ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1994

Seria: MECHANIKA z. 115 Nr kol. 1230

Andrzej OLĘDZKI, Ireneusz SIWICKI
Zakład Teorii Maszyn i Robotów
Politechnika Warszawska

MODELOWANIE I SYMULACJA ELIMINATORA ZDERZENIOWEGO DRGAŃ

Streszczenie. W pracy przedstawiono model fizyczny i matematyczny pewnego eliminatora zderzeniowego drgań z wkładkami niemetalicznymi wraz z wynikami symulacyjnych badań komputerowych tego eliminatora.

MODELLING AND SIMULATION OF AN IMPACT VIBRATION DAMPER

Summary. Physical and mathematical model of a certain impact damper with nonmetallic inserts is presented in the paper together with the selected results of the computer simulation of the damper.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И СИМУЛЯЦИЯ УДАРНОГО ПОГЛОТИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

Резюме. Описана физическая и математическая модель некоторого ударного поглотителя колебаний с неметаллическими вкладышами и результаты компютерной симуляций этого поглотителя.

1. WSTĘP

Wyniki badań doświadczalnych oraz przykład zastosowania praktycznego opisanego tu eliminatora zderzeniowego drgań przedstawiono w pracy [1]. Budowę jego modelu fizycznego i matematycznego poprzedziły badania modelu reologicznego zderzenia w parach kinematycznych z wykładzinami niemetalicznymi, opisane w [2]. Zastosowanie tego modelu reologicznego w modelowaniu i symulacji eliminatora pozwoliło na uzyskanie dużej zgodności wyników symulacji z wynikami doświadczalnymi.

2. MODELE

2.1. Model fizyczny

Eliminator, szerzej opisany w [1], miał postać pokazaną na rys. 1. Zakładając, że przeznaczeniem eliminatora jest ograniczenie pierwszej postaci drgań giętnych rur, prętów czy też cięgien, można przyjąć jego model fizyczny wg rys. 2. Występują tam zredukowane wielkości: masa M i sztywność k dobierane tak, ażeby częstotliwość $\omega_0 = \sqrt{k/M}$ była równa częstotliwości pierwszej postaci giętnych drgań własnych układu modelowanego. Przy wymuszeniu kinematycznym o amplitudzie x_0, wprowadza się tu tłumienie liniowe (c_1), którego celem jest ograniczenie amplitudy drgań rezonansowych do wartości występujących w układach praktycznych. Do takiego oscylatora o jednym stopniu swobody dołączona jest dodatkowa masa skupiona m, przesuwna względem M w granicach nastawialnego luzu l. Stanowi ona masę podstawową eliminatora zderzeniowego. Ewentualne zderzenia między M i m następują z udziałem wykładziny niemetalicznej, której właściwości reologiczne modelują parametry a, b, c oraz d (por. [2]). Tarcie suche między M i m ma stałą wartość F_f, gdy jest rozwinięte lub $k_f F_f$ ($k_f > 1$), gdy dotyczy tarcia spoczynkowego.

2.2. Model matematyczny

Umowną siłę bezwładności F_m, działającą na masę m, można opisać zależnością (1)

$$F_m = m\left[k_1\left(x_0 \sin(\omega t) - x_1\right) - c_1 \dot{x}_1\right]/(M+m). \tag{1}$$

Dla $|F_m| < k_f F_f$ oraz $|x_1 - x_2| < l$ (oznaczenia wg rys. 2) ma miejsce ruch wspólny obydwu mas opisany równaniami ruchu (2)

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= v_1 \\ \dot{x}_2 &= v_2 \\ v_1 &= v_2 \\ \dot{v}_1 &= k\left[(x_0 \sin(\omega t) - x_1) - c_1 v_1\right]/(M+m) \\ \dot{v}_2 &= \dot{v}_1 \end{aligned} \tag{2}$$

Zderzenia między masami M i m występują dla $|x_1 - x_2| \geq l$. Pojawia się wtedy siła zderzenia F_{12} [2] opisana zależnością (3)

$$F_{12} = a\Delta x|\Delta x^b| + c(v_1 - v_2)\left|(v_1 - v_2)^d\right|, \tag{3}$$

gdzie:

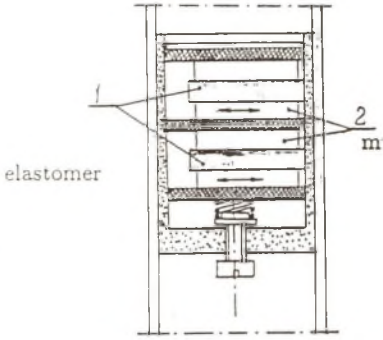
$\Delta x = (x_1 - x_2 - l) > 0$ dla zderzenia po lewej stronie

oraz

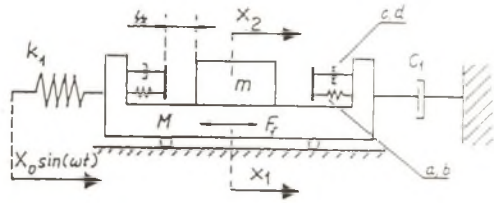
$\Delta x = (x_1 - x_2 + l) < 0$ dla zderzenia po prawej stronie;

l = luz.

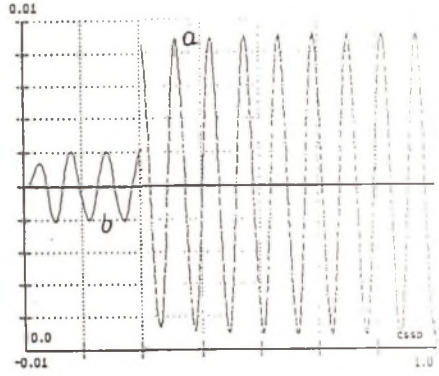
Jeżeli $|x_1 - x_2| < l$ to $F_{12} = 0$.



Rys. 1. Konstrukcja eliminatora
Fig. 1. Design of the damper

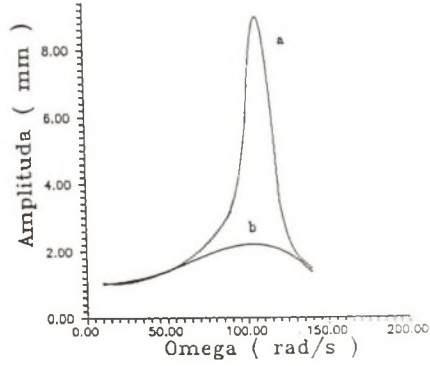


Rys. 2. Model fizyczny
Fig. 2. Physical model



Rys. 3. Drgania rury (rezonans)
a — z zablokowanym eliminatorem;
b — z eliminatorem czynnym ($l = 3,5$ mm)

Fig. 3. Vibrations of the tube (resonance)
a — damper blocked;
b — damper active ($l = 3.5$ mm)



Rys. 4. Krzywe rezonansowe
(a,b – wg rys. 3.)
Fig. 4. Resonance curves
(a,b – comp. fig. 3.)

Zwrot siły tarcia suchego rozwiniętego F_f (dla $v_1 - v_2 \neq 0$) zależy od znaku różnicy $v_1 - v_2$, a zwrot siły tarcia spoczynkowego $k_f F_f$ (wtedy $v_1 - v_2 = 0$) zależy od znaku siły F_m opisanej zależnością (1). Warunki te można opisać następująco:

$$(v_1 - v_2) > 0 \quad \text{lub} \quad (v_1 - v_2 = 0 \ \text{ i } \ F_m > 0), \tag{4}$$

$$(v_1 - v_2) < 0 \quad \text{lub} \quad (v_1 - v_2 = 0 \ \text{ i } \ F_m < 0). \tag{5}$$

Dla $v_1 - v_2 = 0$ zamiast F_f przyjmuje się $k_f F_f$.

Ruch niezależny mas M i m (w czasie zderzeń i przy przechodzeniu masy m przez strefę luzu) opisują równania ruchu (6):

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= v_1, \\ \dot{x}_2 &= v_2, \\ \dot{v}_1 &= \left[k\left(x_0 \sin(\omega t) - x_1\right) - c_1 v_1 - \left(F_{12} \pm F_f\right)\right]/M, \\ \dot{v}_2 &= \left(F_{12} \pm F_f\right)/m. \end{aligned} \tag{6}$$

Górne znaki obowiązują, gdy spełniony jest warunek (4), a dolne, gdy — warunek (5).

2.3. Model symulacyjny

W modelu matematycznym eliminatora występują nieciągłości, gdy:

— $v_1 - v_2 = 0$, wtedy znika ruch względny między masami m i M i tarcie spoczynkowe ($k_f F_f$) zastępuje tarcie rozwinięte (F_f);

— $|x_1 - x_2| = l$ i rozpoczyna się lub kończy proces zderzenia.

Nieuwzględnienie tych nieciągłości w modelu symulacyjnym prowadzi nieuchronnie do błędnych wyników. Niezbędna jest więc możliwość lokalizacji wystąpienia nieciągłości, zakończenie w tym momencie kroku całkowania i rozpoczęcie nowego kroku po zaktualizowaniu wartości zmiennych. Model symulacyjny eliminatora opracowano przy użyciu programu symulacyjnego CSSP, który te warunki spełnia. Wspomniane powyżej nieciągłości były jednak przyczyną, że opracowanie poprawnie działającego programu zajęło tu dość dużo czasu. Jego wydruk można uzyskać u autorów tej pracy.

3. WYNIKI SYMULACJI

Badania symulacyjne eliminatora były obszerne. Część wyników można znaleźć w [3]. Z braku miejsca podaje się tutaj tylko te, które dotyczą przypadku praktycznego zastosowania eliminatora do ograniczenia drgań cienkościennej długiej rury (2 m) ze stopu lekkiego [1]. Masa zredukowana rury M wynosiła ok. 0,8 kg, a masa łączna m (dwa elementy ruchome na Rys. 1) — 0,32 kg.

Na rys. 3 pokazano przebiegi dotyczące ustalonych drgań rezonansowych ($\omega \approx 107$ rad/s) rury z zablokowanym eliminatorem i eliminatorem czynnym, dla którego metodą prób dobrano optymalną wartość luzu $l = 3,5$ mm. Na wykresach tych można odczytać, że redukcja drgań = amplituda przeb. a/amplituda przeb. b $\approx 3,8$.

Krzywe rezonansowe dla tego przypadku przedstawiono na rys. 4.

Badania przeprowadzone dla wkładek niemetalicznych o znacznie różniących się wartościach średnich współczynnika restytucji R (elastomer poliuretanowy $R \approx 0,5$, kauczuk fluorowy $R \approx 0,2$) i różnych wartościach parametrów a, b, c, d w zależności (3) (por. [3]) dały prawie takie same wyniki.

4. WNIOSKI

1. Zaproponowany tu model eliminatora daje dobrą zgodność wyników symulacji komputerowej z wynikami doświadczeń opisanymi w [1].
2. Można uznać, że wyjaśniona została sprawa wpływu wartości współczynnika restytucji R na skuteczność działania eliminatora i postawić tezę:
   "W dość dużym, praktycznym przedziale wartości R skuteczność eliminatora nie zależy od R".
3. Tylko niewielka wartość siły tarcia suchego F_f poprawia skuteczność eliminatora (w opisywanym przypadku $F_f = 0,5 \div 2$ N).
4. Dla uzyskania znacznej skuteczności działania eliminatora zderzeniowego z pojedynczymi masami wymagana jest stosunkowo duża wartość stosunku $\mu = m/M$ (wyniki z rys. 3 i 4 uzyskano dla $\mu = 0,4$). Może to ograniczyć możliwość praktycznych zastosowań takiego eliminatora.

LITERATURA

[1] Olędzki A.: Eliminatory zderzeniowe drgań w zastosowaniu do długich rur i prętów. Materiały XIII ogólnopolskiej konferencji TMM, Koszalin–Mielno, 1992 r.

[2] Olędzki A.: Model zderzenia w parach kinematycznych z wykładzinami niemetalicznymi. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Mechanika z. 113, Gliwice 1993.

[3] Wiśniewski J.: Eliminator zderzeniowy do eliminacji drgań giętnych rur. Praca magisterska, PW, 1993.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Józef Wojnarowski

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1993 r.

Abstract

Certain kind of an impact damper (comp. Fig. 1) was built first, laboratory tested and applied by one of the authors of this paper in a structure of a cart of the motorized hang-glider [1]. It brought a decrease of resonance of a certain tube (2 m long) up to 4 times. Impact phenomena between bodies with plastic inserts were investigated next and their rheological model built [2]. That model was used in mathematical model of impact damper — equations (1)÷(6) and applied in a simulation program CSSP. Some selected results of simulation are shown in Fig. 3 and 4. They coincide with experimental results described in [1]. Some conclusions are as follows:

— efficiency of impact damper almost does not depend on the value of the coefficient of restitution between coliding bodies;

— investigated here impact damper needs a rather high value of the ratio $m//M$ for a high efficiency;

— Coulumb friction (with low value of F_f) improve to some extent the efficiency of the damper.