Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 97/98 (1931)

Heft: 21

Inhaltsverzeichnis

INHALT: Schwingungsdämpfer. — Reiseeindrücke aus den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika. — Wohnhaus eines Arztes in Zürich-Wollishofen (mit Tafeln 8 bis 12). — „HYSPA“, I. Schweizerische Ausstellung für Gesundheitspflege und Sport, Bern 1931. — Korrespondenz. — Mitteilungen: Paternosterwerk für Automobil-Parkierung. Anwendung von Elektron-Leichtmetall in der Maschinenindustrie. Installationen des Tagbaubetriebs in der Eisenerzmine Houtte. Spitzendeckung in Dampfkraftwerken mit Anzapfturbinen. Jubiläumstagung des Vereines deutscher Ingenieure in Köln. Die Gesellschaft selbständig praktizierender Architekten Berns. Schweizerische Elektrolokomotiven grosser Leistung in 25 Jahren der Entwicklung. — Wettbewerbe: Zweite Aarebrücke in Aarau. Protestantische Kirche und Pfarrhaus in Zürich-Wollishofen. Evang. Kirche mit Pfarrhaus in der äussern Petersgemeinde in Basel. — Literatur. — Schweizer. Verein für die Materialprüfungen der Technik. — Mitteilungen der Vereine.

Band 97

Nr. 21

Schwingungsdämpfer.

Von Prof. Dr. Ing. O. FÖPPL, Braunschweig, Wöhler-Institut.

Man hat sich in den letzten Jahren bemüht, die Störungen, die an einem Maschinenteil durch Impulse im Rhythmus der Eigenschwingungszahl angefacht werden, durch zusätzliche Vorrichtungen zu dämpfen. Man kann auf diese Weise z. B. Biegungsschwingungen mildern, die durch eine umlaufende Maschine an einem Bauteil (z. B. einem Träger) auftreten, oder man kann Drehschwingungen in ihrem Ausschlag verringern, die etwa an einer Dieselmaschine infolge der Drehimpulse im Rhythmus der Eigenschwingungszahl der Kurbelwelle auftreten. Die Aufgabe ist in beiden Fällen die gleiche.[1]) Sie kann mit ganz ähnlichen Mitteln gelöst werden. Wir können deshalb im nachfolgenden beide Fälle zu gleicher Zeit behandeln.

Das vorliegende Problem hat gerade für die Kurbelwellen von Dieselmaschinen oder Benzinmotoren besonders grosse Bedeutung. Viele Dieselmotorenwellen, Autokurbelwellen oder Flugzeugkurbelwellen erleiden im Betrieb plötzlich und ohne vorhergehende Anzeichen einen Dauerbruch infolge Drehschwingungen, der grosse Wiederherstellungskosten verursacht und unter Umständen auch Menschenleben gefährdet. Im Nachfolgenden werden einfache Mittel besprochen, mit denen man diese Gefahr ganz wesentlich vermindern kann.

Schwingungsdämpfer ohne Resonanz.

In Abb. 1 ist m_1 eine Masse, die an einer Feder c_1 befestigt ist und die zu gradlinigen Schwingungen mit der Eigenschwingungszahl $n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ angeregt wird. Um den Schwingungsausschlag zu dämpfen, kann man an die Masse m_1 ein Verlängerungsstück c_2 befestigen und darauf eine Masse m_2 führen, die durch Reibungskraft R an der Bewegung von m_1 teilnimmt. Die gleiche Anordnung kann man sich auch als Kurbelwelle vorstellen, bei der c_1 das Stück Kurbelwelle rechts vom Knotenpunkt p und m_1 das Trägheitsmoment der Schwungmasse ist. m_2 ist in diesem Falle das Trägheitsmoment einer Dämpfermasse, die durch Reibung von der Kurbelwelle aus beschleunigt und verzögert wird.

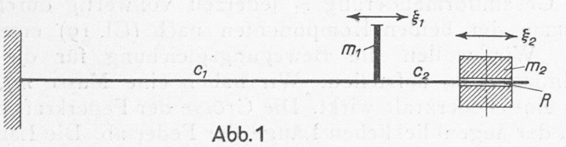

Abb. 1

Wir berechnen zunächst die dämpfende Wirkung der Anordnung nach Abb. 1. Wenn die Reibungskraft R gleich 0 ist, dann nimmt die Masse m_2 an der Bewegung der Masse m_1 in keiner Weise teil. Der Dämpfer hat keine Wirkung. Ebenso versagt der Dämpfer, wenn die Reibung genügend gross ist: Dann macht m_2 die gleichen Bewegungen wie m_1 ohne Phasenverschiebung mit, die Reibungskraft R legt keinen Weg relativ zur Stange c_2 zurück. Es wird also auch keine Arbeit von der Anordnung $c_2\, m_2$ in Wärme umgesetzt.

Wenn aber die Reibungskraft R einerseits nicht null und anderseits nicht kleiner ist als die grösste auftretende Beschleunigungskraft, dann findet eine Bewegung zwischen m_1 und m_2 statt, die mit Energieumsetzung verbunden ist. Wir suchen den Wert, den die Reibung annehmen muss, damit die Dämpfungswirkung den grössten Wert erhält.

[1]) O. Föppl: Grundzüge der technischen Schwingungslehre, 2. Auflage 1931.

Die Wege der Massen m_1 und m_2 gegen die Ruhelage nennen wir ξ_1 bezw. ξ_2. Wir setzen ferner voraus, dass die Reibungskraft R verhältnisgleich mit der Relativgeschwindigkeit der beiden Massen anwächst und schreiben:

$$R = k\,\frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

k ist der Reibungsfaktor.

Wir nehmen an, die Masse m_1 sei beliebig gross gegenüber der Dämpfermasse m_2, sodass die Eigenschwingungszahl $n_1 = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ der Anordnung $c_1\, m_1$ durch das Aufsetzen des Dämpfers nicht beeinflusst wird. Wir setzen ferner:

$$\xi_1 = \xi_{10}\,\cos\omega t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

darin bedeuten ξ_{10} den Grösstausschlag der Masse m_1 und ω die Winkelgeschwindigkeit $\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ der Schwingung.

Die dynamische Grundgleichung für die Masse m_2 lautet:

$$m_2\,\frac{d^2\xi_2}{dt^2} = -\,k\,\frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt} \quad . \quad . \quad (3)$$

Bei der Bewegung wird auf das relative Wegstück $\frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt}\,dt$ die Arbeit dA umgesetzt, die gleich ist Kraft mal Wegänderung. Während einer vollen Schwingung wird also der Arbeitsbetrag A umgesetzt, den wir gleich setzen können:

$$A = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} k\,\frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt}\,\frac{d(\xi_2 - \xi_1)}{dt}\,dt \quad . \quad . \quad (4)$$

Das Integral ist zu erstrecken von der Zeit 0 bis zur Zeit $T = \frac{2\pi}{\omega}$. Wir setzen $\xi_2 - \xi_1 = \eta$ und $\frac{d\eta}{dt} = w$. Aus Gl. (3) wird dann unter Berücksichtigung von Gl. (2):

$$m_2\,\frac{dw}{dt} - m_2\,\xi_{10}\,\omega^2\,\cos\omega t + k\,w = 0 \quad . \quad . \quad (5)$$

Die Lösung dieser Differentialgleichung lautet

$$w = C_1\,\sin\omega t + C_2\,\cos\omega t \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Die Integrationkonstanten C_1 und C_2 bestimmen wir durch Einsetzen von Gleichung (6) in Gleichung (5):

$$C_1\,m_2\,\omega\,\cos\omega t - C_2\,m_2\,\omega\,\sin\omega t + C_1\,k\,\sin\omega t + C_2\,k\,\cos\omega t - m_2\,\xi_{10}\,\omega^2\,\cos\omega t = 0 \quad . \quad . \quad (7)$$

Die Glieder, die $\sin\omega t$ enthalten, und diejenigen, die $\cos\omega t$ enthalten, müssen je für sich zur Befriedigung der Gleichung verschwinden. Daraus folgt

$$C_1 = +\,\frac{m_2\,\omega}{k}\,C_2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

und

$$C_2\left(\frac{m_2^2\,\omega^2}{k} + k\right) = m_2\,\xi_{10}\,\omega^2;\quad C_2 = \frac{k\,m_2\,\omega^2\,\xi_{10}}{m_2^2\,\omega^2 + k^2} \quad . \quad (9)$$

Wir setzen die Werte aus Gleichung (8) und (9) in Gleichung (6) ein und erhalten:

$$w = \frac{m_2\,\omega^2\,\xi_{10}}{m_2^2\,\omega^2 + k^2}\,(k\,\cos\omega t + m_2\,\omega\,\sin\omega t) \quad . \quad (10)$$

Nach Gleichung (4) wird

$$A = \int_0^{2\pi} \frac{k}{\omega}\,w^2\,d(\omega t) = \frac{k\,m_2^2\,\omega^3\,\xi_{10}^2}{(m_2^2\,\omega^2 + k^2)^2}\,(k^2\,\pi + m_2^2\,\omega^2\,\pi)$$

$$= \frac{\pi\,k\,m_2^2\,\omega^3}{m_2^2\,\omega^2 + k^2}\,\xi_{10}^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Um das Maximum an Dämpfungsarbeit, die auf eine Schwingung umgesetzt wird, zu erhalten, setzen wir $\frac{dA}{dk} = 0$. Der so ausgezeichnete Wert für den Reibungskoeffizienten k_0 ist

$$k_0 = m_2\,\omega \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$