



Modellbildung und experimentelle Untersuchungen zum Bremsenquietschen

H. Schmieg, P. Vielsack
Universität Karlsruhe, Institut für Mechanik

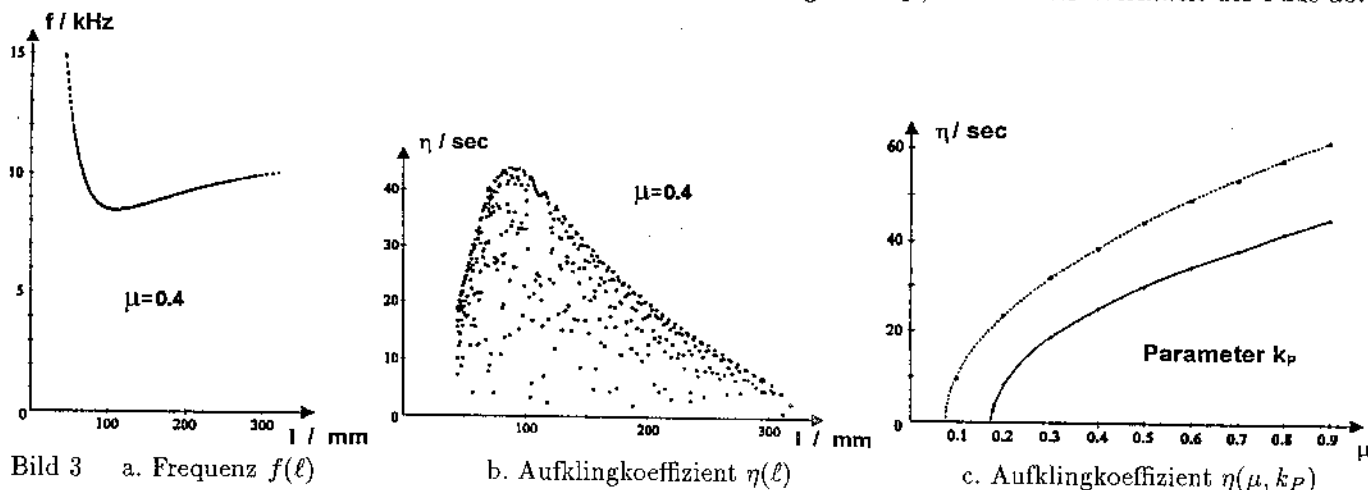
1998

Institut für Mechanik
Kaiserstr. 12, Geb. 20.30
76128 Karlsruhe
Tel.: +49 (0) 721/ 608-2071
Fax: +49 (0) 721/ 608-7990
E-Mail: ifm@uni-karlsruhe.de
www.ifm.uni-karlsruhe.de

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & J^{(0)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_T + k_P) & -k_P & -(k_T \ell + \mu k_N h_1) \\ -k_P & (k_T + k_P + k) & -(k_T \ell - \mu k_N h_2) \\ -k_T \ell & -k_T \ell & (2k_T \ell^2 + k_N (h_1^2 + h_2^2) + c) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

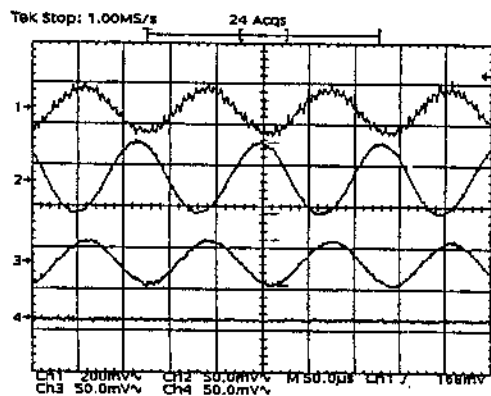
Die Steifigkeitsmatrix ist unsymmetrisch, d.h. Instabilität des Grundzustandes ist möglich. Ein Exponentialansatz führt zur charakteristischen Gleichung. Die gemessenen Kennwerte des Systems werden in deren Lösungen eingesetzt, wobei die Länge ℓ als freier Parameter anzusehen ist. Es erhebt sich demnach die Frage, ob es ℓ -Werte gibt, bei denen der Realteil einer Lösung der charakteristischen Gleichungen positiv wird. Ist dies der Fall, so tritt oszillatorische Instabilität ein, wobei der Realteil des Eigenwertes den Aufklingkoeffizienten η , der Imaginärteil die Frequenz f ergibt. Für die experimentell ermittelten Kenndaten wurden solche ℓ -Werte gefunden.

Ein Auszug der numerischen Ergebnisse zeigt Bild 3. In Bild 3a ist die Quietschfrequenz f über der Momentanpollänge ℓ aufgetragen. Normal zur Bildebene von 3a muß man sich über der Kurve den Aufklingkoeffizienten nach Bild 3b vorstellen. Die dunkle Färbung der Kurve zeigt somit einen hohen Aufklingkoeffizienten an, d.h. es ist eine Frequenz von ca. 8,5 kHz zu erwarten bei einem Aufklingkoeffizienten $\eta \approx 44$ sec. Letzteres bedeutet, daß nach ca. 22 msec eine Störung um den Faktor e anwächst. Frequenz und Aufklingkoeffizient wurden experimentell bestätigt. In Bild 3c ist der Einfluß des Reibkoeffizienten μ auf η zu sehen, mit der Steifigkeit k_P als Parameter. Bei kleinen Werten von μ gibt es keine Instabilität. Dieser Bereich hängt von k_P , d.h. von der Weichheit des Pads ab.

Bild 3 a. Frequenz $f(\ell)$ b. Aufklingkoeffizient $\eta(\ell)$ c. Aufklingkoeffizient $\eta(\mu, k_P)$

Im Zustand des Quietschens zeigt der Sattel bei verschiedenen Frequenzen verschiedene Schwingungsformen, denen nicht immer ein Momentanpol zugeordnet werden kann. Im nachfolgend betrachteten Fall ist ein Vergleich von realem System und Starrkörpermodell möglich. Von Interesse ist weniger die Schwingungsform des Sattels, als

seine Wirkung auf das äußere Pad. Ist das Starrkörpermodell brauchbar, so müssen die pulsierenden Normalkräfte in Theorie und Experiment hinsichtlich Frequenz, Amplitude und Phase näherungsweise gleich groß sein. Zum Nachweis werden zwischen Caliperfinger und Rückenplatte des äußeren Pads Piezofolien eingebracht, die rückwirkungsfrei die Normalkräfte messen. Kanal 1 von Bild 4 zeigt den Schalldruck des Quietschgeräusches, die Kanäle 2 und 3 die Kontaktkräfte. Die Frequenz beträgt 7.6 kHz, die Phase zwischen den Kräften ca. 180 Grad. Die Kraftamplituden betragen ca. 50 N, bzw. 30 N. Das Starrkörpermodell ergibt eine Phase von 180 Grad, die Quietschfrequenz beträgt in der Theorie ca. 8,5 kHz. Um die Kraftamplituden zu bestätigen, wurde der Schwingweg des Sattels nahe dem Caliperfinger gemessen. Bei dann bekannter Länge ℓ und Steifigkeit k_N berechnen sich die Normalkräfte zu 10 N. Diese Abschätzung liegt im Bereich der gemessenen Werte.

Bild 4: Messungen $n=0,5$ U/sec., $p=6,3$ bar
Ch 1 Sound, Ch 2, 3 Normalkräfte

Wir bedanken uns bei den Firmen LUCAS Automotive/D-Koblenz und ROULUNDS/DK-Odense für die freundliche Unterstützung.

Anschrift: DR.-ING. H. SCHMIEG, PROF. DR. P. VIELSACK, Institut für Mechanik/Universität, D-76128 Karlsruhe