

การควบคุมแรงส่งผ่านไปยังพื้นโดยใช้ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนสำหรับเครื่องจักรที่แปรความเร็วรอบ

A Control of The Transmitted Force to Ground by Using a Vibration Absorber for a Variable Speed Machine

เอกพงษ์ ตั้งพัฒนเสรี¹ วิทยา ยงเจริญ²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย กรุงเทพฯ 10330

โทร 0-22186610 โทรสาร 0-22522889 E-mail: fmewyc@eng.chula.ac.th

Ekapong Tangpatanaseire* Withaya Yongchareon

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chulalongkorn University

Prayathai Rd, Pratumwan Bangkok 10330 Thailand

Tel: 0-22186610 Fax: 0-22522889 E-mail: fmewyc@eng.chula.ac.th

งานวิจัยนี้มีจุดประสงค์เพื่อนำตัวดูดซับการสั่นสะเทือนมาใช้กับเครื่องจักรที่มีการทำงานแบบหมุน มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบในการทำงาน และควบคุมให้แรงส่งผ่านไปยังพื้นมีค่าต่ำที่สุด ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนประกอบด้วยมวลและคานที่สามารถเปลี่ยนค่าความแข็งสปริงตามความเร็วรอบของเครื่องจักรในช่วง 300 ถึง 1500 รอบต่อนาที การติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนและปรับตำแหน่งรองรับคานให้เหมาะสมกับความเร็วรอบของเครื่องจักรช่วยลดค่าการส่งผ่านหรือแรงส่งผ่านไปยังพื้นได้มาก อัตราส่วนมวลที่สูงช่วยลดการสั่นสะเทือนที่เป็นผลจากความคลาดเคลื่อนของค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับได้ แต่ต้องคำนึงถึงมวลที่ใหญ่ขึ้นของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนด้วย การควบคุมตำแหน่งรองรับคานได้ผลเป็นที่น่าพอใจ

Abstract

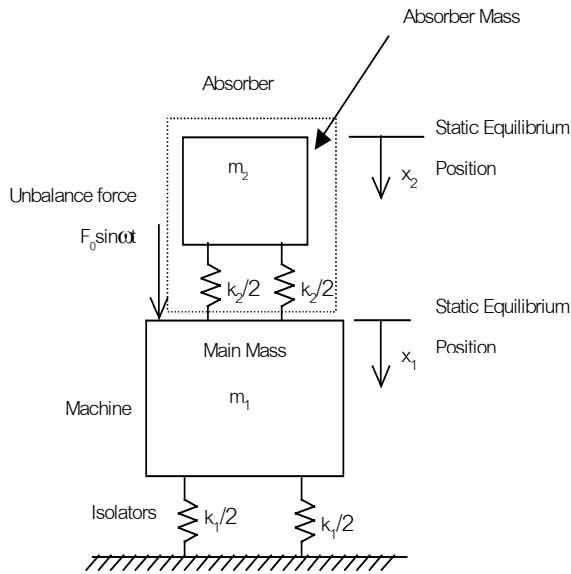
The purpose of this research is to install the vibration absorber to use with a rotary machine that varies working speed and to control transmitted force to be minimized. The absorber consists of mass and beam that can varies the spring stiffness according to the machine speed. By installing the vibration absorber and adjusting the beam supporting position to suit the speed machine, the transmissibility and transmitted force decrease significantly. High mass ratio decreases the vibration effected from inaccuracy absorber spring stiffness but the higher absorber mass must be considered. The control result of beam supporting position satisfy.

1. บทนำ

เครื่องจักรที่ใช้ในอาคารและในอุตสาหกรรมจะมีแรงไม่สมดุลที่เกิดขึ้นจากการทำงานของเครื่องจักรทำให้เกิดการสั่นสะเทือนและมีแรงส่งผ่านไปยังพื้นในลักษณะเป็นแรงกระทำกลับไปกลับมาทำให้พื้นของโรงงานหรือตัวอาคารมีอายุการใช้งานสั้นลงจากแรงสั่นสะเทือนนี้ จึงต้องมีการกันการสั่นสะเทือน (Vibration Isolation) ซึ่งเป็นการปฏิบัติที่ทำกันมานานแล้วในการติดตั้งเครื่องจักร โดยส่วนใหญ่จะมีฐานรองรับ ซึ่งจะมีการติดตั้งตัวกันการสั่นสะเทือน (Isolator) ไว้ด้วย เพื่อลดขนาดของแรงที่เกิดจากการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรที่ส่งไปยังพื้น เป็นการลดความเสียหายที่พื้นอาจได้รับจากเครื่องจักร

ในปัจจุบัน ในอาคารหรือในอุตสาหกรรมมีการใช้งานเครื่องจักรบางประเภทไม่เต็มที่ตลอดทั้งวัน เช่น บิมน้ำ เครื่องเป่าลมเย็น ทำให้ภาระในการทำงานของเครื่องจักรลดลงในบางช่วงเวลา จึงมีการติดตั้งตัวควบคุมเพิ่มเติมสำหรับลดการทำงานของเครื่องจักรโดยการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบในการทำงานเพื่อให้เหมาะสมกับภาระ (Load) ที่เครื่องจักรทำงาน เมื่อภาระมีน้อยสามารถเดินเครื่องด้วยความเร็วรอบช้าลงเพื่อลดการทำงานของเครื่องจักร ซึ่งตัวกันการสั่นสะเทือนที่ติดตั้งไว้นั้นส่วนใหญ่เป็นตัวกันการสั่นสะเทือนที่มีค่าความแข็งสปริง (Spring Stiffness) คงที่ ซึ่งจะทำงานได้มีประสิทธิภาพลดลงเมื่อความเร็วรอบเครื่องจักรเปลี่ยนไป ทำให้ขนาดของการสั่นสะเทือนและแรงส่งผ่านไปยังพื้นเพิ่มขึ้น ในงานวิจัยนี้ จะนำตัวดูดซับการสั่นสะเทือน (Vibration absorber) มาใช้ประโยชน์ โดยมีการติดตั้งเพิ่มเติมเข้ากับเครื่องจักรและมีการเปลี่ยนค่าความแข็งสปริงของสปริงที่ตัวดูดซับไปตามความเร็วรอบในการทำงานของเครื่องจักรที่เปลี่ยนไป เพื่อให้ขนาดของแรงที่ส่งผ่านไปยังพื้น (Transmitted Force) มีค่าเข้าใกล้ศูนย์ตลอดเวลา จะทำให้พื้นได้รับแรงที่ส่งมาจากเครื่องจักรน้อยมาก แม้ว่าเครื่อง

จักรจะทำงานที่ความเร็วรอบเปลี่ยนแปลงไปก็ตาม ช่วยให้สามารถเพิ่มอายุการใช้งานของพื้นอาคารหรือในอุตสาหกรรมได้



2. ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนสำหรับระบบที่ไม่มีตัวหน่วง

รูปที่ 1 ระบบของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน

จากระบบของตัวกันการสั่นสะเทือนในรูปที่ 1 วิเคราะห์ในแนวตั้ง 2 ลำดับขั้นความเสรี (Degrees of Freedom) โดยมีแรงกระตุ้นในแนวตั้ง $F_0 \sin \omega t$ ให้คำตอบของระบบเป็น

$$x_1 = X_1 \sin \omega t$$

$$x_2 = X_2 \sin \omega t$$

ขนาดของแรงส่งผ่านไปยังพื้น $F_T = k_1 X_1$

ค่าการส่งผ่าน (Transmissibility), $TR = \frac{F_T}{F_0} = \frac{X_1}{X_0}$

และ

$$\frac{X_1}{X_0} = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2\right]}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}}$$

$$\frac{X_2}{X_0} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_{11}}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{22}}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}}$$

โดย

$$\omega_{11} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$$

$$\omega_{22} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$$

$$X_0 = \frac{F_0}{k_1}$$

ค่าการส่งผ่านจะเป็นศูนย์ เมื่อ $k_2 = m_2 \omega^2$ ซึ่งเป็นเกณฑ์สำคัญในการออกแบบตัวดูดซับการสั่นสะเทือน

เมื่อ

m_1 คือ น้ำหนักของก้อนมวลหลัก (Main Mass)

m_2 คือ น้ำหนักของก้อนมวลดูดซับ (Absorber Mass)

x_1 คือ การกระจัดจากตำแหน่งสมดุลทางสถิต (Static Equilibrium Position) ของก้อนมวลหลัก ในแนวตั้ง

x_2 คือ การกระจัดจากตำแหน่งสมดุลทางสถิต (Static Equilibrium Position) ของก้อนมวลดูดซับ ในแนวตั้ง

k_1 คือ ค่าความแข็งสปริง (Spring Stiffness) ของตัวกันการสั่นสะเทือน

k_2 คือ ค่าความแข็งสปริง (Spring Stiffness) ของสปริงของตัวดูดซับ

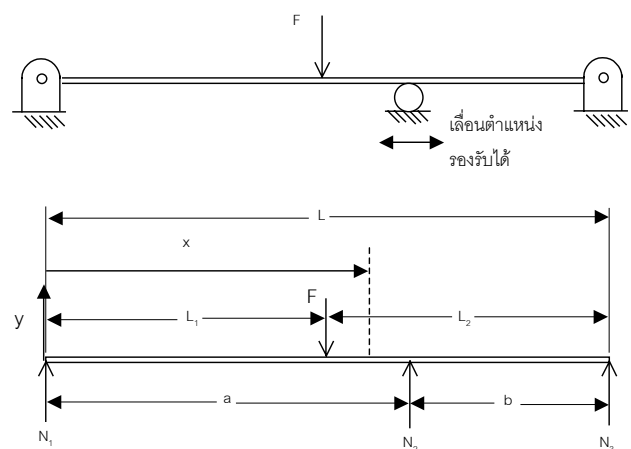
F_0 คือ ขนาดของแรงไม่สมดุล (Unbalance Force)

ω คือ ความเร็วรอบของเครื่องจักร

3. สปริงที่สามารถปรับค่าความแข็งสปริงโดยใช้คานเลื่อนตำแหน่งรองรับ

สำหรับคานที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่าความแข็งสปริงของคานเปลี่ยนไปตามลักษณะและตำแหน่งของการรองรับคาน ความยาวคาน และตำแหน่งที่แรงกดลงบนคาน

ในงานวิจัย จึงออกแบบคานที่มีลักษณะดังรูปที่ 2 ซึ่งเป็นคานแบบต่อเนื่อง (Continuous Beam) ที่มีการรองรับเป็นแบบปกติ (Simple Support) 3 ตำแหน่ง เนื่องจากมีความเสถียร และสามารถเปลี่ยนค่าความแข็งสปริงได้ โดยเลื่อนตำแหน่งรองรับตำแหน่งกลาง และตำแหน่งรองรับที่ปลายทั้ง 2 ด้านของคานเป็นจุดเชื่อมต่อแบบหมุน (Pin Joint)

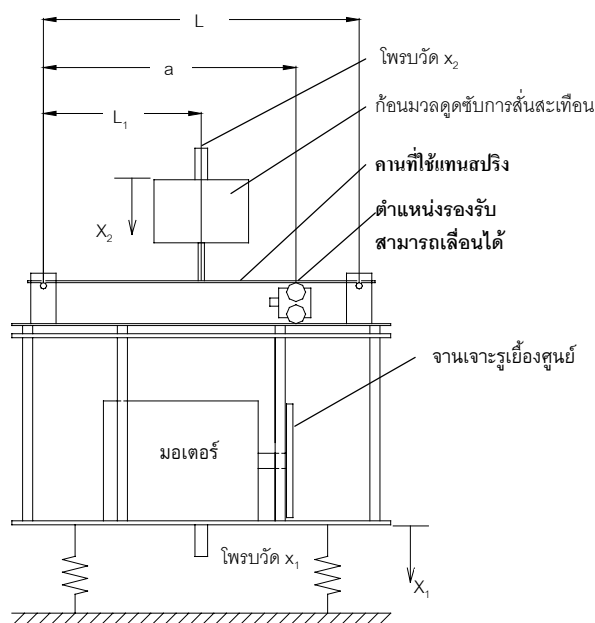


รูปที่ 2 คานเลื่อนตำแหน่งรองรับที่ใช้ในงานวิจัย

$$y = \frac{FL_1^2(a^4 - 4a^3L + 8a^2LL_1 - 2a^2L_1^2 - 4aLL_1^2 + L_1^4)}{12a^2LEI}$$
$$k_2 = \frac{12a^2LEI}{L_1^2(a^4 - 4a^3L + 8a^2LL_1 - 2a^2L_1^2 - 4aLL_1^2 + L_1^3)}$$

v คือ ระยะโค้งที่ตำแหน่ง x บนถนน

จำลองเครื่องจักรจริงด้วยมอเตอร์กระแสสลับขนาด 2 แรงม้า และแรงไม่สมดุลจากจานเจาะรูเอียงศูนย์ที่ต่อเข้ากับเฟลมมอเตอร์ ทำให้เกิดแรงไม่สมดุลที่มีขนาดแปรผันตามความเร็วรอบของเครื่องจักรยกกำลังสอง กำหนดให้เครื่องจักรมีการทำงานในช่วง 800 ถึง 1500 rpm มีการติดตั้งตัวกันการสั่นสะเทือน (Isolators) โดยใช้สปริงชนิดโลหะและเพิ่มเติมส่วนของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน ซึ่งประกอบด้วยก้อนมวลดูดซับ และสปริงของตัวดูดซับ ในงานวิจัยนี้ใช้คานที่สามารถเลื่อนตำแหน่งรองรับเป็นสปริงของตัวดูดซับซึ่งสามารถเปลี่ยนค่าความแข็งสปริงได้ ภาพร่างของระบบที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีลักษณะดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ระบบที่ใช้ในงานวิจัย

5. สมมติฐานที่ใช้ในการทดลอง

- ก้อนมวลหลักและก้อนมวลตูดซับเป็นวัตถุแข็งเกร็ง
- การเคลื่อนที่เชิงมุมมีค่าน้อย
- ไม่มีความหน่วงในระบบ
- พิจารณาการสั่นสะท้อนเฉพาะในแนวตั้ง 2 ลำดับชั้นความเสรี คือ การเคลื่อนที่ x_1 และ x_2

- จุดศูนย์กลางมวลของก้อนมวลหลักและก้อนมวลดัดซ้ายอยู่บนแกนแนวตั้งผ่านจุดกึ่งกลางระหว่างตัวกันการสั่นสะเทือนทั้ง 4 ตัว เพื่อให้ไม่มีการควบของพิคกักใบในแนวแกนอื่น (ในงานวิจัยนี้ใช้ก้อนมวลถ่วงเพื่อให้ระบบจริงใกล้เคียงกับทางทฤษฎีมากที่สุด)

6. วิธีการดำเนินการทดลอง

ในการทดลองใช้เครื่องมือวัดการสั่นสะเทือน MICROLOG ซึ่งมีหัว
 โพรวัดความเร่งแบบแม่เหล็ก เพื่อวัดการกระจัดในแนวตั้งของก้าน
 มวลหลัก x_1 และการกระจัดในแนวตั้งของก้านมวลดูดซับ x_2 ดังรูป
 โดยปรับตำแหน่งรองรับคานจาก 32 ซม. ถึง 42 ซม. โดยเพิ่มขึ้นครั้ง
 ละ 1 ซม. แต่ละตำแหน่งรองรับคาน เติมน้ำมันมอเตอร์และปรับ
 ความเร็วรอบจาก 300 ถึง 1500 rpm โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 100 rpm ทุก
 ความเร็วรอบวัดขนาดการกระจัด X_1 และ X_2

7. ผลการทดลอง

นำข้อมูลจากการทดลองมาพล็อตกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าการส่งผ่านกับอัตราส่วนความถี่ (ω/ω_n), อัตราส่วนระหว่างความเร็วรอบของเครื่องจักรกับความถี่ธรรมชาติค่าต่ำที่สุดจากการทดลอง (400 rpm) ดังรูปที่ 9 และ 10 ซึ่งในแกนนอนแสดงค่าอัตราส่วนความถี่ในช่วง 0 ถึง 3.75 หรือความเร็วรอบของเครื่องจักร 0 ถึง 1500 rpm

การเลื่อนตำแหน่งรองรับคันทำให้ค่าความแข็งสปริงของคัน (k_2) เปลี่ยนแปลง ทำให้ความถี่ธรรมชาติ และอัตราส่วนความถี่เปลี่ยนแปลงด้วย ซึ่งตำแหน่งรองรับคันแต่ละตำแหน่งจะเหมาะสมกับความถี่รอบของเครื่องจักรค่าหนึ่ง และทำให้การกระจัดของก้อนมวลหลักและค่าการส่งผ่านเป็นศูนย์ตามความสัมพันธ์ $k_2 = m_2 \omega^2$ ถ้าความหน่วงในระบบมีค่ามากขึ้นจะทำให้ค่าการส่งผ่านที่เป็นศูนย์นี้ (ตำแหน่งทำงานของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน) มีค่ามากขึ้น ดังนั้น การออกแบบตัวดูดซับการสั่นสะเทือนจึงควรให้มีค่าความหน่วงน้อยที่สุด สำหรับค่าความหน่วงที่แฝงในตัวกันการสั่นสะเทือนจะมีค่าน้อยมาก (อัตราส่วนความหน่วงประมาณ 0.005) สำหรับตำแหน่งความถี่ธรรมชาติ 2 ตำแหน่งจากการทดลองที่ไม่ตรงกับทางทฤษฎี เนื่องจากการหาพารามิเตอร์ k_2 ที่คลาดเคลื่อน สาเหตุเกิดจากการยึดติดก้อนมวลดูดซับกับคันโดยการขันน็อต ทำให้การโก่งตัวของคันเกิดขึ้นน้อยกว่าทางทฤษฎี ทำให้ k_2 มากกว่าทางทฤษฎี จากรูปที่ 9 และ 10 บางกราฟมีจุดสูงสุดสัมพัทธ์เกิดขึ้นระหว่างค่าความถี่ธรรมชาติ 2 ค่าของระบบ ซึ่งน่าจะเป็นความถี่ธรรมชาติค่าที่ 3 ของระบบซึ่งเกิดจาก

ของระบบซึ่งเกิดจากการควบคุมของพิกัด แต่จะมีผลน้อยโดยสังเกตได้ว่าค่าสูงสุดสัมพัทธ์ค่าที่ 3 นี้ไม่ปรากฏในกราฟทุกรูป และยอดการสั่นสะเทือนมีค่าน้อย แต่สำหรับก่อนมวลดูดซับยอดการสั่นสะเทือนนี้มีค่ามากกว่าในก่อนมวลหลัก นั่นคือ การควบคุมของพิกัดนี้ส่งผลต่อก่อนมวลดูดซับมากกว่าก่อนมวลหลัก แต่ไม่ได้ทำให้ตำแหน่งที่มีการสั่นสะเทือนน้อยที่สุดเปลี่ยนแปลงไปมาก สำหรับผลของอัตราส่วนมวล (m_2/m_1) จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีดังรูปที่ 5 สังเกตว่า ที่บริเวณรอบจุดทำงานของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน ระบบที่มีอัตราส่วนมวลสูงกว่าจะมีค่าการส่งผ่านที่น้อยกว่า ดังนั้นอัตราส่วนมวลที่สูงช่วยลดการสั่นสะเทือนที่เป็นผลจากการใช้สปริงของตัวดูดซับที่มีค่าความแข็งสปริงคลาดเคลื่อนได้ดีกว่าอัตราส่วนมวลที่ต่ำ

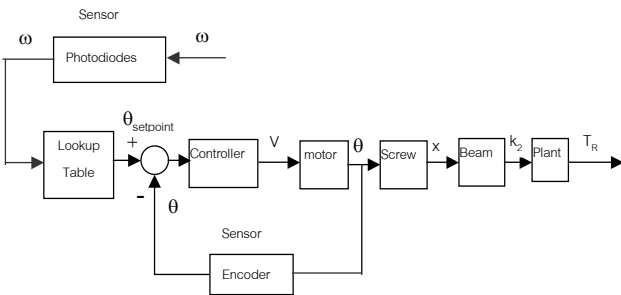
8. การควบคุมความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน

ในงานวิจัยนี้ใช้การควบคุมแบบเปิด โดยใช้ลुकอัฟเทเบิล (Lookup Table) ที่ใช้ข้อมูลจากการทดลองข้างต้นเพื่อหาตำแหน่งรองรับคานที่เหมาะสมกับความถี่รอบของเครื่องจักรโดยมีการส่งผ่านต่ำที่สุด ดังตารางที่ 1

ความเร็วรอบ (rpm)	ระยะรองรับคาน (m)	ค่าการส่งผ่าน
1500	0.32	0.018
1400	0.33	0.003
1300	0.34	0.021
1200	0.35	0.050
1100	0.36	0.017
1000	0.37	0.018
900	0.39	0.009
800	0.42	0.080

ตารางที่ 1 ลुकอัฟเทเบิลที่ใช้ในการควบคุมระบบ

มีบล็อกไดอะแกรมของการควบคุมดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 บล็อกไดอะแกรมแสดงการควบคุมระบบ

บล็อกไดอะแกรม (Block Diagram) ในรูปที่ 4 แสดงการควบคุมค่าความแข็งสปริง (k_2) ให้เหมาะสมกับความถี่รอบของเครื่องจักร (ω) เพื่อให้ค่าการส่งผ่าน (T_R) มีค่าน้อยที่สุด โดยวัดความถี่รอบของเครื่องจักรจากโฟโตไดโอด (Photodiodes) โปรแกรมในตัวควบคุม (Controller) หาค่าตำแหน่งเชิงมุมของมอเตอร์ขับเคลื่อนที่เหมาะสมกับความถี่รอบของเครื่องจักรได้จากระยะรองรับคานในลुकอัฟเทเบิล (Lookup Table) เปรียบเทียบกับตำแหน่งเชิงมุมจริงของมอเตอร์ขับเคลื่อน ส่งสัญญาณผ่านวงจรขับให้จ่ายแรงดันไฟฟ้า (V) ไปยังมอเตอร์ขับเคลื่อนเพื่อควบคุมให้มีตำแหน่งเชิงมุมจริง (θ) ที่เหมาะสม โดยมีเอ็นโคเดอร์ (Encoder) เป็นตัวตรวจรู้ (Sensor) ตำแหน่งเชิงมุมจริงของมอเตอร์ขับเคลื่อน มอเตอร์ขับเคลื่อนจะหมุนสกรูไปขับเคลื่อนตัวรองรับคานให้มีตำแหน่งรองรับคาน (x) ที่เหมาะสมตามลुकอัฟเทเบิล และทำให้คานมีค่าความแข็งสปริง k_2 ที่เหมาะสม โดยตัวควบคุมใช้บอร์ดควบคุม (Controller Board) CP-S8252 V2.0 ซึ่งอยู่ในกลุ่ม MCS-51

ผลการควบคุมระบบแสดงในตารางที่ 2 สังเกตว่า การควบคุมตำแหน่งรองรับมีความผิดพลาดไม่เกิน 2 มม. เมื่อติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนและควบคุมระบบ แรงส่งผ่านไปยังพื้นมีค่าต่ำกว่าเมื่อไม่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนมาก

ความเร็วรอบของเครื่องจักร (rpm)	ขนาดของแรงไม่สมดุล (N)	ผลการควบคุม		แรงส่งผ่านไปยังพื้นเมื่อไม่มีการติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือน (N)
		ตำแหน่งรองรับจริง (cm)/ตำแหน่งที่ต้องการ (cm)	แรงส่งผ่านไปยังพื้น (N)	
1500	46.12	32 / 32	1.10	6.92
800	13.12	41.8 / 42	1.65	11.15
1400	40.18	33 / 33	0.47	6.83
900	16.60	38.8 / 39	0.34	10.13
1300	34.64	34 / 34	0.38	7.27
1000	20.50	36.8 / 37	0.63	8.81
1200	29.52	35 / 35	1.09	7.97
1100	24.80	36 / 36	0.59	8.18

ตารางที่ 2 ผลการควบคุมระบบ

9. สรุป

การติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนที่แปรค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับให้เหมาะสมกับความเร็วรอบของเครื่องจักร ทำให้ค่าการส่งผ่านมีค่าน้อยกว่าเมื่อไม่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนมากและมีค่าเข้าใกล้ศูนย์ การใช้อัตราส่วนมวลสูงช่วยลดการสั่นสะเทือนที่เป็นผลจากความคลาดเคลื่อนของความแข็งสปริงของตัวดูดซับได้ดี แต่มวลที่มากมีผลต่อขนาดและเสถียรภาพของระบบ การควบคุมแบบเปิดให้ผลการควบคุมเป็นที่น่าพอใจ

10. เอกสารอ้างอิง

William T. Thomson " Vibration Theory and Applications " 4th edition Prentice-Hall, Inc. 1993

Austin H. Church " Mechanical Vibrations " 2nd edition John Wiley and Sons, Inc. 1963

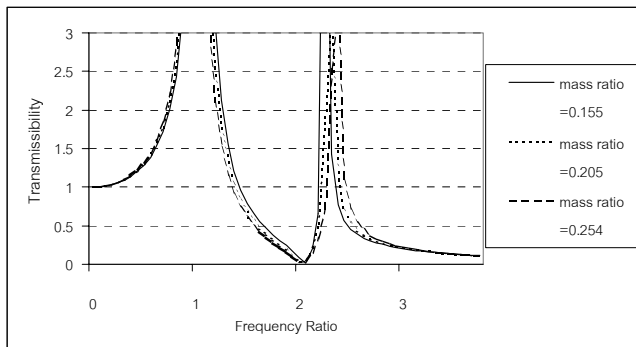
J.P. Den Hartog " Mechanical Vibrations " 4th edition McGraw-Hill Book Company, Inc. 1956

Robert K. Vierck " Vibration Analysis " 5th edition International Textbook Company, 1967

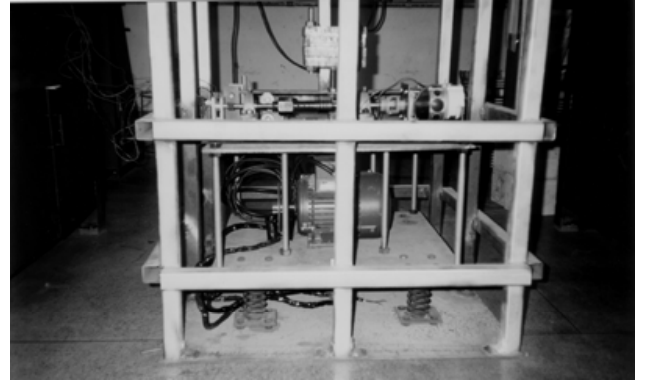
Curtis D. Johnson " Process Control Instrumentation Technology " 2nd edition John Wiley & Sons, Inc. 1982

6. William F. Riley and Loren Zachary " Introduction to Mechanic of Materials " 1st edition John Wiley & Sons, Inc. 1989

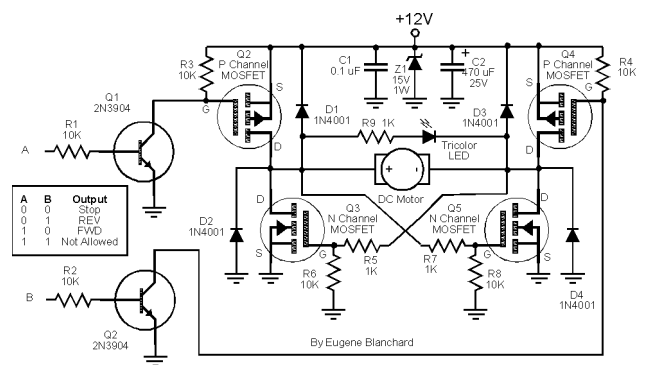
7. JK Baker " Vibration Isolation " Oxford University Press



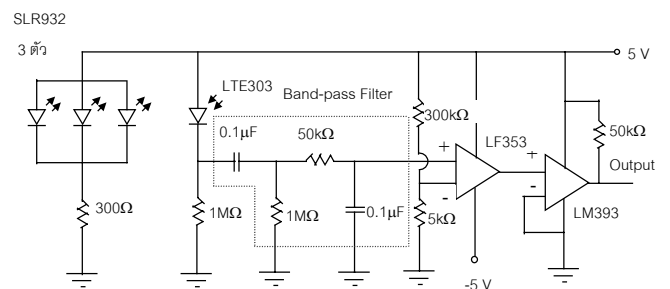
รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการส่งผ่านและอัตราส่วนความถี่ ที่มีอัตราส่วนมวลต่างกัน โดยมีตำแหน่งค่าการส่งผ่านต่ำที่สุดที่จุดเดียวกัน : วิเคราะห์ระบบแบบ 2 ลำดับชั้นความเร็วในแนวตั้ง (ทางทฤษฎี)



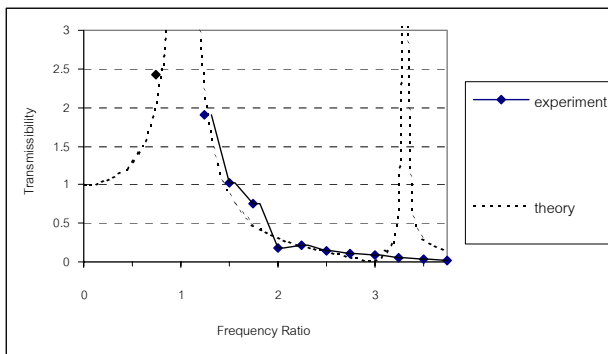
รูปที่ 6 ภาพถ่ายระบบจำลองที่ใช้ในงานวิจัย



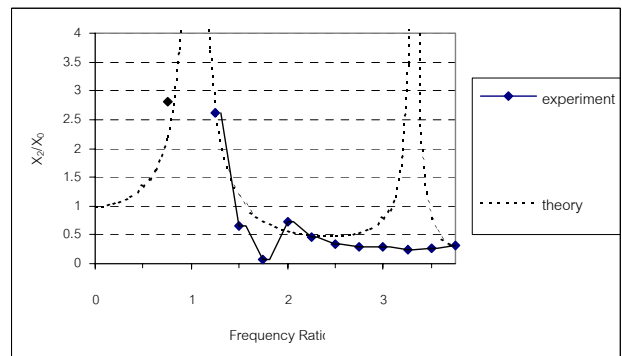
รูปที่ 7 วงจรขับมอเตอร์โดยใช้ MOSFET 4 ตัว



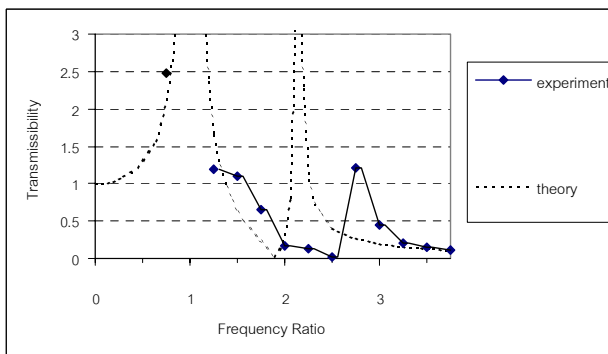
รูปที่ 8 วงจรโฟโตไดโอดใช้วัดความเร็วรอบมอเตอร์ที่ใช้แทนเครื่องจักร



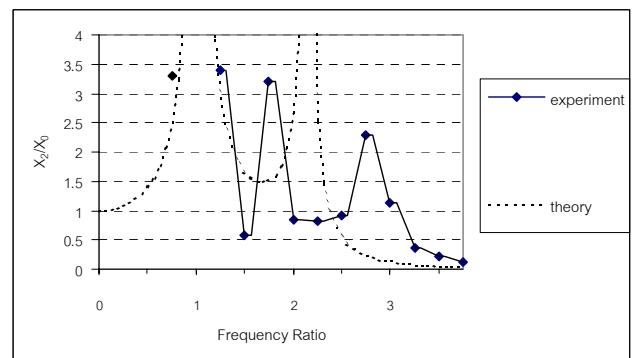
a. ความแข็งสปริง k_2 ทางทฤษฎี 257.90 kN/m จดรองรับอยู่ที่ตำแหน่ง 32 cm



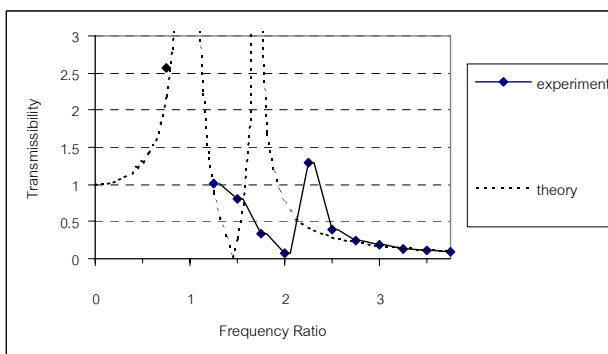
a. ความแข็งสปริง k_2 ทางทฤษฎี 257.90 kN/m จดรองรับอยู่ที่ตำแหน่ง 32 cm



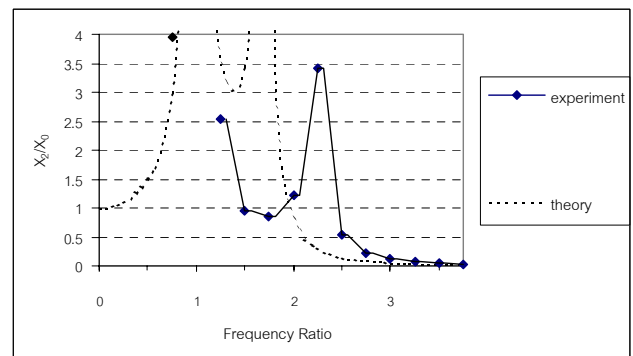
b. ความแข็งสปริง k_2 ทางทฤษฎี 103.95 kN/m จดรองรับอยู่ที่ตำแหน่ง 37 cm



b. ความแข็งสปริง k_2 ทางทฤษฎี 103.95 kN/m จดรองรับอยู่ที่ตำแหน่ง 37 cm



c. ความแข็งสปริง k_2 ทางทฤษฎี 60.68 kN/m จดรองรับอยู่ที่ตำแหน่ง 42 cm



c. ความแข็งสปริง k_2 ทางทฤษฎี 60.68 kN/m จดรองรับอยู่ที่ตำแหน่ง 42 cm

รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการส่งผ่านและอัตราส่วนความถี่ของก้อนมวลหลัก เมื่อเลื่อนจุดรองรับไปที่ตำแหน่งต่าง ๆ
วิเคราะห์ระบบแบบ 2 ลำดับชั้นความถี่ในแนวดิ่ง :
อัตราส่วนมวล 0.205

รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า X_2/X_0 และอัตราส่วนความถี่ของก้อนมวลคู่ดัดขึ้น เมื่อเลื่อนจุดรองรับไปที่ตำแหน่งต่าง ๆ วิเคราะห์ระบบแบบ 2 ลำดับชั้นความถี่ในแนวดิ่ง : อัตราส่วนมวล 0.205