf{M})\mathbf{u}_{k,c} + k\omega\mathbf{D}\mathbf{u}_{k,s} - \mathbf{f}_{nl,k,c} - \mathbf{f}_{e,k,c}]}_{=0}\cdot \cos(k\omega t)\Bigg] = \mathbf{0}, \quad (5)$$

$$\sum_{k=1}^{h}\Bigg[\underbrace{[(\mathbf{K} - k^2\omega^2\mathbf{M})\mathbf{u}_{k,s} - k\omega\mathbf{D}\mathbf{u}_{k,c} - \mathbf{f}_{nl,k,s} - \mathbf{f}_{e,k,s}]}_{=0}\cdot \sin(k\omega t)\Bigg] = \mathbf{0}. \quad (6)$$

Eine nicht triviale Lösung der Gleichungen (5)-(6) existiert nur, wenn für jedes k der Vorfaktor null ist. Ordnet man die Fourierkoeffizienten der Verschiebungen, der externen Kräfte und der nichtlinearen Kräften in neuen Vektoren

$$\tilde{\mathbf{u}} = [\mathbf{u}_{0,c}^T\ \mathbf{u}_{1,s}^T\ \mathbf{u}_{1,c}^T\ ...\ \mathbf{u}_{h,s}^T\ \mathbf{u}_{h,c}^T]^T, \quad (7)$$

$$\tilde{\mathbf{f}}_e = [\mathbf{f}_{e,0,c}^T\ \mathbf{f}_{e,1,s}^T\ \mathbf{f}_{e,1,c}^T\ ...\ \mathbf{f}_{e,h,s}^T\ \mathbf{f}_{e,h,c}^T]^T \quad (8)$$

und

$$\tilde{\mathbf{f}}_{nl} = [\mathbf{f}_{nl,0,c}^T\ \mathbf{f}_{nl,1,s}^T\ \mathbf{f}_{nl,1,c}^T\ ...\ \mathbf{f}_{nl,h,s}^T\ \mathbf{f}_{nl,h,c}^T]^T \quad (9)$$

an, so erhält man, nach Umsortierung der Gleichungen (5)-(6), die Systemgleichung im Frequenzbereich:

$$\Big[\tilde{\mathbf{M}}(\omega) + \tilde{\mathbf{D}}(\omega) + \tilde{\mathbf{K}}(\omega)\Big]\tilde{\mathbf{u}} = \tilde{\mathbf{f}}_e + \tilde{\mathbf{f}}_{nl}(\tilde{\mathbf{u}}). \quad (10)$$

Die dynamische Massen- $\tilde{\mathbf{M}}$, die dynamische Dämpfungs- $\tilde{\mathbf{D}}$ und die dynamische Steifigkeitsmatrix $\tilde{\mathbf{K}}$ sind dabei wie folgt aufgebaut:

$$\tilde{\mathbf{M}}(\omega) = -\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \omega^2\mathbf{M} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \omega^2\mathbf{M} & ... & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ ... & ... & ... & ... & ... & ... \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & h^2\omega^2\mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} & h^2\omega^2\mathbf{M} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

$$\tilde{\mathbf{D}}(\omega) = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & -\omega\mathbf{B} & ... & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \omega\mathbf{B} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ ... & ... & ... & ... & ... & ... \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} & -h\omega\mathbf{B} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & h\omega\mathbf{B} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \quad (12)$$

$$\tilde{\mathbf{K}}(\omega) = \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} & ... & \mathbf{0} \\ ... & ... & ... & ... \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & ... & \mathbf{K} \end{bmatrix}. \quad (13)$$

Der Vektor der Fourierkoeffizienten der nichtlinearen Kräft $\tilde{\mathbf{f}}_{nl}$ wird aus den nichtlinearen Kräften im Zeitbereich $\mathbf{f}_{nl}$, welcher durch eine geeignete Kontaktformulierung ermittelt werden, durch Integration berechnet:

$$\mathbf{f}_{nl,0,c} = \frac{2}{T}\int_0^T \mathbf{f}_{nl}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, t)dt, \quad (14)$$

$$\mathbf{f}_{nl,k,s} = \frac{2}{T}\int_0^T \mathbf{f}_{nl}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, t)sin(k\omega t)dt, \ k = 1...h, \quad (15)$$

$$\mathbf{f}_{nl,k,c} = \frac{2}{T}\int_0^T \mathbf{f}_{nl}(\mathbf{u}, \dot{\mathbf{u}}, t)cos(k\omega t)dt, \ k = 1...h. \quad (16)$$

Eine detaillierte Herleitung der HBM ist in [10] zu finden.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Systemgleichung im Frequenzbereich (10) mit Hilfe der Alternating Frequency/Time Domain Methode (AFT) [11] gelöst. Die benötigte Tangentenmatrix wird durch die Finite-Differenzen-Methode ermittelt.

Kontaktmodellierung

Durch Verwendung der AFT Methode lässt sich eine Kontaktformulierung im Zeitbereich anwenden. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Knoten zu Knoten Kontakt implementiert. Dabei treten die beiden Knoten A und B in Kontakt. Das System wird so ausgerichtet, dass die Normalenrichtung dabei der globalen z-Richtung und die Reibrichtung der globalen y-Richtung entspricht. Die globale x-Richtung wird als reibungsfrei angenommen. Die Normalkraft $f_{nl,n}$ wird als konstant angenommen. Dies führt folglich bei einem konstanten Reibkoeffizienten μ zu einer konstanten maximal übertragbaren Reibkraft

$$f_{nl,t,max} = \mu f_{nl,n} = \text{konstant}, \quad (17)$$

die sich aus dem Produkt der Normalkraft $f_{nl,n}$ und des Reibkoeffizienten μ berechnen lässt.

Insgesamt werden zwei Perioden diskret durchlaufen (Laufindex l) und zwischen den Kontaktzuständen Haften und Gleiten unterschieden. In der ersten Periode wird lediglich die Startbedingung der zweiten Periode bestimmt. In Reibrichtung werden ein Reibelement und ein Federelement mit der Tangentialsteifigkeit c_t in Reihe geschaltet. Mit diesem Ansatz lässt sich die tangentiale Reibkraft

$$f_{nl,t}(l) = \begin{cases} f_{nl,t,stick}(l) & \text{für Haften} \\ f_{nl,t,max}\ sign(f_{nl,t,stick}(l)) & \text{für Gleiten} \end{cases} \quad (18)$$

mit

$$f_{nl,t,stick}(l) = c_t\Big[u_{Ay}(l) - u_{By}(l) - u_{Ay}(l-1) + u_{By}(l-1)\Big] + f_{nl,t}(l-1) \quad (19)$$

berechnen. Dabei tritt Haften nur dann auf, wenn die Haftbedingung $|f_{nl,t,stick}(l)| < f_{nl,tmax}$ erfüllt ist.

Prüfstand und Simulationsmodell

Am Beispiel einer Türverkleidung wird die dynamische Systemantwort mit Hilfe von Beschleunigungssensoren in einem akustischen Halbraum gemessen. Der entsprechende Prüfaufbau ist in Abbildung 1 zu sehen.

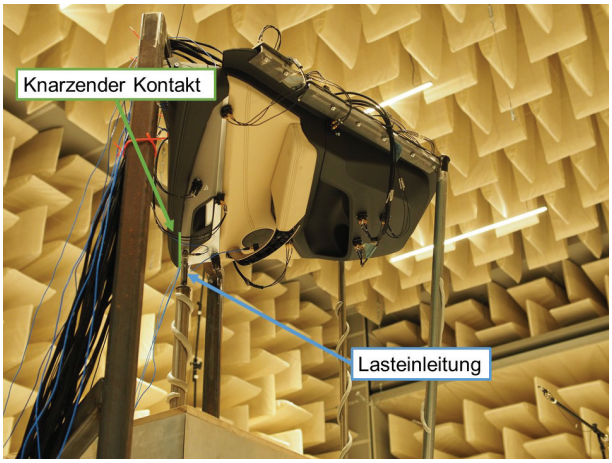

Abbildung 1: Türverkleidungsprüfstand.

Das System wird mit Hilfe eines geräuscharmen Shakers nahe der knarzenden Kontaktstelle kraftgesteuert mit 10 Hz harmonisch angeregt. Im Rahmen von Vorversuchen wird die Kraftamplitude sequentiell erhöht um eine knarzende und eine nicht knarzende Konfiguration zu ermitteln. Die Knarzschwelle wird bei 12,5 N identifiziert. Folglich wird für die knarzende Konfiguration eine Kraftamplitude von 14 N und für die nicht knarzende Konfiguration eine Kraftamplitude von 11 N gewählt. Dabei wird ein Abstand von 1,5 N zur Knarzschwelle berücksichtigt. Die dynamische Systemantwort wird für beide Konfigurationen über 10 s im eingeschwungenen Zustand mit einer Abtastfrequenz von 3000 Hz gemessen.

Des Weiteren wird ein finite Elemente Simulationsmodell der Türverkleidung aufgebaut, welches den Prüfstandsaufbau wiedergibt. Das Modell ist vollständig linear und wird zur Berechnung der Steifigkeits- $\mathbf{K}$ und der Massenmatrix $\mathbf{M}$ verwendet. Die Dämpfungsmatrix $\mathbf{D}$ wird mit Hilfe des Rayleigh-Ansatzes bestimmt.

Mit Hilfe der Systemmatrizen wird die HBM angewendet um die nichtlineare, dynamische Systemantwort zu berechnen. Dabei werden im HBM-Modell die Kraftamplituden aus dem Versuch übernommen. Im Kontakt wird

die benötigte maximal übertragbare Reibkraft $f_{nl,t,max}$ so gewählt, dass oberhalb der gemessenen Knarzschwelle von 12,5 N Haft- und Gleitphasen auftreten und unterhalb dieser permanentes Haften vorliegt. Mit diesem Ansatz ergibt sich: $f_{nl,t,max} = 3$ N. Die tangentiale Kontaktsteifigkeit c_t wird schrittweise erhöht, bis durch weitere Erhöhung keine Ergebnisänderungen mehr auftreten, was bei $c_t = 2000$ N/mm der Fall ist. Die Anzahl der Harmonischen wird auf $h = 75$ festgelegt. Dies ermöglicht eine Aussage über Frequenzen im hörbaren Bereich bei akzeptabler Simulationsdauer.

Ergebnisse

Die Ergebnisse werden sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich betrachtet. Abbildung 2 zeigt die berechneten Geschwindigkeiten der Kontaktknoten für die nicht knarzende und die knarzende Konfiguration in Reibrichtung über zwei volle Perioden.

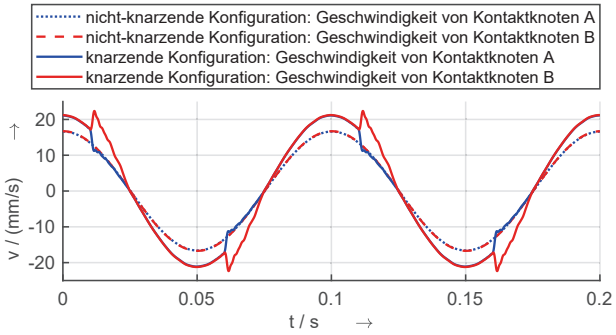

Abbildung 2: Berechnete Geschwindigkeiten der Kontaktnoten für die nicht knarzende und die knarzende Konfiguration.

Es ist zu erkennen, dass für die nicht knarzende Konfiguration die Geschwindigkeiten der Kontaktknoten stets gleich sind und somit permanentes Haften vorliegt. Für die knarzende Konfiguration existieren pro Periode zwei Gleitphasen in denen sich die Kontaktknotengeschwindigkeiten unterscheiden.

Abbildung 3 zeigt die berechneten und gemessenen Geschwindigkeiten an einem Messpunkt im Frequenzbereich für die nicht knarzende und die knarzende Konfiguration normal zur Oberfläche der Türverkleidung. Zur Auswertung wird der Messpunkt verwendet, welcher dem knarzenden Kontakt am nächsten liegt. Da die HBM den Frequenzbereich diskretisiert und nur Vielfache der Grundfrequenz auftreten, werden die berechneten Ergebnisse als diskrete Punkte dargestellt.

Die gemessene Systemantwort weist nur relevante Peaks an der Grundfrequenz von 10 Hz und deren Vielfachen auf, was die Anwendung der HBM validiert.

Während die Simulationsergebnisse der nicht knarzenden Konfigurationen außer an der Grundfrequenz keine weiteren Peaks im Geschwindigkeitsspektrum aufweisen, werden für die knarzende Konfiguration auch höhere Harmonische prognostiziert. Hierbei ist auffällig, dass aufgrund der Symmetrie des Reibgesetzes (siehe (18)) nur ungerade harmonische vorhergesagt werden.

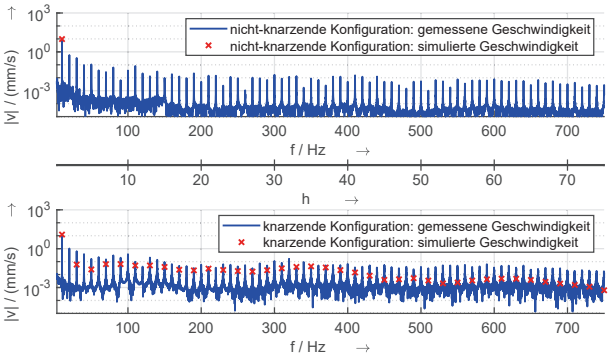

Abbildung 3: Berechnete und gemessene Geschwindigkeiten am Beschleunigungssensor im Frequenzbereich für die nicht knarzende und die knarzende Konfiguration.

Für die nicht knarzende Konfiguration treten in der Messung ebenfalls Peaks bei höheren Harmonischen auf. Es ist davon auszugehen, dass diese aus nicht im Modell abgebildeten Nichtlinearitäten außerhalb des modellierten Kontaktbereiches entstehen. Das gemessene Geschwindigkeitsniveau für die knarzende Konfiguration ist jedoch insbesondere für höhere Harmonische deutlich höher als für die nicht knarzende Konfiguration.

Analog zu [12, 13] lässt sich die abgestrahlte Schallleistung (ERP) für die Türverkleidung für jede Harmonische berechnen. Tabelle 1 listet diese für die erste Harmonische, sowie für die Summe der höheren Harmonischen und die ERP Gesamtsumme.

Tabelle 1: Berechnete abgestrahlte Schallleistung der ersten und der höheren Harmonische, sowie deren Summe.

Konfig.	ERP der 1. Harm.	ERP höherer Harm.	ERP Gesamt
knarzend	4,402 mW	0,028 mW	4,429 mW
nicht knarzend	2,687 mW	0 mW	2,687 mW

Für die nicht knarzende Konfiguration wird kein Schall oberhalb von 10 Hz abgestrahlt und somit ist kein Geräusch hörbar. Für die knarzende Konfiguration wird auch für höhere Harmonische Schall abgestrahlt, da die ERP Summe größer 0 ist. Somit ist eine Unterscheidung zwischen knarzenden und nicht knarzenden Konfigurationen auf Basis der ERP möglich.

Abbildung 4 zeigt die ERP Dichte für die erste Harmonische. Es ist zu erkennen, dass überwiegend im Bereich der Kraftanregung Schall abgestrahlt wird.

Im Gegensatz dazu wird für höhere Harmonische auch an Stellen jenseits der Kraftanregung Schall abgestrahlt. Dies ist in Abbildung 5 anhand der ERP Dichte der 17. Harmonischen zu erkennen. Hier wird ebenfalls im Bereich unterhalb des Türgriffs und an der Ablagetasche Schall abgestrahlt, da eine Kopplung zwischen höheren Harmonischen und den höheren Eigenfrequenzen des Sytems vorliegt.

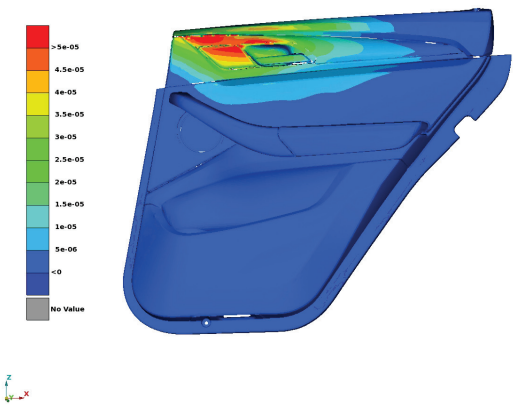

Abbildung 4: ERP-Dichte der ersten Harmonischen.

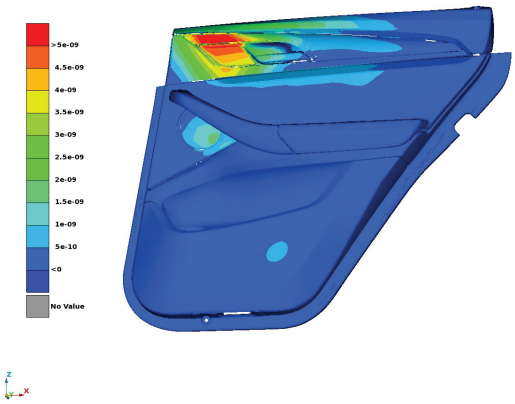

Abbildung 5: ERP-Dichte der 17. Harmonischen.

Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird gezeigt, dass die Method der Harmonischen Balance geeignet ist um Knarzgeräusche zu prognostizieren. Dazu werden Messungen an einer knarzenden Türverkleidung mit Simulationen verglichen und zeigen gute Übereinstimmung. Für die knarzende Konfiguration ist permanentes Haften in der modellierten Kontaktstelle zu erkennen, während bei der nicht knarzenden Konfiguration pro Periode zwei Haft- und zwei Gleitphasen vorliegen.

Die abgestrahlte Schalleistung wird auf Basis der nichtlinearen dynamischen Systemantwort berechnet und ermöglicht durch das Auftreten von abgestrahltem Schall bei höheren Harmonischen eine Unterscheidung zwischen knarzenden und nicht knarzenden Konfigurationen. Somit ist die Methode geeignet Aussagen über das Auftreten von Knarzgeräuschen zu treffen.

Ein zukünftiges Entwicklungsfeld kann die Erweiterung der Methode auf Klappergeräusche sein.

Literatur

[1] Stylidis, K., Wickman, C., Söderberg, R.: Defining Perceived Quality in the Automotive Industry: An Engineering Approach. Procedia CIRP 36 (2015), 165–170

[2] Naganarayana, B.P., Shankar, S., Bhattachar, V.S., Brines, R.S., Rao, S.R.: N-Hance: Software for Identification of Critical BSR Locations in Automotive Assemblies using Finite Element Models. SAE Technical Paper 2003-01-1522, 2003

[3] Sohmshetty, R., Kappagantu, R., Naganarayana, B.P., Shankar, S.: Automotive Body Structure Enhancement for Buzz, Squeak and Rattle. SAE Technical Paper 2004-01-0388, 2004

[4] Weber, J., Benhayoun, I.: Squeak & Rattle Correlation in Time Domain using the SAR-LINE™ Method. SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 5 (2012), 1124-1132

[5] Weisheit, K., Marburg, S.: Calculation of the Response of a Periodically Excited Beam with Frictional Contact Using Harmonic Balance Method. Procedia IUTAM (2016)

[6] Weisheit, K., Marburg, S.: Squeak Noise Prediction for Systems with Dry Friction Damping. SAE Int. J. Adv. & Curr. Prac. in Mobility 1 (2019), 1672-1681

[7] Weisheit, K., Marburg, S.: Prognose von reibungsbasierten Störgeräuschen mittels eines 3D Finite Elemente Modells. DAGA (2018)

[8] Utzig, L., Weisheit, K., Sepahvand, K., Marburg, S.: Innovative squeak noise prediction: An approach using the harmonic balance method and a variable normal contact force. J. Sound Vib. 501 (2021), 116077

[9] Utzig, L., Fuchs, A., Weisheit, K., Marburg, S.: Squeak Noise Prediction of a Door Trim Panel Using Harmonic Balance Method. SAE Technical Paper 2020-01-1577, 2020

[10] Süß, D.: Multi-Harmonische-Balance-Methoden zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens von Strukturen mit Fügestellen. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg (2016)

[11] Cameron, T.M., Griffin, J.H.: An Alternating Frequency/Time Domain Method for Calculating the Steady-State Response of Nonlinear Dynamic Systems. J. Appl. Mech. 56 (1989), 149-154

[12] Fritze, D., Marburg, S., Hardtke, H.J.: Estimation of Radiated Sound Power: A Case Study on Common Approximation Methods. Acta Acust. united Ac. 90 (2004), 2203-2503

[13] Klaerner, M., Wuehrl, M., Kroll, L., Marburg, S.: FEAbased methods for optimising structure-borne sound radiation. Mech. Syst. Signal Process. 89 (2017), 37-47