

功能結構與減振系統

蕭肇殷^{*1}, 魏子祥^{*2}

Chao-Yin Hsiao^{*1} Tzu-Hsiang Wei^{*2}

1：逢甲大學機械與電腦輔助工程系副教授

2：逢甲大學機械工程系所碩士班研究生

逢甲大學機械工程研究所

台中市西屯區 407 文華路 100 號

TEL：(04) 24517250 ext. 3529 FAX：(04) 24516545

E-mail：cyhsiao@fcu.edu.tw

摘要

導引抑波是指利用導引機構,引導振動波或聲波來抵消振波本身,或依設計之路徑以消耗其能量,或導引至預設之陷振或陷音機構使其在陷音機構內振動直到能量耗盡為止[1]。由於導引抑波可以避開主動抑波與被動抑波之缺點,並能有效提昇主動抑波與被動抑波之優點,而其相關技術則有待開發。預期導引技術,無論在抑振或消音之應用,具有非常值得研發的潛力。本文將分別介紹具有導波、耗能、吸振等功能之結構單元,分析其特性,探討其應用於減振系統之淺力,並設計相關之減振系統。

關鍵詞：導引抑波、減振系統。

Abstract

Wave guiding and suppression is the technique that uses the guiding mechanisms to guide the vibration waves to cancel themselves, or guide the waves to some trap mechanism such that the waves will be vibrating inside the trap mechanism until all the energy is exhausted. By doing this, we can cover the weakness of either active method or passive method, and also can get the advantages of both active method and passive method. The related techniques are under studied. The potential of applying those techniques in vibration suppression can be expected. In this paper, we will introduce an unit structure that has the functions of wave guiding, energy dissipation, and vibration absorbing. Analyze the characteristics, and investigate the potential of applying those structures to design the vibration suppression system.

Keywords： unit function structure, guided vibration suppression systems

壹、前言

被動與主動抑波技術常被用於噪音的消除及避震系統。被動技術適用於高頻波動[2]，而主動技術適用於低頻波動[3]。從頻譜的觀點，兩者有很好的互補性，研究具有兩者之優點之複合抑振控制系統為一值得研究之方向。主動抑振有兩種主要作法：其一為主動即時改變系統參數如阻尼比[4]，其二為以第二振動源製造反相波來抑制振動波[5]。

導引抑波可以避開主動抑波與被動抑波之缺點，並能有效提昇主動抑波與被動抑波之優點。本文將分別介紹具有導波、耗能、吸振等功能之結構單元，分析其特性，探討其應用於減振系統之淺力，並設計相關之減振系統。

貳、功能結構與減振系統

一、具振動波導引功能之機構

研究中具振動波導引功能之機構較重要的有回授導引機構及垂直導引機構。回授導引機構之功能為將振動波導引至相反方向(又稱反向導引機構)。垂直導引機構之功能為將振動波導引至垂直方向(最好在垂直方向能維持力平衡)。本文將介紹之具有導波、耗能、吸振等功能之結構單元如圖 1 所示。

二、系統動態方程式

(一) 圖 1 為垂直導引與吸振機構設計：其中：

M ：主質量

m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 ：垂直及水平方向上活塞的質量

A 、 A_2 ：垂直及水平方向上活塞的截面積

x_1 ：主質量的位移量

x_2 、 x_3 、 x_4 ：水平方向上活塞的位移量

$\square x_1$ ：主質量的位移變動量

$\square x_2$ 、 $\square x_3$ 、 $\square x_4$ ：水平方向上活塞的位移變動量

X_1 、 X_2 、 X_3 、 X_4 為 $\square x_1$ 、 $\square x_2$ 、 $\square x_3$ 、 $\square x_4$ 之拉氏轉換變數

k_1 、 k_2 、 k_3 ：水平方向上彈簧的彈性係數

c_1 ：水平方向上的阻尼係數

F ：輸入的外力

$\square P$ ：內部液體的壓力變動量

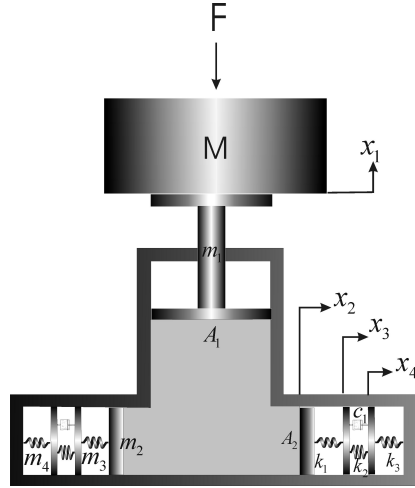


圖 1 垂直導引與吸振機構

(二)系統轉移函數：

假設油缸內油液為不可壓縮液體， α 、 β 、 γ 、 σ 分別如下：

$$\alpha = m_4 s^2 + c_1 s + (k_2 + k_3) \quad (1)$$

$$\beta = m_3 s^2 + c_1 s + (k_1 + k_2) \quad (2)$$

$$\gamma = c_1 s + k_2 \quad (3)$$

$$\sigma = [(M + m_1) \frac{2A_2^2}{A} - m_2 A_1] s^2 - k_1 A \quad (4)$$

其轉移函數如下：

$$G_1(s) = \frac{X_1}{F(s)} = \frac{2A_2^2(\alpha\beta - \gamma^2)}{A(\gamma^2\sigma - \alpha\beta\sigma - \alpha k_1^2 A)} \quad (5)$$

$$G_2(s) = \frac{X_2}{F(s)} = \frac{A_2(\alpha\beta - \gamma^2)}{\gamma^2\sigma - \alpha\beta\sigma - \alpha k_1^2 A} \quad (6)$$

$$G_3(s) = \frac{X_3}{F(s)} = \frac{\alpha A_2 k_1}{\gamma^2\sigma - \alpha\beta\sigma - \alpha k_1^2 A} \quad (7)$$

$$G_4(s) = \frac{X_4}{F(s)} = \frac{\gamma A_2 k_1}{\gamma^2\sigma - \alpha\beta\sigma - \alpha k_1^2 A} \quad (8)$$

$$G_p(s) = \frac{P(s)}{F(s)} = \frac{(M + m_1) s^2 \frac{2A_2^2}{A} (\alpha\beta - \gamma^2) + (\gamma^2\sigma - \alpha\beta\sigma - \alpha k_1^2 A)}{A(\gamma^2\sigma - \alpha\beta\sigma - \alpha k_1^2 A)} \quad (9)$$

展開 $G_p(s)$ 我們可得下列式子：

$$G_p(s) = \frac{P(s)}{F(s)} = \frac{N}{D} \quad (10)$$

$$N = (m_2 m_3 m_4 A) s^6 + [c_1 m_2 (m_3 + m_4) A] s^5 + A c_1 m_2 (c_1 - 1) s^4 + A c_1 (k_1 m_2 + k_3 m_2 + k_1 m_3 + k_1 m_4) s^3 - [A k_1 (k_2 m_3 + k_3 m_3 + k_2 m_4 + 2k_1 m_4) + A m_2 (k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3)] s^2 + A c_1 k_1 k_3 s + A k_1 k_2 k_3$$

$$\begin{aligned}
 D = & A m_3 m_4 [m_2 A - (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A}] s^6 + A c_1 [m_2 (m_3 + m_4) A - (m_3 + m_4) (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A}] s^5 \\
 & + A [A m_2 c_1^2 - c_1 m_2 A - (k_2 m_3 + k_3 m_3 + k_1 m_4 + k_1 m_3) (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A}] s^4 + A [A c_1 (k_1 m_2 \\
 & + k_3 m_2 + k_1 m_3 + k_1 m_4) - (c_1 k_1 + c_1 k_3) (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A}] s^3 + A [(k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3) (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A} \\
 & + A m_2 (k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3) + A k_1 (k_2 m_3 + k_3 m_3 + k_2 m_4 + 2k_1 m_4)] s^2 + (A^2 c_1 k_1 k_3) s + A^2 k_1 k_2 k_3
 \end{aligned}$$

將 $s = j\omega$ 帶入(10)

1. $j\omega \rightarrow 0$

$$G_p(s) = \frac{\square P(s)}{F(s)} \square \frac{A k_1 k_2 k_3}{A^2 k_1 k_2 k_3} = \frac{1}{A} \quad (11)$$

2. $j\omega \rightarrow \infty$

$$G_p(s) = \frac{\square P(s)}{F(s)} \square \frac{(m_2 m_3 m_4 A)}{A m_3 m_4 [m_2 A - (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A}]} = \frac{m_2}{m_2 A - (M + m_1) \frac{2A_2^2}{A}} \quad (12)$$

3. 當 $s = j\omega$ 的值不為極限值時，我們可由波德圖及脈衝響應圖分析其特性。

三、電腦模擬分析

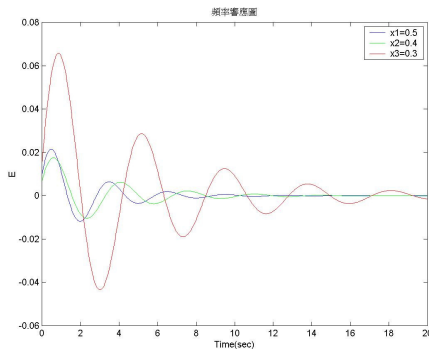
本文是假設水平方向只有一組的系統改變其水平方向上元件的參數；而且避振器與地表之間有下列幾點假設：

- a、避振器與地表面為永久緊密接觸，沒有跳離地表面的現象。
- b、地表面不因避振器輾壓而變形，不因時間而變形。

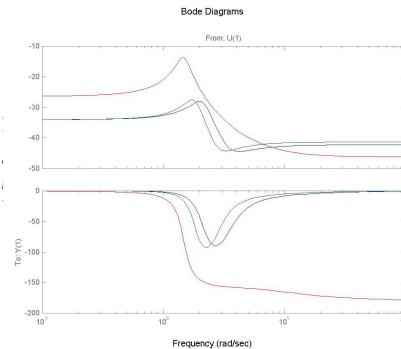
利用 MATLAB 繪出系統之頻率圖，系統模擬參數假設如下：

$$\begin{aligned}
 M = 500 \text{ kg}, \quad m_1 = 30 \text{ kg}, \quad m_2 = m_3 = m_4 = 10 \text{ kg}, \quad k_1 = 50 \text{ N/m}, \quad k_2 = k_3 = 25 \text{ N/m} \\
 A = 0.5 \text{ m}^2, \quad A_2 = 0.3 \text{ m}^2, \quad c_1 = 20.
 \end{aligned}$$

(一) 改變 $A=0.5$ 、 0.4 、 0.3 的值比較 $\square P(s)$ 的脈衝響應圖及波德圖：



(a) 脈衝響應圖



(b) 波德圖

圖 2 改變截面積 A 時，相對應的 $\square P(s)$ 的脈衝響應圖及波德圖

(二) 改變 $A_2=10、15、30$ 的值比較 $\square P(s)$ 的脈衝響應圖及波德圖：

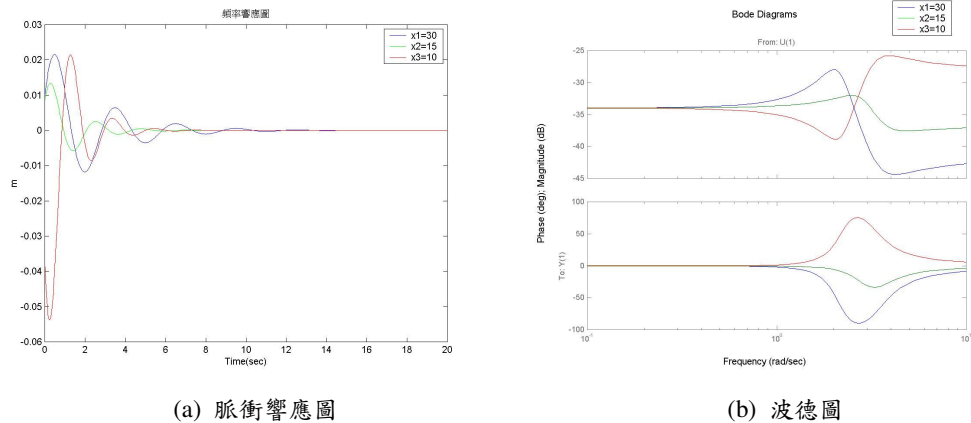


圖 3 改變截面積 A_2 時，相對應的 $\square P(s)$ 的脈衝響應圖及波德圖

(三) 改變 $c_1=15、20、30$ 的值比較 $G_p(s)$ 的脈衝響應圖及波德圖：

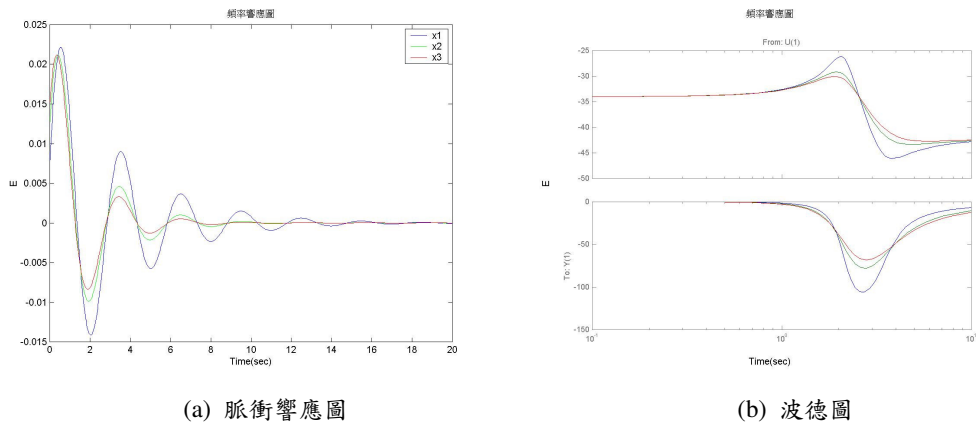


圖 4 改阻尼係數 c_1 時，相對應的 $\square P(s)$ 的脈衝響應圖及波德圖

參、結論

我們這次所設計的「垂直導引與吸振機構」，其主要目的有二：一者為減少壓力的變動量；再者為利用彈簧跟阻尼的機構達到能量的耗損，以吸收所受到的震動能量。

我們可由公式(11)(12)看出系統參數對高頻及低頻震波減振之影響，系統參數對一般頻率震波減振之影響可由波德圖看出。

另外在能量耗損分析方面，如果我們想要得到最大能量損耗，則當主質量受到一垂直方向的震波及能量時，若可以在最短時間內達到靜止那就表示被耗損的能量為最大值，根據這個想法我們比較不同的參數 c_1 ，發現當 c_1 值越大，則其脈衝響應圖越快達到平衡。

我們曾經設計過，旋轉導引、垂直導引、及回授導引之機構並探討其特性在這過程中我們發現，這些機構中的油壓為減振特性的重要關鍵。如何避免高振幅的壓力波的產生，如何將壓力波動導引離開原來振波的路徑，以及如何耗盡導引開的壓力波的震動

能量，便成為將來我們主要的研究重點。

肆、致謝

本研究承蒙國科會經費補助，國科會計畫編號: NSC 91-2212-E-035-023，本文為計劃之部份內容。

伍、參考文獻

1. I. Hsiao C. Y., Teng C. K., and Wang F. S., "Study on the Wave Rotational Smashing Structure of the Sound Absorbing Walls," The 12th Symposium of the Acoustical Society of the Republic of China. pp.,1-7, Dec. 10 (1999).
2. Elbeheiry E. M., and Karnopp D. C., "Optimal control of Vehicle Random Vibration with Constrained Suspension Deflection," Journal of Sound and Vibration, Vol. 189(5), pp.547-564, (1996).
3. Cabell R. H. and Fuller C. R., "A Principle Component Algorithm for Feedforward Active Noise and Vibration Control," Journal of Sound and Vibration, Vol. 227(1), pp. 159-181, (1999).
4. Chang I. P. "Experimental Design Optimization of the Vehicle Suspension Parameters," The Sixth National Conference on the Society of Sound and Vibration, Tashi, Taoyuan, R.O.C., (1998).
5. Denoyer K K. and Kwak M. K., "Dynamic Modeling and Vibration Suppression of A Slewing Structure Utilizing Piezoelectric Sensors and Actuators," Journal of Sound and Vibration, Vol. 189(1), pp. 13-31, (1996)