

บทที่ 2

วิธีดำเนินการวิจัย

ในโครงสร้างหลักเมื่อมีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น ถ้าหากเราทำการติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่น อุปกรณ์ช้บการสั่นจะดูดกลืนการสั่นไปและจะสั่นแทนอุปกรณ์หรือ โครงสร้างหลัก ทำให้อุปกรณ์หรือ โครงสร้างหลักหยุดสั่นหรือสั่นน้อยลง การที่จะเกิดการช้บการสั่นจาก โครงสร้างหลักไปได้นั้น จะต้องติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่นที่มีความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสมเข้ากับอุปกรณ์หรือ โครงสร้างหลัก กล่าวคือ ถ้าอุปกรณ์ช้บการสั่นมีความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสม จะทำให้การสั่นของอุปกรณ์หรือ โครงสร้างหลักลดลง การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในระบบ มีผลต่ออายุการใช้งาน ความแข็งแรงคงทนของเครื่องจักรและฐานราก นอกจากนี้ยังมีผลเสียต่อคนที่อยู่ในบริเวณนั้นอีกด้วย สำหรับการควบคุมการสั่นด้วยการใช้ตัวดูดช้บการสั่น เป็นอีกวิธีหนึ่งที่ยอมรับใช้ในปัจจุบัน โดยทั่วไปตัวดูดช้บการสั่นจะประกอบไปด้วย มวล – สปริง และอาจจะมีตัวหน่วงประกอบร่วมอยู่ด้วย เมื่อนำตัวดูดช้บการสั่นนี้ติดตั้งเข้ากับระบบหลัก (Primary System) ซึ่งอาจจะเป็นเครื่องจักร เครื่องยนต์ หรือ โครงสร้างที่มีการสั่นสะเทือน ในการออกแบบตัวดูดช้บการสั่นโดยทั่วไปจะออกแบบให้ ความถี่ธรรมชาติของตัวดูดช้บ (Natural Frequency of Absorbers, ω_a) หรือความถี่ดูดช้บ (Absorption Frequency) เท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบหลัก (ω_n) เพื่อป้องกันการสั่นพ้อง (Resonance) ที่อาจเกิดขึ้น เนื่องจากความถี่ของแรงที่กระทำ (Exciting Frequency, ω_f) ตรงกับความถี่ธรรมชาติของระบบหลัก ซึ่งเมื่อติดตั้งตัวดูดช้บการสั่นแล้ว ณ ความถี่ของการสั่นพ้อง (Resonance Frequency) การสั่นของระบบหลักจะเท่ากับศูนย์ กล่าวคือ ณ ความถี่นี้ตัวดูดช้บการสั่นจะมีประสิทธิภาพสูงที่สุด และจะลดลงเมื่อความถี่ของภาระที่กระทำมีการเปลี่ยนแปลงไป จึงได้มีการประดิษฐ์ตัวดูดช้บการสั่นที่สามารถปรับเปลี่ยนค่าความถี่ดูดช้บได้ โดยการปรับค่าความหน่วงมวล หรือความแข็งสปริง เพื่อให้สอดคล้องกับความถี่ที่เปลี่ยนไป อย่างไรก็ตามในระบบทางกลจะมีแรงที่มากระทำแบบฮาร์โมนิกส์เกิดขึ้น ซึ่งขนาดและความถี่ของแรงดังกล่าวมักจะไม่คงที่ และมีขนาดของแรงที่มีหลายๆความถี่ผสมกันอยู่ ดังนั้นการปรับค่าความถี่ดูดช้บ (ω_a) จึงไม่มีประสิทธิภาพที่ดีพอเพียงพอต่อการลดขนาดการสั่นแบบฮาร์โมนิกส์ที่เกิดขึ้นได้

อุปกรณ์ช้บการสั่นทางพลวัต (Dynamic Vibration Absorber, DVA) ถูกคิดค้นขึ้นครั้งแรกเมื่อปี 1909 โดยเป็นระบบตายตัวประกอบด้วย มวล-สปริง-ตัวหน่วง (Mass-Spring-Damper) ซึ่ง Den Hartog [1] ได้นำเสนอหลักการลดค่าขนาดที่มากที่สุดในการตอบสนองของระบบหลัก โดยใช้ อุปกรณ์ช้บการสั่นทางพลวัตแบบมีตัวหน่วง Hunt [2] ได้เสนอการนำวิธีการของอุปกรณ์ช้บการสั่นทางพลวัตแบบปรับค่าได้ (ADVA) มาประยุกต์ใช้กับเฮลิคอปเตอร์ โดยพัฒนาระบบไฮดรอลิกของใบพัดหลัก (rotor) ขึ้นมาใหม่ และติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับและป้อนกลับสัญญาณ 2 ชุด ที่

ใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ ซึ่งสัญญาณทั้งสองชุดจะถูกนำไปขยายและควบคุมเซอร์โวลวาล์วเพื่อควบคุมไฮดรอลิก ระหว่างใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ Lamancusa [3] ได้ทำการทดลองวิธีการขับเคลื่อนแบบ Adaptive-Passive กับงานทางด้านเสียงรบกวนจากเครื่องยนต์ ซึ่งในช่วงการตอบสนองแบบๆ บางช่วงจะมีการสั่นรบกวนขึ้น ปรากฏว่าวิธีนี้สามารถทำงานได้ดีสำหรับตัวอย่างการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้ Franchek, Ryan และ Bernhard[4] ทำการควบคุมการสั่นสะเทือนของแบบจำลองอาคาร 4 ชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวไว้ชั้นบนสุด และกระตุ้นให้เกิดการสั่นที่ฐานด้วยช่วงความถี่ 6.1-7.4 Hz โดยใช้เกณฑ์การปรับค่าความถี่ดูดซับให้เท่ากับความถี่ของแรง ซึ่งจากการทดลองพบว่าการใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวสามารถลดการสั่นได้ 24 dB ต่อมาในปี 1997 คณะวิจัยของ Buhr, Franchek และ Bernhard[5] ได้ทำการพัฒนาวิธีการควบคุมการสั่นของระบบที่ไม่สามารถติดตั้งตัวดูดซับและตัวตรวจวัด ณ ตำแหน่งที่ต้องการควบคุมได้ โดยใช้แบบจำลองเดิม คือแบบจำลองอาคาร 4 ชั้น ที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนไว้ชั้นบนสุด ซึ่งต้องการควบคุมการสั่นในชั้นที่ 2 และ 3 โดยตัวควบคุมการสั่นจะใช้ความต่างของมุมเฟสที่ได้จากการถอดสัญญาณมอดูเลท(Modulate)มาร่วมใช้ในการประมวลผล ซึ่งผลที่ได้คือ เมื่อฐานถูกกระตุ้นด้วยความถี่ 6 Hz อุปกรณ์ขับเคลื่อน สามารถขับเคลื่อนได้ 19.4 dB และ 24.3 dB ในชั้นที่ 2 และชั้นที่ 3 ตามลำดับ Carneal, Charette และ Fuller [8] ได้ศึกษาการเพิ่ม-ลด การแผ่กระจายของสนามเสียงจากแผ่นระนาบ โดยใช้ตัวขับเคลื่อนแบบปรับตัว โดยอาศัยการปรับค่าความถี่สปริง ซึ่งควบคุมด้วยเกณฑ์วิธีควบคุม 2 แบบ เพื่อให้สนองต่อการสั่นของแผ่นระนาบและควบคุมการเพิ่ม-ลดการแผ่กระจายของสนามเสียง ซึ่งเมื่อกระตุ้นระบบด้วยความถี่ 156 Hz จะเพิ่มกำลังการแผ่กระจายของสนามเสียงเฉลี่ยได้ 12 dB และสามารถลดได้ 16.5 dB ส่วนระบบที่ถูกกระตุ้นด้วยความถี่ 256 Hz จะสามารถเพิ่มกำลังเสียงเฉลี่ยได้ 4.9 dB และลดได้ 25.1 dB

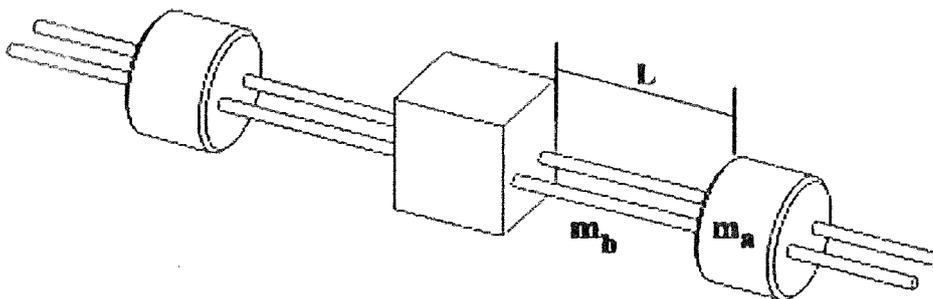
Christopher [9] ได้ศึกษาเปรียบเทียบอุปกรณ์ขับเคลื่อนสองแบบ คือ แบบสปริงอากาศ (Enclosed Air) และแบบคานมวลคู่ ซึ่งอุปกรณ์ขับเคลื่อนทั้งสองแบบจะปรับค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ให้เท่ากับความถี่ของแรง โดยปรับความถี่ของตัวอุปกรณ์ และทำการทดสอบ ADVA ทั้งสองแบบกับคาน ผลการศึกษาของ Christopher คือ อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบสปริงอากาศสามารถลดการสั่นลงได้ 10 dB โดยสามารถทำงานได้ในช่วงความถี่ 47-60 Hz และมีความถี่รีโซแนนซ์ที่ 53 Hz ส่วนประสิทธิภาพขึ้นอยู่กับชนิดของแผ่น ไดอะแฟรมที่ใช้ทำปริมาตรปิดของอุปกรณ์ ส่วนอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบคานมวลคู่ นั้น มีความยืดหยุ่นและประสิทธิภาพในการใช้งานสูงกว่า โดยที่ระบบมีความถี่รีโซแนนซ์เดิมที่ 77 Hz และมีความสามารถทำงานได้ในช่วงความถี่ 47 - 95 Hz มีประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้สูงสุด 50 dB นอกจากนี้เสถียรภาพของระบบยังเชื่อถือได้ Simon [6],[7] ได้ทำการศึกษาต่อจาก Christopher โดยใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเดียวกันคือ คานมวลคู่ควบคุมการสั่นของแผ่นเหล็กระนาบสี่เหลี่ยม คาน และหม้อแปลงไฟฟ้าขนาดใหญ่ โดย

มุ่งเน้นศึกษาไปที่ การตอบสนองของอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่โหมดการสั่น (Mode Shape) ต่างๆ ผลจากการศึกษาพบว่า การตอบสนองของอุปกรณ์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในทุกโหมดการสั่น และตอบสนองได้ดีทุกตัวอย่างการทดสอบ นอกจากนี้ยังมีช่วงการทำงานกว้าง

แม้ว่าการตอบสนองของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบคานมวลคู่ จะมีข้อดีและจุดเด่นอยู่มาก แต่ในการศึกษาของ Christopher และ Simon ต่างก็พบว่าเงื่อนไขสำคัญที่ทำให้อุปกรณ์ขับเคลื่อนทั้งแบบ สปริงอากาศ และแบบคานมวลคู่จะมีประสิทธิภาพในการทำงานก็ต่อเมื่อ ความถี่ของแรงที่กระทำกับระบบนั้นจะต้องมีเพียงความถี่เดียว ซึ่งในความเป็นจริงแล้วระบบที่มีการสั่นสะเทือนจะมีขนาดและความถี่ที่ซับซ้อนอีกทั้งยังมีขนาดและความถี่มากกว่าหนึ่งค่า บทความวิจัยนี้ได้ศึกษาและวิเคราะห์วิธีแบบปรับความถี่ซึมซับ และการควบคุมแบบปรับตัวได้ สำหรับการปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่ให้มีค่าที่เหมาะสม และมีประสิทธิภาพดีที่สุดต่อการลดขนาดการสั่นที่เกิดขึ้นของคาน และสามารถทำงานได้อัตโนมัติ โดยการประยุกต์ใช้โปรแกรม LabVIEW version 8.0 และ MATLAB version 7.0 ในการตรวจวัดการสั่นและปรับค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่น

2.1 ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนแบบไร้ความหน่วง

ในงานวิจัยนี้ใช้ตัวดูดซับการสั่นชนิดไร้ความหน่วงแบบคานมวลคู่ เนื่องจากสร้างได้ง่าย มีราคาถูก และสามารถปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นได้ โดยมีมอเตอร์เป็นตัวขับเคลื่อนที่มีเกิลียวในการเปลี่ยนตำแหน่งมวลดูดซับการสั่น ซึ่งลักษณะของตัวดูดซับการสั่นนี้ จะมีมวลขับเคลื่อนที่อยู่ปลายของเพลาคู่ทั้ง 2 ด้าน ดังแสดงในรูปที่ 2.1 ซึ่งการปรับระยะการเคลื่อนที่ (L) ของมวลขับเคลื่อนที่ปลายทั้งสอง จะทำให้ค่าความแข็งสปริงเปลี่ยนไป เป็นผลให้ความถี่ธรรมชาติหรือความถี่ดูดซับของตัวขับเคลื่อนเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย



รูปที่ 2.1 ลักษณะของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่

เกณฑ์สำคัญในการออกแบบตัวดูดซับการสั่นคือ ความถี่ดูดซับของตัวดูดซับการสั่น(ω_a) เท่ากับความถี่ของแรง(ω_f) โดยความถี่ดูดซับของตัวดูดซับการสั่นมีความสัมพันธ์กับค่าความแข็งสปริงคือ

$$\omega_a^2 \propto \frac{k_a}{m} \quad (2.1)$$

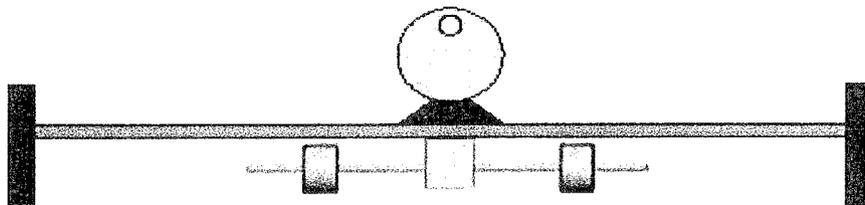
โดยที่ k_a - ค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นและ m - มวลตัวดูดซับการสั่น ความถี่ดูดซับของตัวดูดซับการสั่น โดยวิธีการประมาณของDunkerley สามารถหาได้จากสมการ

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m}} = \sqrt{\frac{76.2EI}{(3m_b + 25.4m_a)L^3}} \quad (2.2)$$

ดังนั้น
$$k_a = \frac{76.2EI}{L^3} \quad (2.3)$$

โดยที่ E - โมดูลัสความยืดหยุ่น, I - โมเมนต์ความเฉื่อยพื้นที่หน้าตัดของเพลลา, L - ระยะห่างระหว่างมวลดูดซับการสั่นถึงตัวดูดซับการสั่น, m_b - มวลของเพลลาและ m_a - มวลตัวดูดซับการสั่น

ระบบที่ใช้ทดสอบในงานวิจัยนี้ ระบบหลักจะเป็นคานตรงหน้าตัดสี่เหลี่ยม ขนาดกว้าง 25 mm หนา 13 mm และมีความยาว 840 mm โดยมีตัวกำเนิดการสั่นเป็นจานกลมเจาะรูเยื้องศูนย์กลางต่อเข้ากับเพลลามอเตอร์ติดตั้งอยู่กึ่งกลางคาน ทำให้เกิดแรงฮาร์โมนิกส์เนื่องจากการหมุนที่ไม่สมดุลที่แปรผันตามความเร็วรอบของมอเตอร์ คือ $F(t) = 0.0002581\omega^2 \sin(\omega t)$ โดยมีการทำงานอยู่ที่ความถี่(ω) 21.91-62.83 rad/sec และติดตั้งตัวดูดซับการสั่นไว้ด้านล่างคานที่ตำแหน่งกึ่งกลางเช่นกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.2

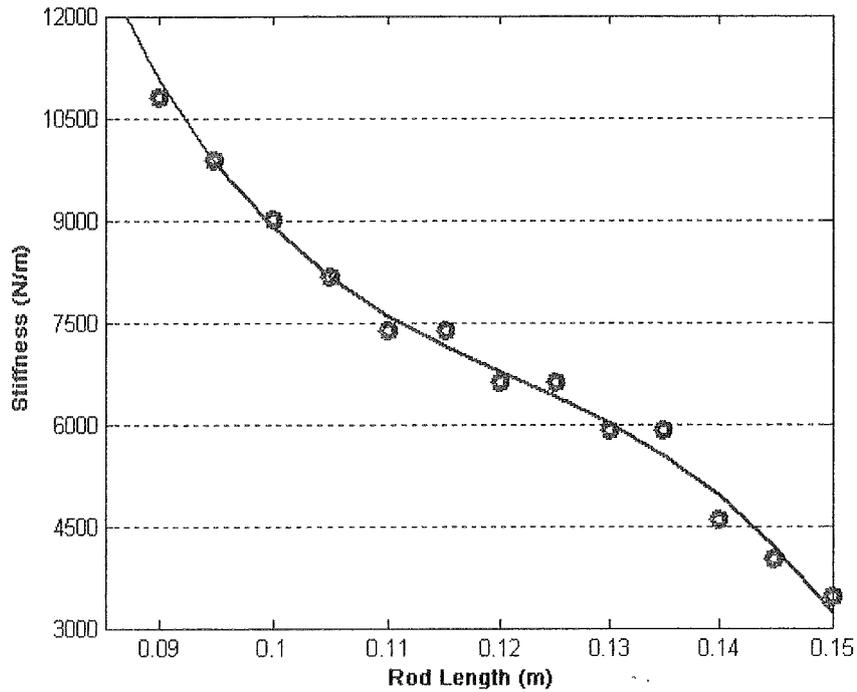


รูปที่ 2.2 ระบบที่ใช้ทดสอบในงานวิจัย

การทดลองหาความสัมพันธ์ของตำแหน่งมวลดูดซับการสั่น (L) และความถี่ที่ตัวดูดซับการสั่นที่มีประสิทธิภาพในการดูดซับการสั่นมากที่สุด ซึ่งเราสามารถพิจารณาความสัมพันธ์ของตำแหน่งมวลดูดซับการสั่น (L) กับค่าความแข็งสปริง ในช่วงระยะ 0.085-0.15 m หรือเท่ากับช่วงความแข็ง

สปริง 3327-11320 N/m ดังแสดงในรูปที่ 2.3 และมีสมการความสัมพันธ์ (Root mean square Error = 214.694 N/m) ดังนี้

$$k_a = -6.4356 \times 10^7 L^3 + 2.36 \times 10^7 L^2 - 2.957 \times 10^6 L + 1.3298 \times 10^5 \quad (2.4)$$



รูปที่ 2.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความแข็งสปริงกับระยะ L

2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่อยู่ภายใต้แรงกระทำซึ่งติดตั้งตัวดูดซับการสั่นเข้ากับระบบ ดังแสดงในรูปที่ 2.4 โดยที่มวล, ค่าความแข็งของสปริง, ตัวหน่วง และการขจัดของระบบหลัก คือ M, k, c และ X ตามลำดับ ส่วน m, k_a, X_a คือ มวล, ค่าความแข็งของสปริง และการขจัดของตัวดูดซับการสั่น ระบบที่อยู่ภายใต้การกระทำของแรงฮาร์โมนิกส์ $F(t)$ เราสามารถเขียนสมการการเคลื่อนที่ของระบบในรูปสมการสถานะ คือ

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{0}{k+k_a} & \frac{c}{M} & \frac{k_a}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_a}{m} & 0 & -\frac{k_a}{m} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ M \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} F(t) \quad (5)$$

และสถานะเอาต์พุต คือ

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (6)$$

โดยที่ $x_1 = X$; $x_2 = \dot{X}$; $x_3 = X_a$ และ $x_4 = \dot{X}_a$

จากสมการสถานะข้างต้น จะได้สมการผลการตอบสนองของระบบที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำ คือ

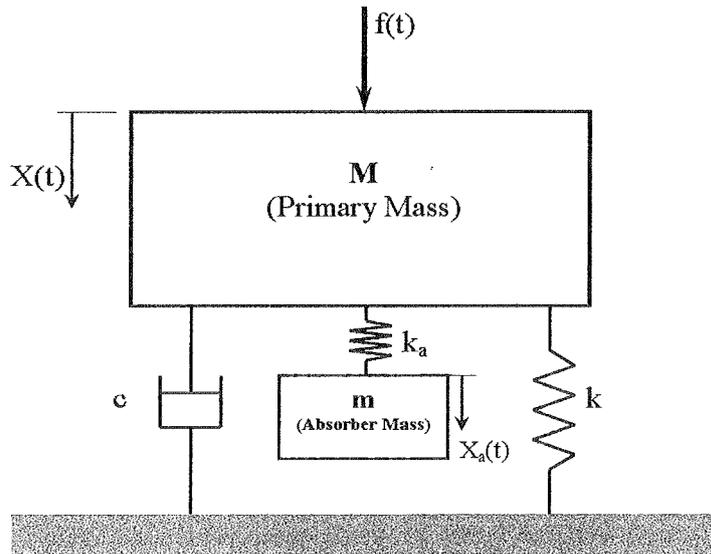
$$\frac{X}{F_0} = \frac{(k_a - m_a \omega_f^2)^2}{\sqrt{[(k - M\omega_f^2)(k_a - m_a \omega_f^2) - m_a k_a \omega_f^2 - \omega_f^2 b^2]^2 + [\omega_f b (k_a - m_a \omega_f^2)]^2}} \quad (7)$$

$$\frac{X_a}{F_0} = \frac{k_a^2}{\sqrt{[(k - M\omega_f^2)(k_a - m_a \omega_f^2) - m_a k_a \omega_f^2 - b^2 \omega_f^2]^2 + [\omega_f b (k_a - m_a \omega_f^2)]^2}} \quad (8)$$

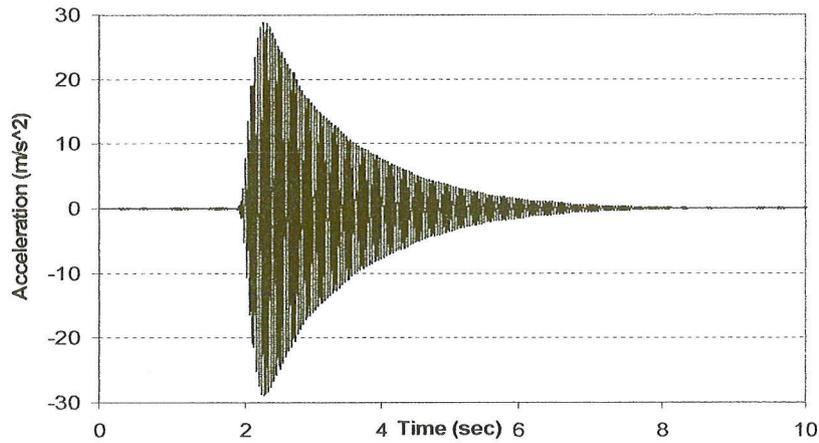
จากสมการที่ (7) ซึ่งเป็นสมการการตอบสนองที่สภาวะคงตัว หากต้องการให้การสั่นเท่ากับศูนย์ เกณฑ์สำคัญในการออกแบบตัวดูดซับการสั่น คือ

$$k_a = m \omega^2 \quad (9)$$

ผลทดลองหาฟังก์ชันการถ่ายโอน (Transfer Function) ของคาน จากรูปที่ 2 เมื่อมวลของคาน (m_1) มีค่า 2.1 kg มวลของตัวกำเนิดการสั่น (m_2) มีค่า 2.7 kg, ความถี่ธรรมชาติของคานที่ติดตั้งตัวกำเนิดการสั่น $\omega_n = 144.324 \text{ rad/s}$ ($f_n = 23 \text{ Hz}$) และมวลของคาน คือ $M = 3.72 \text{ kg}$



รูปที่ 2.4 แบบจำลองทางกลของระบบที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่น



รูปที่ 2.5 กราฟของสัญญาณความเร่งจากการเคาะทดสอบ

สำหรับค่าอัตราส่วนความหน่วง (Damping ratio, ζ) สามารถหาได้จากการเคาะทดสอบ ดังแสดงผลในรูปที่ 2.5 ซึ่งค่าอัตราส่วนความหน่วงคำนวณได้จากสมการการลดลงแบบลอการิทึม (Logarithmic decrement, δ) คือ

$$\delta = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} = \ln\left(\frac{X_1}{X_2}\right) \quad (10)$$

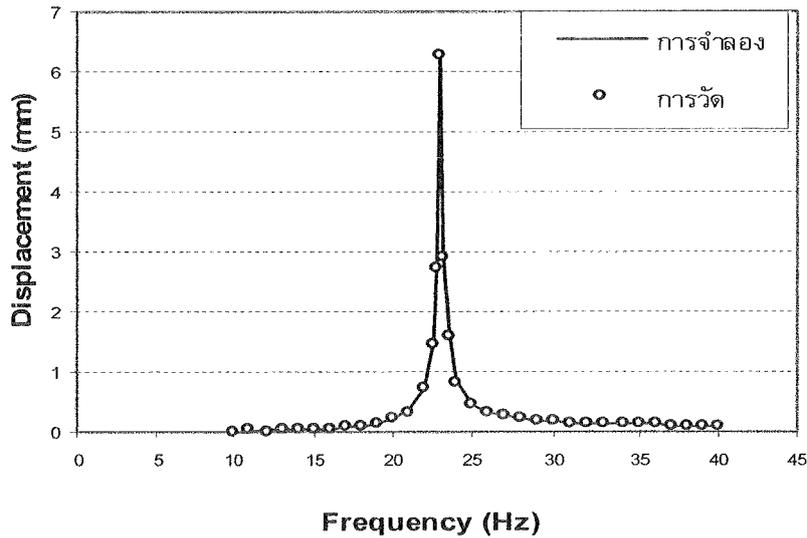
โดยที่ X_1 - ขนาดของสัญญาณความเร่งยอดแรก, X_2 - ขนาดของสัญญาณความเร่งยอดถัดไปที่วิเคราะห์ จากความสัมพันธ์ข้างต้น สามารถคำนวณหาอัตราส่วนความหน่วงได้ คือ $\zeta = 0.0055$ ดังนั้น จะได้สมการฟังก์ชันการถ่ายโอนของคาน

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} = \frac{0.2688}{s^2 + 1.5885s + 20858} \quad (11)$$

โดยที่ $K\omega_n^2 = \frac{1}{m_{eff}}$

เมื่อ m_{eff} คือ มวลประสิทธิภาพ (Effective Mass) ของคานที่ตำแหน่งกึ่งกลาง ซึ่งมีค่าเท่ากับ $m_{eff} = 0.4857m_1 + m_2$

ทำการทดสอบฟังก์ชันการถ่ายโอนของคานดังกล่าว โดยเปรียบเทียบขนาดการขจัดการสั่นที่ได้จากจำลองการสั่นด้วยโปรแกรม MATLAB และจากการวัดด้วยตัวตรวจวัดความเร่ง (Accelerometer) ซึ่งทำการแปลงค่าให้เป็นการขจัดโดยโปรแกรม LabVIEW (ซึ่งเปรียบวัดค่ากับไมโครมิเตอร์)



รูปที่ 2.6 กราฟเปรียบเทียบการขจัดกาสรส่นของคานที่ไ้การจำลองและจากการวัด

จากการทดสอบ ฟังก์ชันการถ่ายโอนของคานมีความถูกต้องสูงเพียงพอที่จะนำไปใช้ดำเนินการทดสอบในขั้นต่อไป อย่างไรก็ตามการหาค่าอัตราส่วนความหน่วงยังสามารถหาได้จากกราฟความสัมพันธ์ของการขจัดและความถี่ที่ไ้การวัด โดยคำนวณจากสมการ

$$\frac{(X/\delta_{st})_{peak} / \sqrt{2}}{2\zeta} = \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} = \frac{f_n}{f_2 - f_1} \quad (12)$$

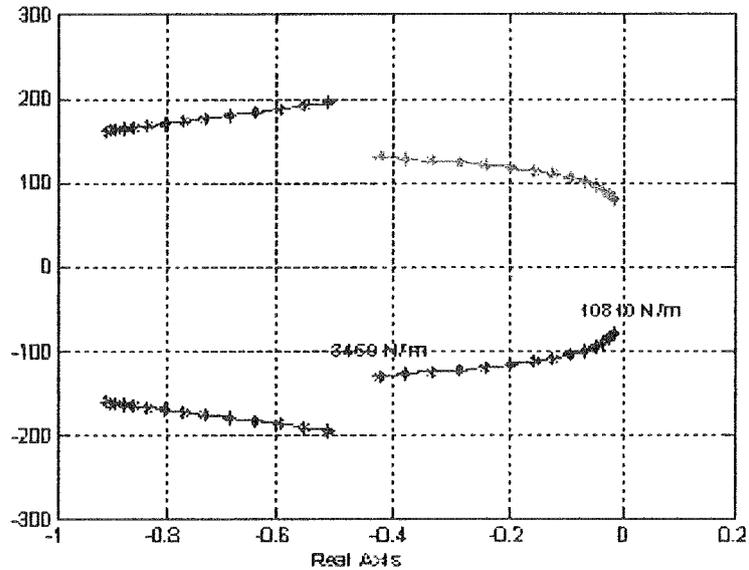
ออกแบบให้มวลตัวดูดซับการสั่น (m) มีน้ำหนัก 0.51764 kg หลังจากติดตั้งตัวดูดซับการสั่นแล้วระบบจะเป็นระบบสองลำดับชั้นความเสรี (Two degree of freedom) จากสมการที่ 7 สามารถเขียนให้อยู่ในรูปฟังก์ชันการถ่ายโอนของระบบ (เมื่อค่า $k_s = 5000$ N/m)

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{0.5176 s^2 + 5000}{1.9256 s^4 + 3.0588 s^3 + 61287 s^2 + 29546 s + 387326950}$$

ซึ่งผลที่ได้เปรียบเทียบการกระจัดกาสรส่นของคานที่ไ้การจำลองและจากการวัด ดังแสดงในรูปที่

2.6

4. การวิเคราะห์เสถียรภาพของระบบ



รูปที่ 2.7 แผนภาพแสดงตำแหน่งโพลระบบปิดที่มีการเปลี่ยนแปลงค่าความแข็งสปริงในช่วง 3450 -10810 N/m บนระนาบเชิงซ้อน

ผลการวิเคราะห์ความเสถียรของระบบ โดยพิจารณาจากตำแหน่งโพลระบบปิด (Closed-loop Poles) เมื่อค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นมีการเปลี่ยนแปลงในช่วง 3450 - 10810 N/m ดังแสดงในรูปที่ 2.7 จะพบว่าตำแหน่งโพลระบบปิดของระบบมีตำแหน่งอยู่ทางด้านซ้ายมือของระนาบเชิงซ้อน (Complex Plane) จึงสรุปได้ว่า การเปลี่ยนแปลงค่าความแข็งของสปริงในช่วงดังกล่าวระบบยังคงมีความเสถียร

2.3. อัลกอริทึมที่ใช้ปรับแต่งค่าความแข็งสปริง

ขั้นตอนการปรับแต่งค่าความแข็งสปริง ดังแสดงในรูปที่ 2.8 ค่าต่าง ๆ ที่ได้จากตัวตรวจวัด (Transducer) จะส่งเข้าไปในอัลกอริทึม เพื่อทำการคำนวณและเลือกค่าความแข็งสปริงที่เหมาะสมในแก่ตัวดูดซับการสั่น ในการดำเนินการวิจัย จะศึกษาและทดลองอัลกอริทึมควบคุม (Control Algorithm) เพื่อใช้ปรับแต่งค่าความแข็งสปริงตัวดูดซับการสั่น โดยวิธีต่างๆ กัน ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. แบบปรับความถี่ดูดซับ เป็นการปรับค่าตัวดูดซับการสั่น โดยใช้การควบคุมแบบเปิด-ปิด (On-Off Control) โดยมีเกณฑ์ในการปรับค่า คือ $err = \omega_f - \omega_a$ เป็นตัวควบคุมทิศทางการเคลื่อนที่ของมวลดูดซับการสั่น

2. การควบคุมแบบปรับตัว ซึ่งเกณฑ์ในการปรับค่าความแข็งสปริงตัวดูดซับการสั่นของอัลกอริทึม
 2.1 Gradient Method นี้วิธีเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถสร้างอัลกอริทึมในการปรับค่าความแข็งสปริงตัว
 ดูดซับการสั่น โดยทำให้ Loss function (J) มีค่าน้อยที่สุด

เมื่อ $J(k_a) = |X|$ โดยที่ Sensitivity function คือ $D = \left(\frac{\partial X}{\partial k_a}\right)$

ตามเงื่อนไขของ MIT rule จะได้ตัวแปรปรับค่าได้สำหรับ k_a คือ

$$\frac{\partial k_a}{\partial t} = -\gamma \frac{\partial J}{\partial k_a} = -\gamma X \frac{\partial X}{\partial k_a} = -\gamma XD \quad (13)$$

โดยที่ γ คือ Adaptation Gain ดังนั้นสมการการเคลื่อนที่แบบปรับตัวได้ของระบบ คือ

$$M \frac{\partial^2 D}{\partial t^2} + c \frac{\partial D}{\partial t} + (k + k_a)D = X_a - X \quad (14)$$

2.2 Lyapunov's direct method: โดยกำหนดให้ Lyapunov function คือ

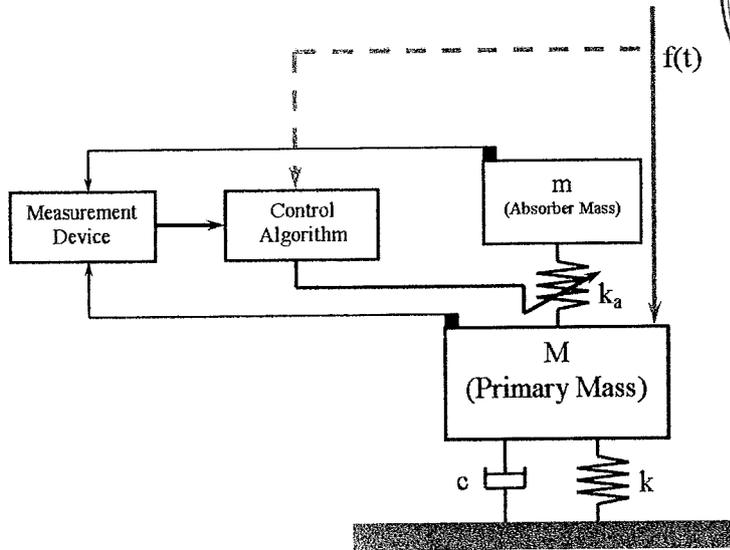
$$V = \frac{1}{2} \left(\frac{k + k_a}{M} \right) X^2 + \frac{1}{2} \dot{X}^2 + \frac{M}{2\gamma} \left(\frac{k_a + \hat{k}_a}{M} \right)^2 \quad (10)$$

ดังนั้นอนุพันธ์ของ V เราจะได้

$$\dot{V} = -\frac{c}{M} \dot{X}^2 + \frac{1}{\gamma} \left(\frac{k_a + \hat{k}_a}{M} \right) \left(\frac{\partial \hat{k}_a}{\partial t} + \gamma X_a \dot{X} \right) \quad (11)$$

ตามเงื่อนไขเสถียรภาพของ Lyapunov เราจะได้อัตราการปรับค่าของ \hat{k}_a

$$\frac{\partial \hat{k}_a}{\partial t} = -\gamma X_a \dot{X} \quad (12)$$



รูปที่ 2.8 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของระบบ

สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ
ห้องสมุดกาญจนาภิเษก
วันที่.....20.08.2555.....
เลขทะเบียน.....245251.....
เลขเรียกหนังสือ.....