

การออกแบบและสร้างตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้

Design and Development of Active Vibration Absorber

สุรัตน์ ปัญญาแก้ว

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อ.เมือง จ.พิษณุโลก 65000

บทคัดย่อ - งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อออกแบบและสร้างตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้ โดยจะใช้ระบบควบคุมแบบป้อนกลับสร้างสัญญาณแรงที่เป็นสัดส่วนโดยตรงกับตำแหน่งและความเร่งของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเพื่อทำให้ค่ามอดูลัสเชิงพลวัตของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเป็นศูนย์ เป้าหมายของระบบควบคุมแบบป้อนกลับที่ออกแบบขึ้นมานี้ก็เพื่อให้สามารถลดขนาดการสั่นของระบบหลักได้ในทุกค่าความถี่ของแรงกระตุ้นที่แปรเปลี่ยน จากการทดลองพบว่าตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้สามารถลดขนาดการสั่นของระบบหลักลงได้ประมาณ 21% เมื่อความถี่ของแรงกระตุ้นแปรเปลี่ยน

คำสำคัญ - ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้, ระบบควบคุมแบบป้อนกลับ, มอดูลัสเชิงพลวัต

Abstract - The aim of this research is design and development of active vibration absorber. In this research, feedback control system is proposed. The feedback control system provides a dynamic force proportional to the displacement and acceleration of vibration absorber to achieve zero dynamic modulus of vibration absorber. The goal of the feedback control system is to reduce the magnitude of vibration of the main system regardless of the variations in the excitation frequency. From the result of experiment we found that the active vibration absorber can reduce the magnitude of vibration of the main system about 21% when the exciting frequency varies.

Keyword - Active Vibration Absorber, Feedback Control, Dynamic Modulus

1. บทนำ

การลดขนาดการสั่นสะเทือนนั้นเป็นสิ่งสำคัญสำหรับการออกแบบเครื่องจักรกล ทั้งนี้ก็เพราะว่าการสั่นสะเทือนนั้นเป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้ชิ้นส่วนเครื่องจักรเกิดความล้าตัว ซึ่งความล้าตัวที่เกิดขึ้นนี้จะทำให้ชิ้นส่วนเครื่องจักรเกิดการชำรุดเสียหายได้ในที่สุดวิธีลดขนาดการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรวิธีหนึ่งที่นิยมใช้กันคือ การติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเพิ่มเข้าไปในระบบหลักซึ่งอาจจะเป็นเครื่องจักรหรือโครงสร้างโดยตัวดูดซับการสั่นสะเทือนที่ใช้กันอยู่นั้นจะมีด้วยกันสองแบบคือ ตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัว (Passive Vibration Absorber) และตัวดูดซับการสั่นแบบปรับค่าได้ (Active Vibration Absorber)

ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบตายตัวได้ถูกคิดค้นขึ้นครั้งแรกโดย Frahm [1] ในปี 1909 โดยในระบบนั้นจะประกอบไปด้วย มวล-สปริง-ตัวหน่วงที่ติดตั้งเข้ากับระบบหลักในการออกแบบตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบตายตัวนั้นโดยทั่วไปมักจะออกแบบให้มีความถี่ธรรมชาติของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบหลักเพื่อป้องกันการสั่นพ้อง (Resonance) ซึ่งเมื่อระบบทำงาน ณ ความถี่ของการสั่นพ้อง (Resonance Frequency) ขนาดการสั่นของระบบหลักก็จะเท่ากับศูนย์ กล่าวคือ ณ ความถี่นี้ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนจะมีประสิทธิภาพสูงสุดแต่อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพการทำงานของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนจะลดลงเมื่อความถี่ของแรงที่กระทำต่อระบบหลักแปรเปลี่ยนไปจากเดิม

ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้ ได้ถูกคิดค้นขึ้นมาเพื่อแก้ไขข้อบกพร่องของตัวดูดซับการสั่นแบบตายตัว โดยในระบบนั้นจะประกอบไปด้วยเซนเซอร์, อุปกรณ์กระตุ้นและอุปกรณ์ประมวลสัญญาณเนื่องจากตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้นั้นสามารถปรับเปลี่ยนค่าความถี่

ธรรมชาติของตัวเองได้โดยอัตโนมัติดังนั้นจึงมีสมรรถนะสูงกว่าตัวควบคุมการสั่นสะเทือนแบบตายตัว โดยสมรรถนะนั้นจะขึ้นอยู่กับชนิดของระบบควบคุมที่ใช้ ซึ่งโดยส่วนทั่วไปนั้นจะใช้การควบคุมแบบป้อนกลับ(Feedback control)[2] ส่วนระบบควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า(Feedforward control)ได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการลดขนาดการสั่นให้มากยิ่งขึ้นด้วยเหมือนกัน[3]

ในอดีตมีงานวิจัยที่เกี่ยวกับตัวควบคุมการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้อย่างแพร่หลายอาทิเช่น Hunt [4] ได้เสนอการนำวิธีการของตัวควบคุมการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้มาประยุกต์ใช้กับเฮลิคอปเตอร์โดยพัฒนาระบบไฮดรอลิกของใบพัดหลัก (rotor) ขึ้นมาใหม่และติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับและป้อนกลับสัญญาณ 2 ชุดที่ใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ซึ่งสัญญาณทั้งสองชุดจะถูกนำไปขยายและควบคุมเซอร์โวแล้วเพื่อควบคุมไฮดรอลิกระหว่างใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ Lamancusa [5] ได้ทำการทดลองวิธีการควบคุมการสั่นแบบAdaptive-Passive กับงานทางด้านเสียงรบกวนจากเครื่องยนต์ซึ่งในช่วงการตอบสนองแบบบางช่วงจะมีการสั่นรบกวนขึ้นปรากฏว่าวิธีนี้สามารถทำงานได้ดีสำหรับตัวอย่างการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนการสั่นสะเทือนแบบปรับตัวได้ Franchek และคณะ[6] ทำการควบคุมการสั่นสะเทือนของแบบจำลองอาคาร 4 ชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้ไว้ชั้นบนสุดและกระตุ้นให้เกิดการสั่นที่ฐานด้วยช่วงความถี่ 6.1-7.4 Hz โดยใช้เกณฑ์การปรับค่าความถี่ควบคุมให้เท่ากับความถี่ของแรงซึ่งจากการทดลองพบว่าการใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้สามารถลดการสั่นได้ 24 dB. Boujari และคณะ[7] ได้ทำการทดลองใช้ตัวควบคุมแบบ PID ชนิดสองดีกรีอิสระกับตัวควบคุมการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้ จากการทดลองเปรียบเทียบกับตัวควบคุม PID แบบธรรมดาในโปรแกรม MATLAB พบว่าตัวควบคุมแบบ PID ชนิดสองดีกรีอิสระนั้นจะมีสมรรถนะในการลดขนาดการสั่นดีกว่าตัวควบคุมPID แบบธรรมดา

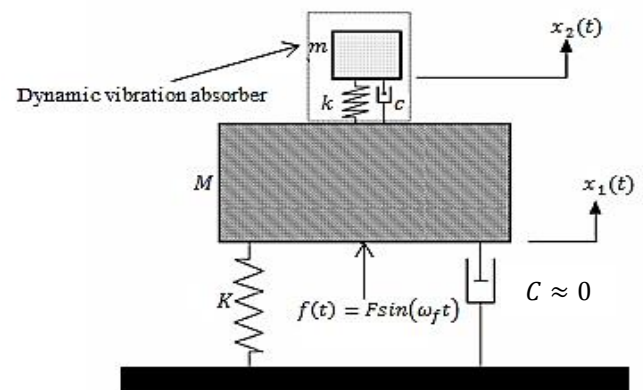
ในงานวิจัยนี้จะทำการออกแบบและสร้างตัวควบคุมการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้เพื่อให้สามารถกำจัดการสั่นของระบบหลักได้ในทุกความถี่ที่แปรเปลี่ยน โดยจะใช้ระบบควบคุมแบบป้อนกลับ(Feedback control)สร้างสัญญาณแรงที่เป็นสัดส่วนโดยตรงกับตำแหน่งและความเร่งของตัวควบคุม

การสั่นสะเทือน ซึ่งแรงนี้จะสามารถทำการหักล้างกับแรงฮาร์โมนิกภายนอกที่กระทำต่อระบบหลักได้ในทุกความถี่

2. แบบจำลองและทฤษฎีพื้นฐานของตัวควบคุม

การสั่นสะเทือน

รูปที่ 1 เป็นแบบจำลองของโครงสร้างที่กำลังสั่นและมีตัวควบคุมการสั่นสะเทือนติดตั้งอยู่จากรูปจะกำหนดให้ M, K และ C แทนมวล, ค่าคงที่สปริงและค่าความหน่วงของระบบหลักตามลำดับ ส่วน m, k และ c นั้นจะแทนมวล, ค่าคงที่สปริงและค่าความหน่วงของตัวควบคุมการสั่นสะเทือนตามลำดับ



รูปที่ 1 แบบจำลองของตัวควบคุมการสั่นสะเทือน

จากรูประบบหลักจะถูกกระทำด้วยแรงแบบฮาร์โมนิก $f(t) = F \sin(\omega_f t)$ ซึ่งเมื่อวิเคราะห์ตามกฎข้อที่ 2 ของนิวตันแล้วจะได้สมการการเคลื่อนที่ออกมาเป็น

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C+c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K+k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

โดยที่ x_1 และ x_2 คือการกระจัดของระบบหลักและตัวควบคุมการสั่นสะเทือนตามลำดับ

เนื่องจากแรงที่กระทำต่อระบบเป็นแบบฮาร์โมนิก ดังนั้นจึงสมมติให้การตอบสนองของระบบเป็นแบบฮาร์โมนิกด้วยเช่นกันและมีสมการเป็น

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega_f t}, \quad j=1,2 \quad (2)$$

เมื่อแทนค่าสมการที่ (2) ลงในสมการที่ (1) แล้วจะได้ค่าแอมพลิจูดการสั่น x_j ในสภาวะการสั่นคงตัวเป็น

$$X_1 = \frac{F(k - m\omega_f^2 + ic\omega_f)}{[(K - M\omega_f^2)(k - m\omega_f^2) - mk\omega_f^2] + i\omega_f c(K - M\omega_f^2 - m\omega_f^2)} \quad (3)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k + i\omega_f c)}{k - m\omega_f^2 + i\omega_f c} \quad (4)$$

โดยที่ ω_f คือ ค่าความถี่ของแรงที่กระทำต่อระบบหลัก

X_1 คือค่าแอมพลิจูดการสั่นของระบบหลัก

X_2 คือ ค่าแอมพลิจูดการสั่นของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน
เพื่อความสะดวกจะกำหนดให้

$$\mu = m / M = \text{อัตราส่วนมวล}$$

$$f = \omega_a / \omega_n = \text{อัตราส่วนของความถี่ธรรมชาติ}$$

$$\delta_{st} = F / K = \text{ระยะเคลื่อนที่สถิตของระบบหลัก}$$

$$g = \omega_f / \omega_n = \text{อัตราส่วนความถี่ของแรงต่อความถี่ธรรมชาติของระบบหลัก}$$

$$\omega_a = \sqrt{k / m} = \text{ความถี่ธรรมชาติของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน}$$

$$c_c = 2m\omega_n = \text{ค่าวิกฤตของตัวหน่วง}$$

$$\omega_n = \sqrt{K / M} = \text{ความถี่ธรรมชาติของระบบหลัก}$$

$$\zeta = c / c_c = \text{แฟกเตอร์ของตัวหน่วงการเคลื่อนที่}$$

ดังนั้นสมการที่ (3) และ (4) จึงสามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (5)$$

และ

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (6)$$

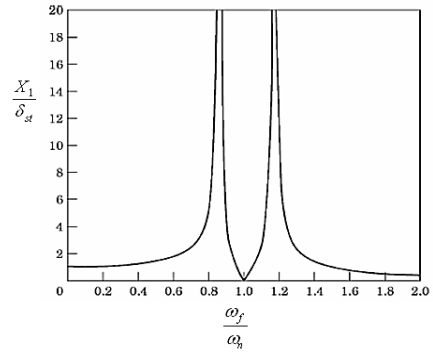
จากสมการที่ (3) จะเห็นว่ามวลหลักไม่เกิดการสั่น ($X_1 = 0$) ก็ต่อเมื่อ

$$\omega_a = \sqrt{k / m} = \omega_f \text{ และ } c = 0 \quad (7)$$

ซึ่งจะสังเกตเห็นว่าเงื่อนไขนี้จะขึ้นอยู่กับเฉพาะค่า m, k และ c เท่านั้น

กราฟของขนาดการสั่นของมวลหลัก X_1 / δ_{st} ที่พล็อตเทียบกับอัตราส่วนความถี่ $g = \omega_f / \omega_n$ ในกรณีที่ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนไม่มีตัวหน่วงสามารถแสดงได้ในรูปที่ 2 จากรูปจะพบว่าระบบจะมีค่าความถี่ธรรมชาติสองค่า ดังนั้น จึงมีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้อง (resonance) ได้สองความถี่ โดยความถี่ธรรมชาติทั้งสองค่านี้สามารถหาได้จากสมการที่ 8

$$\left[1 + \frac{k}{K} - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \right] - \frac{K}{k} = 0 \quad (8)$$



รูปที่ 2 ผลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนที่มีต่อระบบหลักในกรณี $\zeta = 0$

ถ้าระบบหลักทำงาน ณ จุด Resonance ($\omega_f = \omega_n$) แล้ว จากสมการที่ (7) จะเห็นว่าถ้าต้องการให้มวลหลักหยุดการสั่น ($X_1 = 0$) นั้นจะต้องออกแบบให้ความถี่ธรรมชาติของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนมีค่าเท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบหลักและจากสมการที่ 6 เมื่อแทน $\omega_n = \omega_a$ แล้วจะได้เป็น

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = -\frac{K}{k} \quad (9)$$

แต่เนื่องจาก $K\delta_{st} = F$ ดังนั้น

$$X_2 = -\frac{F}{k} \quad (10)$$

สมการที่ (10) นี้ บ่งบอกว่าแรงที่กระทำต่อตัวดูดซับการสั่นสะเทือนนั้นจะมีขนาดเท่ากันแต่มีทิศตรงกันข้ามกับแรงที่กระทำต่อมวลหลัก ดังนั้นจึงทำให้แอมพลิจูดการสั่นของมวลหลักมีค่าเป็นศูนย์ตลอดเวลา

จากรูปที่ 2 จะเห็นว่าตัวดูดซับการสั่นสะเทือน สามารถหักล้างการสั่นของระบบได้เฉพาะที่ความถี่ของระบบหลักเท่ากับความถี่ธรรมชาติของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเท่านั้น ดังนั้นระบบจะเกิดการสั่นใหม่ถ้าความถี่ของระบบเปลี่ยนไปจากเดิม และจากกราฟจะเห็นว่าถ้าช่วงระหว่างความถี่ธรรมชาติทั้งสองนั้นแคบแล้วจะทำให้ระบบมีความไวต่อการปรับตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนและจะทำให้สมรรถนะของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนมีความไวต่อการแปรเปลี่ยนของความถี่ของระบบหลัก

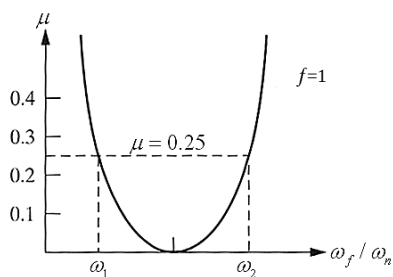
การลดความไวของระบบสามารถทำได้โดยเพิ่มอัตราส่วนมวลสัมพัทธ์ μ ซึ่งอัตราส่วนมวลสัมพัทธ์นี้จะมีความสัมพันธ์กับความถี่ธรรมชาติทั้งสองค่าตามสมการที่ (11)

$$\left(\frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 \left(\frac{\omega_a}{\omega_n} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \left[1 + (1 + \mu) \left(\frac{\omega_a}{\omega_n} \right) \right] + 1 = 0 \quad (11)$$

ถ้า $\omega_a = \omega_n$ แล้วสมการที่ 11 จะลดลงเหลือเป็น

$$\left(\frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - (2 + \mu) \left(\frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 = 0 \quad (12)$$

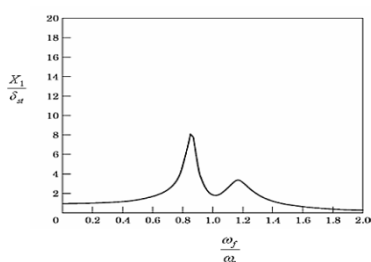
การเปลี่ยนแปลงของความถี่ธรรมชาติของระบบเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของ μ สามารถแสดงเป็นกราฟได้ในรูปที่ 3 จากกราฟจะเห็นว่าเมื่ออัตราส่วนมวลสัมพัทธ์ μ เพิ่มขึ้นแล้ว ช่วงระยะห่างระหว่างความถี่ธรรมชาติทั้งสองก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย แต่การเพิ่มอัตราส่วนมวลสัมพัทธ์นั้นจะทำให้มวลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเพิ่มขึ้นด้วย ซึ่งจะขัดแย้งกับหลักการทางปฏิบัติที่ต้องการทำให้มวลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนมีค่าต่ำที่สุด



รูปที่ 3 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงความถี่ธรรมชาติของระบบรวม
ในกรณีที่มี $\omega_a = \omega_n$

การลดความไวของระบบสามารถทำได้อีกวิธีหนึ่งคือ เพิ่มตัวหน่วงเข้าไปในระบบ ซึ่งกราฟการตอบสนองของระบบหลักเมื่อติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบมีตัวหน่วงที่มีค่าอัตราส่วนความหน่วง $\zeta = 0.1$ สามารถแสดงเป็นกราฟได้ในรูปที่ 4 จากกราฟจะเห็นว่าถึงแม้ว่าค่าแอมพลิจูด ณ จุดที่เกิดการสั่นพ้องทั้งสองจะมีค่าลดลงแต่สมรรถนะในการกำจัดกาการสั่น ความถี่ธรรมชาติของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนจะลดลงการปรับตัวดูดซับการสั่นสะเทือนให้ทำงานดีที่สุด (ให้ความไวของระบบลดลงมากที่สุดและให้สมรรถนะในการกำจัดกาการสั่นมีค่าสูงที่สุด) สามารถทำได้โดยเลือกค่าคงที่สปริงและค่ามวลที่เหมาะสมที่สุดให้กับตัวดูดซับการสั่นสะเทือน ซึ่งค่าค่าคงที่สปริงและค่ามวลที่เหมาะสมที่สุดนั้นจะเป็นไปตามสมการเงื่อนไขดังนี้

$$f = \frac{1}{1 + \mu} \quad (13)$$



รูปที่ 4 ผลของการติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบ
มีความหน่วงต่อระบบหลัก

3. ชุดทดลองตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้

ชุดทดลองตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้ที่ออกแบบสร้างขึ้นมานั้นจะมีลักษณะจริงตามที่แสดงในรูปที่ 5 และสามารถแสดงเป็นแผนภาพได้ตามรูปที่ 6 โดยจะมีส่วนประกอบหลักอยู่ 2 ส่วนคือ

1. ส่วนที่เป็นระบบทางกล

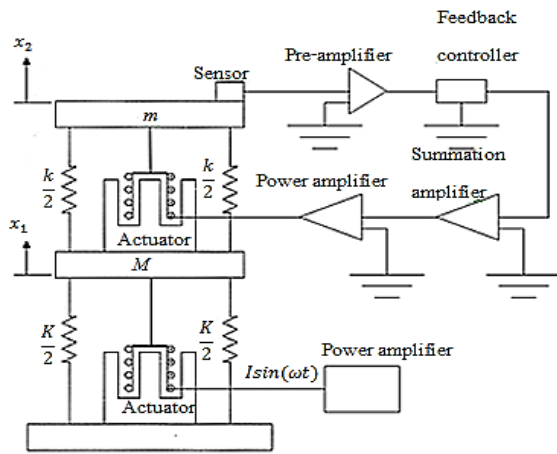
ส่วนที่เป็นระบบทางกลนั้นจะประกอบด้วยตัวเลื่อนสองอันที่ยึดติดกับสปริงและอุปกรณ์กระตุ้นตามที่แสดงในรูปที่ 5 โดยตัวเลื่อนที่ 1 จะทำหน้าที่เป็นมวลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน ส่วนตัวเลื่อนที่ 2 นั้นจะทำหน้าที่เป็นมวลของระบบหลักจากรูปอุปกรณ์กระตุ้นตัวที่ติดตั้งอยู่ตรงฐานนั้นจะให้กำเนิดแรงกระตุ้นแก่ระบบหลัก ส่วนอุปกรณ์กระตุ้นตัวที่ติดตั้งอยู่บนตัวเลื่อนที่ 2 นั้นจะให้กำเนิดแรงกระตุ้นที่กระทำทั้งระบบหลักและตัวดูดซับการสั่นสะเทือน

2. ส่วนที่เป็นระบบควบคุมแบบป้อนกลับ

จากรูปที่ 6 จะเห็นว่าระบบควบคุมแบบป้อนกลับนั้นประกอบด้วยเซนเซอร์, อุปกรณ์กระตุ้นและอุปกรณ์ประมวลสัญญาณ โดยสัญญาณแรงที่ให้ออกมาจากอุปกรณ์กระตุ้นที่อยู่บนตัวเลื่อนที่ 2 นั้นจะแปรผันตรงกับความเร็วและความตำแหน่งการสั่นของมวลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน โดยค่าความเร็วนั้นจะได้มาจากเซนเซอร์ส่วนค่าตำแหน่งนั้นจะได้จากการนำความเร็วมาผ่านวงจรรีจิสเตอร์สองครั้ง



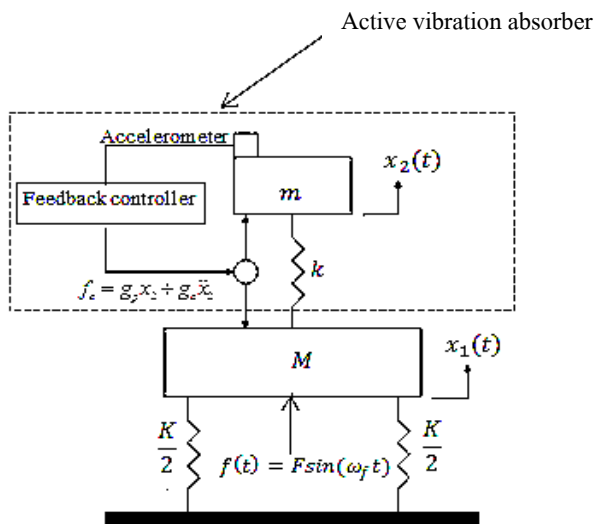
รูปที่ 5 ชุดทดลองตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้



รูปที่ 6 แผนภาพของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้

4. การออกแบบระบบควบคุมแบบป้อนกลับ

ในการออกแบบระบบควบคุมแบบป้อนกลับนั้นเราจะถือว่าแรงเสียดทานหรือความหน่วงที่มีอยู่ในระบบนั้นน้อยมาก ($c=0$) โดยแผนภาพของชุดทดลองที่แสดงในรูปที่ 6 นั้น



สามารถจะแทนด้วยแบบจำลองตามที่แสดงในรูป 7

รูปที่ 7 แบบจำลองของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้

จากรูปเราจะออกแบบให้ระบบควบคุมแบบป้อนกลับสร้างสัญญาณแรงที่เป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร่งและ ตำแหน่งการสั่นของมวลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน ดังนั้นขนาดแรงที่ให้ออกมาจากอุปกรณ์กระตุ้นจะมีค่าเป็น

$$f_c = g_p x_2 + g_a \ddot{x}_2 \quad (14)$$

โดยที่ g_p และ g_a จะเป็นค่าเกนของตัวควบคุมถ้าให้การตอบสนองของระบบเป็นแบบฮาร์โมนิกและมีสมการเป็น

$$x_1(t) = X_1 \sin \omega_f t$$

$$x_2(t) = X_2 \sin \omega_f t$$

แล้วจะได้คำตอบของ $x_1(t)$ และ $x_2(t)$ ในสภาวะคงตัวเป็น

$$X_1 = \frac{FD}{[-M\omega_f^2 + K + k]D - k^2 + g_p k - g_a k \omega_f^2} \quad (15)$$

$$X_2 = \frac{Fk}{[-M\omega_f^2 + K + k]D - k^2 + g_p k - g_a k \omega_f^2} \quad (16)$$

โดยที่ $D = (k - g_p) - (m - g_a)\omega_f^2$ เรียกว่าค่ามอดุลัสเชิงพลวัตของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเนื่องจากค่าเกน g_p และ g_a นั้นสามารถที่จะปรับเปลี่ยนค่าให้เป็นค่าใดก็ได้และจะกำหนดให้เป็นค่าบวกหรือค่าลบก็ได้ดังนั้นจากสมการที่ 15 ถ้า

$$k - g_p = 0, \quad m - g_a = 0 \quad (17)$$

แล้วจะทำให้ค่ามอดุลัสเชิงพลวัตของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนและแอมพลิจูดการสั่นของมวลหลัก X_1 ถูกหักล้างกลายเป็นศูนย์ โดยเงื่อนไขนี้จะใช้ได้ผลก็ต่อเมื่อเราทราบค่า m และ k ที่ถูกต้องแม่นยำ

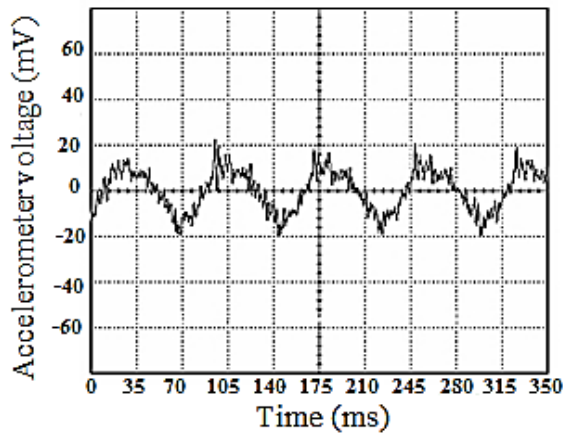
5. ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง

การทดลองสามารถแบ่งออกเป็น 3 กรณีดังนี้

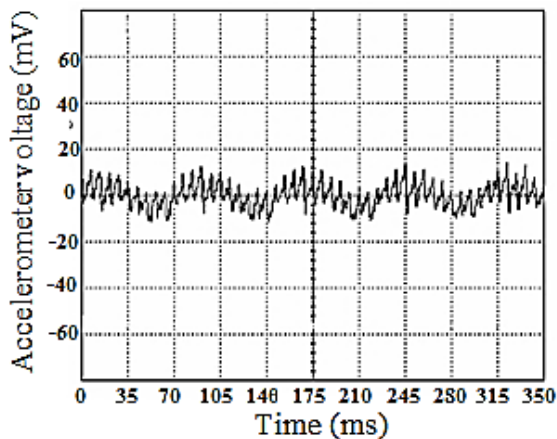
กรณีที่ 1 จะให้ระบบหลักทำงานโดยไม่มีการควบคุมจาก Feedback control (ค่า $g_p = 0$ และ $g_a = 0$) ในการทดลองนี้จะปรับตั้งให้ความถี่ของสัญญาณแรงกระตุ้นมีค่า 9 Hz ซึ่งจะได้สัญญาณการตอบสนองของระบบหลักออกมาเป็นกราฟตามที่แสดงในรูปที่ 8a จากกราฟจะเห็นว่าแอมพลิจูดของสัญญาณที่ออกมาจากตัวตรวจจับความเร่งนั้นจะมีค่าเท่ากับ 20.8 mV

กรณีที่ 2 จะให้ระบบหลักทำงานโดยมีการควบคุมตัวดูดซับการสั่นสะเทือน โดยการทดลองกรณีที่ 2 นี้จะใช้ความถี่ของสัญญาณแรงกระตุ้นที่มีค่าเดียวกันกับกรณีที่ 1 และเลือกปรับเกน g_p และ g_a ให้มีค่าเป็น 120.21 และ 26.4 ตามลำดับ ผลการตอบสนองของระบบหลักจะได้ออกมาเป็นกราฟตามที่แสดงในรูปที่ 8b จากกราฟจะเห็นว่าแอมพลิจูดของสัญญาณที่ออกมาจากตัวตรวจจับความเร่งนั้นจะมีค่าเท่ากับ 12.8 mV

กรณีที่ 3 จะใช้ค่าเกนเหมือนกับกรณีที่ 2 แต่จะเปลี่ยนความถี่ของสัญญาณแรงกระตุ้นใหม่เป็น 11 Hz ผลการตอบสนองของระบบหลักจะได้ออกมาเป็นกราฟที่แสดงในรูปที่ 9 ซึ่งในกรณีนี้ค่าแอมพลิจูดของสัญญาณที่ออกมาจากตัวตรวจจับความเร่งนั้นจะมีค่าเท่ากับ 16.4 mV ซึ่งถ้านำไปเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่ได้ควบคุมโดย Feedback control พบว่าแอมพลิจูดการสั่นของระบบหลักจะลดลงประมาณ 21%



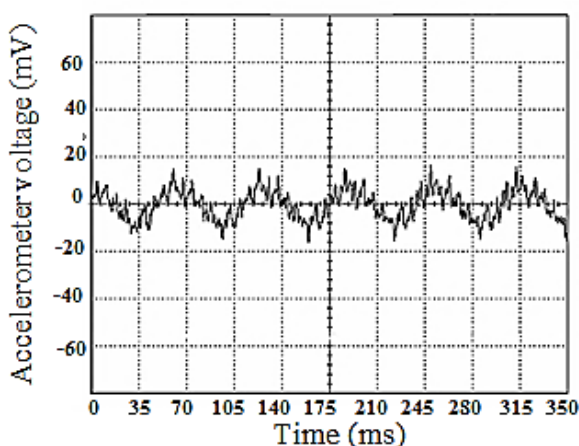
a)



b)

รูปที่ 8 สัญญาณของตัวตรวจวัดความเร่งที่มวลหลัก:

- (a) กรณีไม่มีการควบคุมตัวดูดซับการสั่นสะเทือน
- (b) กรณีมีการควบคุมตัวดูดซับการสั่นสะเทือน(ความถี่ของสัญญาณแรงกระตุ้นที่ใช้มีค่า 9 Hz).



รูปที่ 9 สัญญาณของตัวตรวจวัดความเร่งที่มวลหลัก
เมื่อทดลองเปลี่ยนความถี่จาก 9 Hz เป็น 11 Hz.

6.สรุปผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการออกแบบและสร้างตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้โดยระบบควบคุมที่ทำการออกแบบให้กับตัวดูดซับการสั่นสะเทือนนี้เป็นระบบควบคุมแบบป้อนกลับ(Feedback control) โดยมีหลักการคือจะนำสัญญาณของตำแหน่งและความเร่งป้อนกลับมาผ่านเกนขยายแล้วส่งสัญญาณไปที่ตัวกระตุ้นเพื่อทำให้ค่ามอดูลัสเชิงพลวัตของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเป็นศูนย์ จากการทดลองพบว่าตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบปรับค่าได้ที่ออกแบบขึ้นมาสามารถลดแอมพลิจูดการสั่นของระบบหลักลงได้ประมาณ 21%เมื่อความถี่ของแรงกระตุ้นแปรเปลี่ยนแต่แอมพลิจูดการสั่นของระบบหลักไม่สามารถถูกหักล้างเป็นศูนย์โดยสมบูรณ์ได้ตามทฤษฎีที่ออกแบบไว้ ทั้งนี้ก็เนื่องจากสาเหตุ 2 ประการคือ 1. ระบบมีสัญญาณรบกวนจากเซนเซอร์ 2. แรงเสียดทานที่เกิดจากการเสียดสีในระบบ

7.บรรณานุกรม

- [1] DenHartog, J.P., 1956.Mechanical Vibrations(4th edition),New York, McGraw-Hill, pp.178-184.
- [2] Seto, K. (1992). Trends on Active Vibration Control in Japan. Proc. the 1st International Conf. on Motion and Vibration Control, pp.1-12.
- [3] Tanaka,N., and Y. Kikushima (1989). Active Control of Impact Vibration Using Feedforward Control Method. ASMEJournal ofVibration, Acoustic, Stress, and Reliability in Design, pp.53-60.
- [4]Hunt, J.B., 1979.Dynamic VibrationAbsorbers,MechanicalEngineeringPublications, London,pp.117-124.
- [5]Lamancusa, J.S., 1987. An ActivelyTuned, Passive MufflerSystem for Engine Silencing, Proceedings of Noise-Con87, pp.313-318.
- [6]Franchek, M.A., Ryan, M.W., and Bernhard,R.J.,1995. Adaptive-passive vibration control. Journal of Sound and Vibration. Vol.189, Issue 5, pp.565-585.
- [7] M. Boujari, A.K. Ghorbani-Tanha, & M. Rahimian., 2012. Two Degrees of Freedom PID Control for Active Vibration Control of Structures.University of Tehran, Tehran, Iran, pp. 64-71.

[8] Singiresu S. Rao., “Mechanical Vibration”, 5th edition,
Prentice-Hall, Inc., Pearson Education, 2004.