

การลดการสิ้นเปลืองในคานด้วยอุปกรณ์ช่วยการันทางพลวัต  
แบบปรับตัวได้

นายเจิมรง ประรณารักษ์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ปีการศึกษา 2549

ISBN 974-533-592-4

**USING ADAPTIVE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER  
TO SUPPRESS BEAM VIBRATION**

**Chermthong Prattanarak**

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the  
Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering  
Suranaree University of Technology**

**Academic Year 2006**

**ISBN 974-533-592-4**

## การลดการสิ้นสะท้อนในคานด้วยอุปกรณ์ช่วยการสั้นทางพลวัตแบบปรับตัวได้

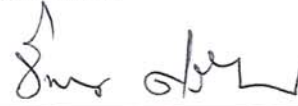
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา  
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(รศ. ร.อ. ดร.กนต์ธร ชานีประศาสน์)

ประธานกรรมการ



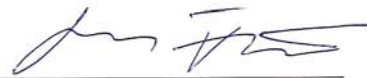
(อ. ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร.เอกชัย จันทสาโร)

กรรมการ



(ผศ. ดร.มงคล จิรวัชเรช)

กรรมการ



(รศ. ดร.เสาวณีย์ รัตนพานี)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการ



(รศ. น.อ. ดร.วรพจน์ จำพิศ)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

เจิมขง ปรารณารักษ์ : การลดการสั่นสะเทือนในคานด้วยอุปกรณ์ช้บการสั่นทางพลวัตแบบปรับตัวได้ (USING ADAPTIVE DYNAMIC VIBRATION ABSORBER TO SUPPRESS BEAM VIBRATION) อาจารย์ที่ปรึกษา : ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล, 172 หน้า. ISBN 974-533-592-4

วิธีการควบคุมการสั่นสะเทือนของระบบวิธีหนึ่งคือ การติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่น (Vibration Absorber) เพิ่มเติมเข้าไปในระบบเพื่อที่จะลดขนาดของการสั่นที่เกิดขึ้น ซึ่งโดยทั่วไปค่าความแข็งสปริงของตัวคูช้บการสั่นจะถูกปรับค่าให้มีความถี่ธรรมชาติเท่ากับค่าความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบ แต่ระบบส่วนใหญ่ในอุตสาหกรรมเราพบว่า แรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบนั้นมีหลายขนาด (Amplitude) และหลายความถี่และมักจะเกิดขึ้นพร้อมกัน ดังนั้นการปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นให้มีความถี่ธรรมชาติที่เหมาะสมที่สุดจึงมีความสามารถจำกัดในการลดขนาดการสั่นของระบบ วิทยานิพนธ์นี้ได้ศึกษาวิธีการปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบเพลามวลคู่ (Dual Cantilever Mass) ให้มีค่าที่เหมาะสมและมีประสิทธิภาพดีที่สุดต่อการลดขนาดการสั่นที่เกิดขึ้นของคาน โดยการประยุกต์ใช้วิธีแบบปรับความถี่ช้บ (Tuned Absorption Frequency) และการควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control)

ผลการศึกษาและวิเคราะห์เปรียบเทียบการทำงานของเกณฑ์ควบคุมที่ใช้ในการปรับแต่งค่าความแข็งสปริง พบว่า เกณฑ์ควบคุมแบบปรับความถี่ช้บจะสามารถช้บการสั่นได้ดีหากแรงที่กระทำเป็นแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีความถี่เพียงความถี่เดียว แม้ว่าความถี่ของแรงดังกล่าวจะมีการเปลี่ยนแปลงก็ตาม ส่วนเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวได้สามารถปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นได้อย่างเหมาะสมในการลดขนาดการสั่นได้ดี ทั้งกรณีที่แรงกระทำต่อระบบหลักเป็นแรงที่มีขนาดและความถี่เดียวหรือหลายขนาดและหลายความถี่ ดังนั้นอัลกอริทึมควบคุมแบบปรับตัวได้เป็นวิธีหนึ่งที่มีประสิทธิภาพที่ดีในการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบเพลามวลคู่ ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นทั่วไปได้

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
ปีการศึกษา 2549

ลายมือช้บนักศึกษา ปิณ ว. น.  
ลายมือช้บอาจารย์ที่ปรึกษา จิระพล ศรีเสริฐผล

CHERMTHONG PRATTANARAK : USING ADAPTIVE DYNAMIC

VIBRATION ABSORBER TO SUPPRESS BEAM VIBRATION.

THESIS ADVISOR : JIRAPHON SRISERTPHOL, Ph.D. 172 PP.

ISBN 974-533-592-4

ADAPTIVE CONTROL /STIFFNESS ADJUSTMENT/VIBRATION ABSORBER/  
DUAL CANTILEVER MASS ABSORBER

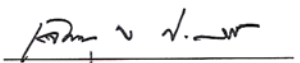
A method for vibration control is using vibration absorber. The amplitude of vibration is decreased by install the vibration absorber to the primary system. Normally, stiffness of the absorber is adjusted equal to the harmonics frequency of exciting force. However, the nature of harmonics force usually has multi amplitude and frequency. As a result, optimum adjustment for the stiffness of the absorber has limited to control the vibration of the system. This study aimed to demonstrate a method for optimize stiffness of dual cantilever mass absorber. Also, this absorber was the highest efficiency in reduced vibration of a beam by adapting for using tuned absorption frequency and adaptive control.

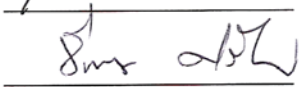
From the results and comparative analysis of control algorithm which used adjusted the stiffness of the absorber found that the tuned absorption frequency algorithm could well absorb if the harmonics force was a single frequency although this harmonics forces were varied. In the other hand, the adaptive control algorithm could adjust the optimum stiffness of the absorber to well reduce the vibration both in the cases of the single and multi exciting force. Therefore, the adaptive control algorithm was the one high efficiency method for the adjusted stiffness of the dual

cantilever mass absorber. This algorithm could adapt for optimize stiffness of the other vibration absorber.

School of Mechanical Engineering

Academic Year 2006

Student's Signature 

Advisor's Signature 

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงตามวัตถุประสงค์ทุกประการ ผู้วิจัยขอขอบพระคุณบุคคลต่าง ๆ ที่ให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยเหลืออย่างดียิ่ง ทั้งด้านวิชาการและด้านการดำเนินงานวิจัย ดังนี้

ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้ความรู้ ให้คำปรึกษาแนะนำ และคอยผลักดันส่งเสริมการทำวิจัย รวมทั้งให้คำแนะนำในการดำเนินชีวิตด้วยความเมตตาโดยตลอด และสละเวลาตรวจสอบแก้ไขให้วิทยานิพนธ์มีความถูกต้องสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

รองศาสตราจารย์ เรืออากาศเอก ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์ ที่ให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์ในการดำเนินงานวิจัย และให้โอกาสการทำงานในหลายด้านด้วยความกรุณาเสมอมา

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เอกชัย จันทสาโร ที่ให้ความรู้ คำแนะนำด้านวิชาการ และเป็นแบบอย่างที่ดีในการทำวิจัยแก่ผู้ทำวิจัย

รองศาสตราจารย์ นาวาเอก ดร.วรพจน์ จำพิศ รองศาสตราจารย์ ดร.ทวิช จิตรสมบูรณ์ และคณาจารย์ทุกท่าน ที่ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ด้วยความเมตตากรุณา

คุณอาภรณ์พรรณ ศรีอักษรวิทยา คุณทัศนีย์ ทิพย์สาคร เจ้าหน้าที่ประจำสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ ที่อำนวยความสะดวกในด้านธุรการต่าง ๆ

วิศวกรศูนย์เครื่องมือและเจ้าหน้าที่ประจำศูนย์เครื่องมือที่ให้คำแนะนำและอำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือต่าง ๆ

คุณอภัยยุทธ รอดพ่าย คุณเอกรงค์ สุขจิต คุณเกียรติศักดิ์ เห่งยมสูงเนิน และ พี่ ๆ เพื่อน ๆ บัณฑิตศึกษาทุกท่านที่ให้กำลังใจมาโดยตลอด

คุณพรอริยา ฉิรินัง ที่คอยให้ความช่วยเหลือในทุกด้าน รวมทั้งช่วยจัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์ และคอยเป็นกำลังแรงใจเสมอมา

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ทุกท่านที่ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ให้แก่ผู้ทำวิจัย ทั้งในอดีตตลอดจนถึงปัจจุบัน และกราบขอบพระคุณบิดา มารดา รวมถึงครอบครัว ปราชญ์รักษ์ทุกท่านที่ให้การอบรม เลี้ยงดู และส่งเสริมการศึกษาเป็นอย่างดีมาโดยตลอด จนทำให้ผู้วิจัยประสบความสำเร็จในชีวิตเรื่อยมา

เจิมธง ปราชญ์รักษ์

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย) .....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ง
สารบัญ .....	จ
สารบัญตาราง .....	ฉ
สารบัญรูป .....	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ .....	ต
<b>บทที่</b>	
<b>1 บทนำ .....</b>	<b>1</b>
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	2
1.3 ข้อยกเว้นเบื้องต้น.....	2
1.4 ขอบเขตของการวิจัย .....	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.6 การจัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์.....	3
<b>2 ปรัชมนวัตกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....</b>	<b>5</b>
2.1 การสันเสทือนอิสระที่ประกอบด้วยตัวหน่วง .....	5
2.2 การสันแบบบังคับ.....	9
2.3 การสันอันเนื่องมาจากการเสียดลในการหมุน.....	13
2.4 อุปกรณ์ซบการสันเสทือนแบบไร้ความหน่วง.....	15
2.5 ปรัชมนวัตกรรมที่เกี่ยวข้อง.....	19
2.6 สรุป.....	21



## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

<b>3</b>	<b>แบบจำลองทางคณิตศาสตร์</b> .....	23
3.1	แบบจำลองที่ใช้ในการทดลอง.....	23
3.2	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดแน่นบนคาน.....	24
3.2.1	ความถี่ธรรมชาติของคานและตัวกำเนิดการสั่น.....	24
3.2.2	อัตราส่วนความหน่วงของระบบ.....	25
3.2.2	ฟังก์ชันการถ่ายโอนของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดแน่นบนคาน.....	29
3.3	แรงฮาร์โมนิกของตัวกำเนิดการสั่น.....	32
3.4	การทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคานและตัวกำเนิดการสั่น.....	33
3.5	อุปกรณ์ชับการสั่นสะเทือนแบบเพลามวลคู่ (Dual Cantilever Mass).....	38
3.5.1	ลักษณะของอุปกรณ์ชับการสั่นแบบเพลามวลคู่.....	38
3.5.2	ความถี่คู่ชับของอุปกรณ์ชับการสั่นแบบเพลามวลคู่.....	39
3.5.2.1	ค่าความถี่คู่ชับจากวิธีการประมาณของดันเคอร์เลย์.....	39
3.5.2.2	ค่าความถี่คู่ชับจากวิธีการประมาณของเรย์ลีย์.....	40
3.5.2.3	ค่าความถี่คู่ชับจากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	43
3.5.2.4	ค่าความถี่คู่ชับจากการวัด.....	45
3.5.3	ความแข็งแรงสปริงของอุปกรณ์ชับการสั่น.....	54
3.6	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่น.....	57
3.7	เสถียรภาพของระบบเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่น.....	59
<b>4</b>	<b>เกณฑ์วิธีควบคุม</b> .....	60
4.1	การปรับค่าความถี่คู่ชับของอุปกรณ์ชับการสั่น.....	60
4.2	เกณฑ์วิธีควบคุมที่ใช้ปรับแต่งค่าความแข็งแรงสปริง.....	61
4.2.1	อุปกรณ์ชับการสั่นแบบตายตัว.....	61
4.2.2	เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่คู่ชับ.....	64
4.2.3	เกณฑ์วิธีควบคุมแบบความลาดชันปรับตัว.....	67

## สารบัญ (ต่อ)

### หน้า

4.2.3.1 การควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control) .....	67
4.2.3.2 รูปแบบของการปรับตัว.....	68
4.2.3.3 การควบคุมปรับตัวชนิดอ้างอิงแบบจำลอง .....	71
4.2.3.4 การประยุกต์ใช้การควบคุมปรับตัวกับอุปกรณ์ขับเคลื่อน .....	72
<b>5 การทดสอบเกณฑ์การควบคุมและผลการทดสอบ .....</b>	<b>76</b>
5.1 อุปกรณ์การทดลองและการติดตั้ง.....	76
5.1.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วย .....	76
5.1.2 การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง.....	79
5.2 การทดสอบการสั่นแบบแยกชั้นความถี่ทดสอบ .....	81
5.2.1 การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว .....	81
5.2.1.1 ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว.....	81
5.2.1.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว.....	82
5.2.1.3 สรุปผลอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว .....	83
5.2.2 การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าค่าความถี่ชิมซับ .....	83
5.2.2.1 ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ชิมซับ .....	83
5.2.2.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ชิมซับ .....	86
5.2.3 การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัว.....	88
5.2.3.1 ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัว .....	89
5.2.3.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัว.....	90
5.2.4 สรุปการทดสอบแบบแยกชั้นความถี่ทดสอบ .....	93
5.3 การทดสอบการสั่นแบบทดสอบการทำงานต่อเนื่อง.....	94
5.4 การทดสอบการสั่นภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่มีขนาดและความถี่ที่ซับซ้อน .....	100
5.4.1 วิธีการทดสอบระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน .....	101
5.4.2 ผลการทดสอบระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน .....	102

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

5.4.3	สรุปผลการทดสอบอุปกรณ์ช่วยการสิ้นภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่ซับซ้อน .....	107
6	สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ .....	109
6.1	สรุปผลการวิจัย .....	109
6.2	ข้อเสนอแนะในงานวิจัยต่อไป .....	111
	รายการอ้างอิง .....	113
	ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก	มิติของอุปกรณ์ช่วยการสิ้นแบบไร้ความหน่วงที่ใช้ในงานวิจัย .....	115
ภาคผนวก ข	โปรแกรมออกแบบอุปกรณ์ช่วยการสิ้นแบบไร้ความหน่วง .....	117
ภาคผนวก ค	โปรแกรมควบคุมอุปกรณ์ช่วยการสิ้นแบบไร้ความหน่วง .....	121
ภาคผนวก ง	โปรแกรมจำลองสถานการณ์การสิ้นสะท้อนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช่วยการสิ้นชนิดต่าง ๆ .....	124
ภาคผนวก จ	การเคาะทดสอบเพื่อหาอัตราส่วนความหน่วงของระบบ .....	129
ภาคผนวก ฉ	ตัวอย่างการคำนวณหาแอมพลิจูดและเฟสของคานภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ .....	133
ภาคผนวก ช	การปรับมาตรฐานโปรแกรมวัดการสิ้น .....	136
ภาคผนวก ซ	ขนาดการสิ้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช่วยการสิ้นแบบต่าง ๆ ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ .....	140
ภาคผนวก ฌ	รายละเอียดของอุปกรณ์วัดการสิ้นสะท้อน .....	162
ภาคผนวก ฎ	บทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ .....	170
	ประวัติผู้เขียน .....	172

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1	แอมพลิจูดและเฟสของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดตั้งอยู่..... 36
3.2	ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลาามวลคู่ที่ได้จากวิธีต่างๆ ..... 53
3.3	ค่าความแข็งสปริงที่คำนวณจากความถี่คูดชั้บของอุปกรณ์ชั้บการสั่น ซึ่งได้จากการวัด ..... 55
5.1	ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบตายตัวที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ ณ ความถี่ต่าง ๆ ..... 82
5.2	ขนาดการสั่นสูงสุดเฉลี่ยของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุม แบบปรับค่าความถี่ชั้บที่สถานะคงตัว ..... 86
5.3	ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับค่าความถี่ชั้บภายใต้แรงกระทำ ที่ความถี่ต่าง ๆ ..... 87
5.4	ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุม แบบปรับตัวที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ต่าง ๆ ..... 91
5.5	ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับค่าความถี่ชั้บภายใต้แรงกระทำ ที่ความถี่ต่าง ๆ ..... 92
5.6	ความถี่พ้องของระบบ ณ ตำแหน่งความถี่คูดชั้บต่าง ๆ ของอุปกรณ์ ชั้บการสั่นสะเทือน..... 105
5.7	ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นเมื่ออยู่ภายใต้ แรงฮาร์โมนิกส์ผสม ..... 106
จ.1	ค่าอัตราส่วนความหน่วง (Damping Ratio) โดยประมาณของวัสดุชนิดต่าง..... 132
ช.1	ขนาดการขจัดกาการสั่นที่อ่านได้จากไมโครมิเตอร์เปรียบเทียบกับ โปรแกรม LabVIEW..... 139
ฉ.1	คุณลักษณะของอุปกรณ์ตรวจจับการสั่น ..... 167

## สารบัญญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	แบบจำลองของระบบเชิงกลที่มีการสั่นแบบอิสระ และแผนภาพวัตถุอิสระของมวล.....6
2.2	แบบจำลองและแผนภาพวัตถุอิสระของระบบ มวลสปริงตัวหน่วงภายใต้แรงกระทำ.....9
2.3	ความสัมพันธ์ของแฟกเตอร์ขยายกับอัตราส่วนความถี่ของระบบ.....13
2.4	แบบจำลองและแผนภาพวัตถุอิสระของระบบที่มี การสั่นสะเทือนอันเนื่องมาจากการเสียดทานในการหมุน.....14
2.5	กราฟการตอบสนองของระบบที่มีการหมุนไม่สมดุล.....15
2.6	แบบจำลองของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน ซึ่งอยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์.....16
2.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของการสั่นของระบบที่ติดตั้ง อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบไม่มีความหน่วงกับอัตราส่วนความถี่.....18
3.1	แบบจำลองที่ใช้ในการทดลอง.....23
3.2	แบบจำลองของคานที่มีตัวกำเนิดแรงติดตั้งอยู่ตรงกลาง.....24
3.3	แผนภาพวัตถุอิสระของคานที่ติดตั้งตัวกำเนิดแรง.....25
3.4	ผลการตอบสนองของคานที่ทำการเกาะทดสอบ.....29
3.5	แผนภาพวัตถุอิสระของคานที่มีตัวกำเนิดแรงติดตั้งอยู่ตรงกลาง.....30
3.6	แผนภาพโบคการตอบสนองของระบบ.....32
3.7	มิติงานหลักกลมเจาะรูเชิงศูนย์กลางของตัวกำเนิดการสั่น.....32
3.8	แผนภาพบล็อกการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ.....34
3.9	แผนภาพบล็อกฟังก์ชันถ่ายโอนของคานและตัวกำเนิดการสั่น.....34
3.10	กราฟเปรียบเทียบการขจัดกาการสั่นของคานที่ได้จากการคำนวณและจากการวัด.....37
3.11	กราฟเปรียบเทียบเฟสของเอาต์พุตที่ได้จากการคำนวณและจากการวัด.....37
3.12	ลักษณะของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวล.....38
3.13	มิติของอุปกรณ์ขับเคลื่อน.....39

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.14 การโค้งตัวของเพลานื่องมาจากน้ำหนักของเพลานื่อง.....	41
3.15 การโค้งตัวของเพลานื่องมาจากน้ำหนักของมวลที่ปลายคานเพลานื่อง.....	42
3.16 แบบจำลองของอุปกรณ์ขับเคลื่อน ..... 44	44
3.17 การขจัดของคานเมื่อดูกระทันหันด้วยความถี่ต่างๆ.....	46
3.18 กราฟเปรียบเทียบความถี่ธรรมชาติเมื่อระยะห่างมวลมีการเปลี่ยนแปลง.....	54
3.19 ความสัมพันธ์ของค่าความถี่สปริงกับตำแหน่งมวล.....	56
3.20 ความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงของค่าความถี่สปริงกับตำแหน่งมวล.....	56
3.21 แบบจำลองทางกลของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน.....	57
3.22 แผนภาพโบลการตอบสนองของระบบ.....	58
3.23 ตำแหน่งโพลของระบบที่มีการเปลี่ยนแปลงค่าความถี่สปริง ในช่วง 3,327 –11,320 N/m.....	59
4.1 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของระบบ.....	60
4.2 ผลกระทบของการติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน.....	62
4.3 ช่วงการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่หวังผล.....	63
4.4 แผนภาพการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ธรรมชาติ.....	64
4.5 แผนภาพบล็อกการทำงานของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ธรรมชาติ.....	65
4.6 ผลการตอบสนองของระบบหลักในโดเมนความถี่ เมื่อค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ขับเคลื่อนมีการเปลี่ยนแปลง.....	65
4.7 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ธรรมชาติ.....	66
4.8 แผนภาพของระบบปรับตัว.....	67
4.9 แผนภาพการทำงานของวิธีปรับตัวแบบ Gain Scheduling.....	68
4.10 แผนภาพของวิธีการควบคุมปรับตัวแบบอ้างอิงแบบจำลอง.....	69
4.11 แผนภาพการควบคุมปรับตัวแบบบังคับตัวปรับค่า.....	70
4.12 ชนิดของตัวควบคุมและการนำไปใช้งาน.....	70
4.13 แผนภาพหลักการทำงานของ MRAS.....	71
4.14 ระบบสันตะเพื่อนที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน.....	73

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.15 แผนภาพบล็อกของระบบ .....	73
4.16 แผนภาพบล็อกของตัวควบคุมแบบปรับตัว .....	75
5.1 กานที่ใช้ในการทดสอบ .....	77
5.2 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วมอเตอร์ .....	77
5.3 อุปกรณ์ชั้บการสั่นที่ใช้ในการทดลอง .....	78
5.4 DAQ Card รุ่น PCI-MIO-16XE-10 .....	78
5.5 อุปกรณ์ตรวจจับความเร่ง (Accelerometer) .....	79
5.6 ภาพวาดการติดตั้งอุปกรณ์ในงานทดลอง .....	79
5.7 ภาพถ่ายการติดตั้งอุปกรณ์ในงานทดลอง.....	80
5.8 ตำแหน่งที่ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับความเร่งที่ 1 .....	80
5.9 ตำแหน่งที่ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับความเร่งที่ 2.....	80
5.10 กราฟความสัมพันธ์ของขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้ง อุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบตายตัวกับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์.....	83
5.11 แผนภาพบล็อกขั้นตอนการทำงานของแบบจำลองแบบปรับค่าความถี่ชั้บ .....	84
5.12 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม LabVIEW ที่ใช้ควบคุมอุปกรณ์ชั้บการสั่น แบบปรับค่าความถี่ชั้บ.....	85
5.13 กราฟความสัมพันธ์ของค่าความถี่สปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่น แบบปรับค่าความถี่ชั้บกับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์.....	88
5.14 แผนภาพบล็อกการจำลองการสั่นของระบบที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว.....	88
5.15 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของอุปกรณ์ชั้บการสั่น ที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว.....	90
5.16 กราฟความสัมพันธ์ของค่าความถี่สปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่นกับความถี่ ของแรงฮาร์โมนิกส์โดยใช้เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัว .....	93
5.17 กราฟเปรียบเทียบขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่น โดยใช้เกณฑ์วิธี ควบคุมแบบต่างๆ .....	94

## สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.18 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบตายตัวจากการทดสอบครั้งที่ 1 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	95
5.19 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ้บชั้บจากการทดสอบ ครั้งที่ 1 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	96
5.20 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวได้จากการทดสอบครั้งที่ 1 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	96
5.21 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบตายตัวจากการทดสอบครั้งที่ 2 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	97
5.22 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ้บชั้บจากการทดสอบ ครั้งที่ 2 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	97
5.23 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวได้จากการทดสอบ ครั้งที่ 2 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	98
5.24 ความเร็วในการปรับค่าอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ้บชั้บ .....	99
5.25 ความเร็วในการปรับค่าของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวได้ .....	99
5.26 การสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ้บชั้บเมื่ออยู่ภายใต้แรง ฮาร์โมนิกส์ผสม .....	101
5.27 ผลการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ้บชั้บเมื่อถูกระทำได้ด้วย แรงฮาร์โมนิกส์ผสม .....	102
5.28 ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ้บชั้บที่อยู่ภายใต้ แรงฮาร์โมนิกส์ผสม .....	103
5.29 ผลการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวได้เมื่อถูกระทำได้ด้วย แรงฮาร์โมนิกส์ผสม .....	103
5.30 ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวที่อยู่ ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม .....	104
5.31 กราฟความสัมพันธ์ของความถี่ดุดชั้บของอุปกรณ์ชั้บการสั่นกับความถี่พ้องของระบบ .....	105
5.32 กราฟความสัมพันธ์ของขนาดการสั่นของคานกับความถี่เปลี่ยนแปลง ( $f_{var}$ ) .....	107



## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.1 ขนาดการสั้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแต่ละชนิดที่สถานะคงตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์เดี่ยว.....	110
6.2 ขนาดการสั้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแต่ละชนิดที่สถานะคงตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม.....	110
ค.1 Panel ของโปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ซิมซับ.....	122
ค.2 Block Diagram ของโปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ซิมซับ .....	122
ค.3 Panel ของโปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว .....	123
ค.4 Block Diagram ของโปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว .....	123
จ.1 ระบบในการทดสอบหาค่าความหน่วงโดยการเคาะทดสอบ .....	130
จ.2 สัญญาณความเร่งของคานในการเคาะทดสอบ .....	131
จ.3 สัญญาณความเร่งที่พิจารณาในช่วงเวลา 3-4 วินาที .....	131
ช.1 การติดตั้งไมโครมิเตอร์ในชุดปฏิบัติการ.....	137
ช.2 Panel ของโปรแกรมวัดการขจัดการสั้น.....	138
ช.3 Block Diagram ของโปรแกรมวัดการขจัดการสั้น .....	138
ช.4 กราฟเปรียบเทียบการขจัดการสั้นจากไมโครมิเตอร์และโปรแกรม LabVIEW .....	139
ช.1 ขนาดการสั้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั้น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง .....	141
ช.2 ขนาดการสั้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ซิมซับที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั้น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง.....	148
ช.3 ขนาดการสั้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง.....	155
ฉ.1 Block Diagram ของ PCI-MIO-16XE-10 .....	163
ฉ.2 I/O Connector Pin Assignment for The PCI-MIO-16XE-10 .....	166
ฉ.3 ภาพถ่ายของอุปกรณ์ตัวตรวจวัดความเร่ง รุ่น CXL 25M3 .....	167
ฉ.4 ขนาดมิติของอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง.....	168

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

$\gamma$	อัตราการปรับตัว
$\delta_{st}$	การขจัดสถิต
$\zeta$	อัตราส่วนความหน่วง
$\omega_a$	ความถี่คู่คี่
$\omega_d$	ความถี่ธรรมชาติแบบหน่วง
$\omega_f$	ความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์
$\omega_n$	ความถี่ธรรมชาติของคาน
$\Omega$	ความถี่ธรรมชาติใหม่ในระบบ
A	แอมพลิจูด
ADVA	Active Dynamic Vibration Absorber
$b$	ความหน่วง
$b_c$	ความหน่วงวิกฤต
DOF	Degree of Freedom
DVA	Dynamic Vibration Absorber
$E$	โมดูลัสความยืดหยุ่น
$f$	แรง
$I$	โมเมนต์ความเฉื่อย
$J$	Loss Function
$K$	อัตราขยาย
$k$	ค่าความแข็งสปริงของคาน
$k_a$	ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่น
$L$	ความยาว
$l$	ระยะห่างมวลซับการสั่น
M	มวลของระบบหลัก
$m$	มวล
$m_a$	มวลซับการสั่น

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

$m_{eff}$	มวลประสิทธิภาพ
$m_1$	มวลของคาน
$m_2$	มวลของตัวกำเนิดการสั่น
MRAS	Model-Reference Adaptive Control
$r$	อัตราส่วนความถี่
STR	Self-Tuning Regulator
$T$	พลังงานจลน์
$U$	พลังงานศักย์
$W$	น้ำหนัก
$x$	การขจัด
$y$	การขจัดสถิติ

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันวิธีการควบคุมการสั่นสะเทือนสามารถกระทำได้หลายวิธี สำหรับงานในทางวิศวกรรม เหตุที่ต้องควบคุมการสั่นสะเทือนนั้น สามารถพิจารณาได้สองกรณีใหญ่ๆ กรณีแรกคือการนำประโยชน์ที่เกิดจากการสั่นไปใช้งาน เช่น การทำความร้อนโดยการสั่นที่ความถี่สูง เครื่องเขย่า (Shaker) เพื่อแยกสาร คัดขนาดของผลผลิต หรือเพื่อให้สารเคมีตกตะกอน ซึ่งงานควบคุมดังกล่าวต้องการการควบคุมขนาดและความถี่ของการสั่นให้มีค่าคงที่ตลอดเวลาการทำงาน กรณีที่สองเพื่อป้องกันการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นให้ลดลงหรือหายไปจากระบบ เช่น ในโครงสร้างของสะพาน อาคาร เครื่องยนต์ หรือในระบบกลไกการทำงานต่าง ๆ ซึ่งการสั่นนี้อาจจะเกิดมาจากการกระทำของสิ่งแวดล้อม เช่น แรงลมที่กระทำต่ออาคารและสะพาน หรือการสั่นที่เกิดจากตัวระบบเอง เช่น การสั่นสะเทือนอันเนื่องมาจากกลไกการทำงานของชิ้นส่วนที่มีการหมุน การกระทบของชิ้นส่วนต่างๆ หรือแม้แต่การไหลของของไหลภายในในท่อ เป็นต้น ในกรณีระบบมีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ที่จะต้องมีการสั่นเกิดขึ้นอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้เสมอไม่ว่าระบบนั้นจะถูกออกแบบให้ดีเพียงใดก็ตาม และการสั่นสะเทือนนี้เองที่ทำให้เกิดปัญหาต่าง ๆ เช่น เกิดเสียงรบกวน เกิดความล้าชิ้นในวัสดุของโครงสร้าง หรือในกรณีวิกฤต อาจทำให้โครงสร้างหรือเครื่องจักรเสียหาย และการสั่นในบางความถี่จะมีผลโดยตรงและอาจเป็นอันตรายต่อมนุษย์ได้ สำหรับการป้องกันการสั่นสะเทือนโดยหลักการแล้วสามารถกระทำได้ 2 วิธีคือ วิธีแรก สร้างเครื่องจักรหรือโครงสร้างให้มีความสมบูรณ์ ซึ่งหมายความว่า จะไม่มีแรงลัพท์กระทำออกมานอกระบบเลยถึงแม้ระบบจะมีชิ้นส่วนที่กำลังเคลื่อนที่อยู่ก็ตาม วิธีการนี้เรียกว่า การถ่วงดุล (Balancing) แม้ว่าจะมีความเป็นไปได้หลายกรณีที่จะสร้างเครื่องจักรให้มีความสมบูรณ์ แต่ก็มีความยุ่งยาก และมีค่าใช้จ่ายที่สูงทั้งในการออกแบบ การสร้าง และการบำรุงดูแลรักษา ส่วนวิธีที่สองนั้น เพื่อเป็นการหลีกเลี่ยง ความยุ่งยาก และค่าใช้จ่ายดังที่ได้กล่าวมาแล้ว อาจยอมให้ระบบมีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น โดยควบคุมให้อยู่ภายใต้เงื่อนไขที่ยอมรับได้ ด้วยการออกแบบและใช้อุปกรณ์ต่างๆ มาควบคุมการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นให้ได้ตามต้องการ

การควบคุมการสั่นสะเทือน (กนต์ธร ชำนิประศาสน์, 2545) โดยหลักๆ เราสามารถทำได้ ดังนี้คือ ควบคุมความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) ของระบบไม่ให้พ้องกับความถี่ของแรง

กระทำจากภายนอก เพิ่มตัวหน่วงเพื่อลดขนาดของการสั่นลง ติดตั้งฉนวนการสั่น (Vibration Isolator) เพื่อลดการส่งผ่านการสั่น และติดตั้งวัสดุหรืออุปกรณ์ซับการสั่น (Vibration Absorber) เพื่อให้การสั่นตกไปอยู่ที่อุปกรณ์ดังกล่าว โดยทั่วไป การควบคุมการสั่นสะเทือนโดยการควบคุมความถี่ธรรมชาติและการเพิ่มตัวหน่วงเข้าไปในระบบสามารถทำได้โดยการเปลี่ยนแปลงมวล วัสดุของชิ้นส่วนต่างๆ จุดรองรับ (Support) หรือลักษณะของข้อต่อ (Joint) แต่คุณลักษณะและการทำงานของเครื่องจักรจะถูกกำหนดขึ้นมาก่อนและเปลี่ยนแปลงได้ยาก ดังนั้น การควบคุมการสั่นโดยวิธีดังกล่าวจะมีความยุ่งยากค่อนข้างมาก สำหรับการติดตั้งฉนวนการสั่นในบางระบบจะมีความยุ่งยาก เช่น ฉนวนการสั่นที่ใช้ในระบบทำความเย็นขนาดใหญ่ เป็นต้น เนื่องจากน้ำหนักของเครื่องจักรมีมาก การติดตั้งและเปลี่ยนฉนวนการสั่นและเมื่อสิ้นสุดอายุการใช้งานจึงกระทำได้ยาก ส่วนอุปกรณ์ซับการสั่นสะเทือนนั้นสามารถนำไปควบคุมการสั่นสะเทือนในภายหลังได้โดยง่าย จึงเป็นวิธีการที่ดีและมีความเหมาะสมวิธีหนึ่งในการควบคุมการสั่นที่เกิดขึ้น

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วว่า การสั่นสะเทือนนั้นนอกจากจะก่อให้เกิดเสียงและการสั่นรบกวนแล้วยังก่อให้เกิดความเสียหายต่อโครงสร้างหรือระบบต่าง ๆ อย่างไรก็ตาม ระบบทางกลทั่วไปจะมีการทำงานในหลายช่วงความถี่ แรงที่เกิดขึ้นจึงเป็นแรงพลวัตซึ่งความถี่และขนาดของแรงดังกล่าวจะไม่คงที่ ดังนั้นการควบคุมการสั่นในเบื้องต้น อันได้แก่ การควบคุมความถี่ธรรมชาติ การเพิ่มตัวหน่วงให้กับระบบ การใช้ฉนวนการสั่น จะให้ผลในการลดการสั่นที่ยังไม่มีประสิทธิภาพมากนัก

อุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัต (Dynamic Vibration Absorber) ที่ได้ถูกคิดค้นและพัฒนาขึ้นมา ทั้งลักษณะตายตัว (Passive Absorber) คือ ปรับค่าไม่ได้ หรือแบบที่สามารถปรับค่าได้ (Active Absorber) นั้น จะมีจุดเด่นที่ต่างกันตามแต่การประยุกต์นำไปใช้งาน สำหรับจุดประสงค์ในงานวิจัยนี้จะนำขั้นตอนวิธีการปรับตัวได้ (Adaptive Algorithm) มาประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริง (Stiffness) ของอุปกรณ์ซับการสั่นชนิดปรับค่าได้ โดยเลือกใช้อุปกรณ์ซับการสั่นที่มีลักษณะเป็นมวลติดที่ส่วนปลายของเพลลา (Dual Cantilever Mass) ซึ่งเป็นอุปกรณ์ซับการสั่นที่ Christopher Ting-kong และ Simon Hill ได้ศึกษาไว้ก่อนหน้านี้มาเป็นแบบจำลองในการทดสอบ

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

เพื่อศึกษาและออกแบบอุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบปรับตัวได้ โดยนำเกณฑ์วิธีปรับตัว (Adaptive Algorithm) มาประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่นเพื่อลดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในคานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

### 1.3 ข้อตกลงเบื้องต้น

1. แบบจำลองอุปกรณ์ชั่งการสั่นที่ใช้ทดสอบเป็นแบบเพลามวลคู่ (Dual Cantilever Mass)
2. อุปกรณ์ชั่งการสั่นที่ใช้ จะพิจารณาเป็นอุปกรณ์ชั่งการสั่นที่ไม่มีความหน่วง (Undamped Absorber)
3. กานและอุปกรณ์ชั่งการสั่นพิจารณาเป็นวัตถุแข็งเกร็ง (Rigid Body)
4. การหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์ชั่งการสั่น จะไม่พิจารณาผลกระทบของตลับลูกปืน และค่าความต้านทานในเนื้อของวัสดุ
5. ระบบที่ใช้ในการทดสอบ เป็นกานที่ใช้ในชุดปฏิบัติการการสั่นสะเทือนของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

### 1.4 ขอบเขตของการวิจัย

1. พัฒนาเกณฑ์วิธีปรับตัว (Adaptive Algorithm) เพื่อปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั่งการสั่นให้เป็นที่ไปอย่างเหมาะสม ในการลดขนาดการสั่นที่เกิดขึ้น โดยจะพัฒนาขึ้นมา 2 เกณฑ์วิธี ได้แก่ Tuning Absorption Frequency และ Adaptive Gradient Algorithm เพื่อเปรียบเทียบผล
2. โปรแกรมควบคุมและบันทึกผลการทดลองใช้โปรแกรม LabVIEW version 7.1
3. การควบคุมการสั่นของกานจะควบคุมเฉพาะการสั่นตามขวาง

### 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. แนวทางในการควบคุมการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในกาน ได้อย่างมีประสิทธิภาพ
2. เป็นแนวทางในการประยุกต์เอาเกณฑ์วิธีการปรับตัวมาใช้ควบคุมการสั่น
3. ได้ตัวควบคุมสั่งการและโปรแกรมบันทึกและแสดงผลการสั่นสะเทือน
4. เพิ่มพูนความรู้และทักษะในทางวิศวกรรม และสามารถนำไปพัฒนาต่อเพื่อใช้ประโยชน์ในทางวิชาการและภาคอุตสาหกรรม

### 1.6 การจัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์นี้ประกอบด้วย 6 บท 8 ภาคผนวก ซึ่งมีรายละเอียดโดยย่อ ดังนี้

บทที่ 1 เป็นบทนำซึ่งจะกล่าวถึงความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์ และเป้าหมายของงานวิจัยวิทยานิพนธ์ ตลอดจนขอบเขต และประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัยนี้

บทที่ 2 กล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวกับการสั่นสะเทือน อุปกรณ์ที่ใช้คู่ชั่งการสั่นสะเทือน รวมถึงปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

บทที่ 3 กล่าวถึงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคานและอุปกรณ์รับภาระสั้น รวมถึงการทดสอบแบบจำลองของระบบ พร้อมทั้งสรุป

บทที่ 4 อธิบายทฤษฎี และขั้นตอนวิธีที่ใช้ในการควบคุม

บทที่ 5 เป็นการทดสอบระบบ และการทำงานของอุปกรณ์รับภาระสั้น และเปรียบเทียบผล

บทที่ 6 เป็นบทสรุปและข้อเสนอแนะ

## บทที่ 2

### ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การควบคุมการสั่นสะเทือนด้วยอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบปรับค่าได้ (Active Dynamic Vibration Absorber, ADVA) โดยการปรับความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ช้บการสั่นหรือความถี่ช้บ (Absorption Frequency) ให้เท่ากับความถี่ของแรงที่กระทำต่อระบบนั้น จะทำงานได้ดีเมื่อแรงที่กระทำต่อระบบเป็นแรงความถี่เดียว แต่แรงในธรรมชาติหรือแรงที่เกิดขึ้นในเครื่องจักรจะประกอบด้วยหลายแอมพลิจูดและความถี่ ฉะนั้นการใช้อุปกรณ์ช้บการสั่นแบบปรับค่าความถี่ช้บจึงมีข้อจำกัดในการใช้งาน

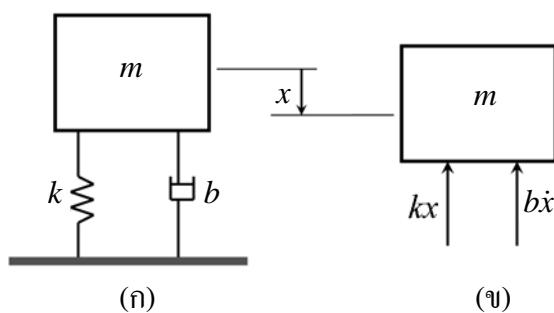
ในงานศึกษานี้จะแก้ไขข้อจำกัดดังกล่าว เพื่อให้อุปกรณ์ช้บการสั่นมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงมากขึ้น โดยใช้คานเป็นแบบจำลองทดสอบและใช้ในการทดลอง สำหรับเนื้อหาในบทนี้ จะกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง และลำดับพัฒนาการของอุปกรณ์ช้บการสั่นที่ผ่านมา

#### 2.1 การสั่นสะเทือนอิสระที่ประกอบด้วยตัวหน่วง

ลักษณะทางกายภาพของปรากฏการณ์การสั่นสะเทือนจะเกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนรูปไปมาของพลังงาน สำหรับระบบที่มีการสั่นสะเทือนนั้นจะมีองค์ประกอบสำคัญ คือ องค์ประกอบที่สะสมพลังงานศักย์ องค์ประกอบที่สะสมพลังงานจลน์ และองค์ประกอบที่หน่วงให้พลังงานของระบบลดลง ซึ่งการเปลี่ยนรูปไปมาของพลังงาน จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่และการเคลื่อนที่นี้จะก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้น กล่าวคือ เมื่อมีการสะสมพลังงานศักย์ขึ้นในระบบ พลังงานนี้จะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานจลน์ ซึ่งอยู่ในลักษณะการเคลื่อนที่ของมวลในระบบ และการเคลื่อนที่นี้จะก่อให้เกิดการสะสมพลังงานศักย์ขึ้นอีก เป็นเช่นนี้ไปเรื่อยๆ ส่วนองค์ประกอบที่หน่วงพลังงานของระบบนั้น ก็จะทำให้เปลี่ยนพลังงานศักย์และพลังงานจลน์ของระบบให้อยู่ในรูปอื่น เช่น เสียงหรือความร้อน เป็นต้น จนในที่สุดพลังงานของระบบหมดไป นอกเสียจากว่ามีสิ่งใดสิ่งหนึ่งมากระทำหรือกระตุ้นให้การสั่นสะเทือนยังคงมีอยู่

แบบจำลองของระบบแสดงดังรูปที่ 2.1 เมื่อ  $m$  คือ มวลของระบบ  $k$  คือ ค่าความแข็งสปริง และ  $b$  เป็นความหน่วงของระบบ ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการเคลื่อนที่ (Equation of Motion) ได้ดังสมการที่ (2.1)





รูปที่ 2.1 (ก) แบบจำลองของระบบเชิงกลที่มีการสั่นแบบอิสระ (ข) แผนภาพวัตถุอิสระของมวล

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (2.1)$$

หรือ

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.2)$$

กำหนดให้ความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency,  $\omega_n$ ) ของระบบที่มีการสั่นแบบอิสระ มีค่า

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.3)$$

และนิยามให้ อัตราส่วนความหน่วง (Damping Ratio,  $\zeta$ ) เป็น

$$\zeta = \frac{b}{b_c} \quad (2.4)$$

เมื่อ  $b_c$  คือ ค่าความหน่วงวิกฤต (Critical Damp) ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$b_c = 2m\omega_n = 2\sqrt{mk} \quad (2.5)$$

ดังนั้นสมการที่ (2.2) สามารถเขียนได้ใหม่ คือ

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (2.6)$$

สมการที่ (2.6) โดยการเปลี่ยนรูปลาปลาซ (Laplace Transform) จะได้ผลเฉลยทั่วไปในโดเมนความถี่เชิงซ้อน (Complex Frequency Domain) อยู่ในรูป

$$X(s) = \frac{\dot{x}(0) + (s + 2\zeta\omega_n)x(0)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.7)$$

เมื่อ  $x(0)$  และ  $\dot{x}(0)$  เป็นสภาวะเริ่มต้น (Initial Condition) และจะได้สมการลักษณะเฉพาะ (Characteristic Equation) คือ

$$s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2 = 0 \quad (2.8)$$

รากของสมการที่ (2.8) คือ

$$s_{1,2} = \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 + 1}\right)\omega_n \quad (2.9)$$

จากสมการที่ (2.7) ถึง (2.9) จะเห็นได้ว่าลักษณะการสั่นของระบบจะขึ้นอยู่กับค่าอัตราส่วนความหน่วง  $\zeta$  สำหรับระบบที่มีตัวหน่วง ( $b \neq 0$ ) จะแยกพิจารณาออกได้เป็น 3 กรณี คือ

1. กรณีระบบมีความหน่วงสูง (Overdamped System) เมื่อ  $\zeta > 1$  ค่าของราก  $s_1$  และ  $s_2$  ในสมการที่ (2.9) จะเป็นจำนวนจริงและมีค่าเป็นลบ ผลเฉลยของสมการที่ได้จากการแปลงรูปลาปลาซผกผัน (Inverse Laplace Transform) ให้อยู่ในโดเมนของเวลา (Time Domain) คือ

$$x(t) = A_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + A_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} \quad (2.10)$$

$$\text{โดยที่ } A_1 = \frac{\dot{x}_0 + \omega_n(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})x_0}{2\omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1}} \quad \text{และ} \quad A_2 = -\frac{\dot{x}_0 + \omega_n(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})x_0}{2\omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1}}$$

จะเห็นว่าค่า  $e$  ในสมการที่ (2.10) มีเลขชี้กำลังเป็นจำนวนจริงที่เป็นลบ ทำให้การตอบสนองของระบบจะเคลื่อนที่จากสภาพเริ่มต้นเข้าสู่สมดุลโดยไม่มีการแกว่งเกิดขึ้น หรืออาจกล่าวได้ว่า การตอบสนองของระบบไม่เป็นคาบ

2. กรณีระบบมีความหน่วงวิกฤต (Critical Damped System) เมื่อ  $\zeta = 1$  ในกรณีนี้รากทั้งสองค่าของสมการ จะเป็นจำนวนจริง และมีค่าเท่ากัน คือ  $s_1 = s_2 = \omega_n$  ทำให้ได้ผลเฉลยของสมการการเคลื่อนที่ในโดเมนความถี่เชิงซ้อน เป็น

$$X(s) = \frac{x(0)}{(s + \omega_n)} + \frac{\dot{x}(0) + \omega_n x(0)}{(s + \omega_n)^2} \quad (2.11)$$

ซึ่งสามารถเขียนผลเฉลยให้อยู่ในโดเมนของเวลาได้

$$x(t) = x_0 e^{-\omega_n t} + (\dot{x}_0 + \omega_n x_0) t e^{-\omega_n t} \quad (2.12)$$

ผลการตอบสนองของระบบในกรณีนี้จะไม่เป็นคาบเช่นเดียวกับกรณีของระบบความหน่วงสูง และเมื่อเวลาผ่านไป หรือ  $t$  มีค่ามากขึ้น จะทำให้ แอมพลิจูด หรือ  $e^{-\omega_n t}$  มีค่าลดลงเข้าใกล้ศูนย์ การสั่นจึงหมดไป

3. กรณีระบบมีความหน่วงต่ำ (Underdamped System) เมื่อ  $\zeta < 1$  กรณีนี้ค่าราก  $s_1$  และ  $s_2$  จะเป็นจำนวนจินตภาพ สมการผลการตอบสนองของระบบคือ

$$X(s) = \frac{(s + \zeta \omega_n)x(0)}{(s + \zeta \omega_n)^2 + \omega_d^2} + \frac{\dot{x}(0) + \zeta \omega_n x(0)}{(s + \zeta \omega_n)^2 + \omega_d^2} \quad (2.13)$$

เมื่อนิยามให้ ความถี่ของการสั่นแบบหน่วง (Damped Natural Frequency) คือ

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} \quad (2.14)$$

หรือจัดรูปให้อยู่ในโดเมนของเวลาได้ คือ

$$x(t) = e^{-\zeta \omega_n t} \left[ x_0 \cos \omega_d t + \left( \frac{\zeta \omega_n x_0 + \dot{x}_0}{\omega_d} \right) \sin \omega_d t \right] \quad (2.15)$$

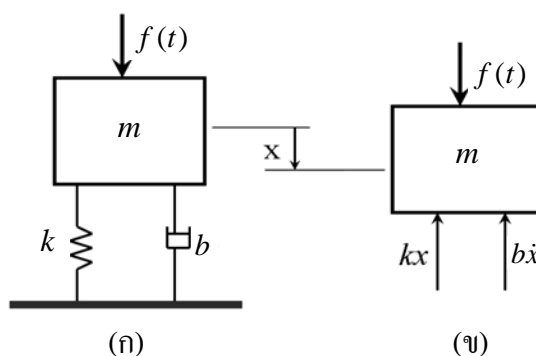
กรณีนี้การตอบสนองของระบบจะเป็นคาบ เนื่องจาก  $\left[ x_0 \cos \omega_d t + \left( \frac{\zeta \omega_n x_0 + \dot{x}_0}{\omega_d} \right) \sin \omega_d t \right]$  ซึ่งเป็นพจน์ที่แสดงถึงการสั่นกลับไปกลับมา แต่เมื่อพิจารณาสมการที่ (2.15) จะเห็นว่าพจน์ดังกล่าวคูณอยู่

กับ  $e^{-\zeta\omega_n t}$  ดังนั้น เมื่อเวลาผ่านไปแอมพลิจูดหรือขนาดของการสั่นจะมีค่าลดลงจนกระทั่งระบบหยุดนิ่ง

สำหรับเครื่องจักร โครงสร้างหรือระบบใดก็ตามที่มีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น แสดงว่า ระบบนั้นเป็นกรณีที่ระบบมีความหน่วงต่ำ เนื่องจากเป็นกรณีเดียวที่จะทำให้การตอบสนองของระบบมีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้น ดังรายละเอียดที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น

## 2.2 การสั่นแบบบังคับ

ระบบที่มีการสั่นแบบบังคับโดยทั่วไปจะอยู่ภายใต้แรงกระทำ โดยที่แรงเหล่านี้จะเป็นฟังก์ชันกับเวลา ซึ่งมีอยู่ในระบบต่าง ๆ เช่น แรงกระแทก (Impact) แรงแบบสุ่ม (Random) หรือแรงแบบฮาร์โมนิกส์ (Harmonics) เป็นต้น สำหรับแรงแบบฮาร์โมนิกส์นี้ถือว่าเป็นแรงพลวัตที่พบเห็นได้มากในระบบที่มีการสั่นในทางวิศวกรรม ซึ่งจะพบแรงลักษณะนี้ในเครื่องจักรหรือกลไกที่มีการหมุน



รูปที่ 2.2 ระบบมวลสปริงตัวหน่วงภายใต้แรงกระทำ (ก) แบบจำลองของระบบ (ข) แผนภาพวัตถุอิสระของระบบ

โดยปกติแล้วการตอบสนองของระบบจะประกอบไปด้วยสองส่วน คือ การตอบสนองชั่วคราว (Transient Response) และการตอบสนองในสถานะคงตัว (Steady-State Response) ซึ่งจะคงอยู่ตลอดเท่าที่มีแรงกระทำ เนื่องจากการตอบสนองชั่วคราวจะหายไปเมื่อเวลาผ่านไปพอสมควร การตอบสนองจะคงอยู่เพียงการตอบสนองในสถานะคงตัวของระบบ จากแผนภาพวัตถุอิสระในรูปที่ 2.2 (ข) จะได้สมการการเคลื่อนที่ คือ

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.16)$$

แรงที่กระทำกับระบบเป็นแรงฮาร์โมนิกส์ (Harmonics force) ดังนั้นแรงดังกล่าวกำหนดให้เป็น

$$f(t) = F_0 \sin \omega t \quad (2.17)$$

โดยที่  $F_0$  เป็นขนาดของแรง และ  $\omega$  เป็นความถี่ฮาร์โมนิกส์ จากสมการที่ (2.16) สามารถเขียนให้อยู่ในรูป

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = f(t) \quad (2.18)$$

หรือเขียนให้อยู่ในโดเมนความถี่เชิงซ้อน โดยกำหนดให้มีสถานะเริ่มต้นเป็นศูนย์ (Zero Initial Condition) หรือ  $x(t=0)=0$  และ  $\dot{x}(t=0)=0$  จะได้

$$[s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2]X(s) = \frac{1}{m}F(s) \quad (2.19)$$

จัดรูปสมการใหม่ได้

$$X(s) = K \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} F(s) \quad (2.20)$$

เมื่อ

$$K = \frac{1}{m\omega_n^2} \quad (2.21)$$

หรือเขียนให้อยู่ในรูป

$$X(s) = G(s)F(s) \quad (2.22)$$

นิยามให้  $G(s)$  คือ ฟังก์ชันถ่ายโอน (Transfer Function) จากสมการที่ (2.22) ฟังก์ชันถ่ายโอนจะมีค่า

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.23)$$

ซึ่งฟังก์ชันถ่ายโอนที่ได้เป็นฟังก์ชันถ่ายโอนของระบบอันดับสอง (Second Order System) หากอินพุตหรือแรงที่กระทำต่อระบบเป็นแรงฮาร์โมนิกส์ เช่นสมการที่ 2.17 ผลการตอบสนองของระบบที่สถานะคงตัว คือ

$$x(t) = F_0 |G(j\omega)| \sin(\omega t - \phi) \quad (2.24)$$

โดยที่

$$X = F_0 |G(j\omega)| \quad (2.25)$$

จากฟังก์ชันถ่ายโอน (2.23) เมื่อจัดให้อยู่ในรูปของจำนวนเชิงซ้อน ส่วนจริง (Real Part, Re) และส่วนจินตภาพ (Imaginary Part, Im) ของฟังก์ชันถ่ายโอนดังกล่าวสามารถหาได้จาก

$$\text{Re}(\omega) = \frac{K[1 - (\omega/\omega_n)^2]}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (2.26)$$

และ

$$\text{Im}(\omega) = -\frac{2K\zeta(\omega/\omega_n)}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (2.26)$$

ดังนั้นขนาดของฟังก์ชันถ่ายโอนของระบบคือ

$$|G(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}^2(\omega) + \text{Im}^2(\omega)} \quad (2.27)$$

จะได้

$$|G(j\omega)| = \frac{K}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2}} \quad (2.28)$$

และมุมเฟสที่เปลี่ยนไป (Phase Shift) ของเอาต์พุตหรือผลการตอบสนองของระบบ คือ

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\text{Im}(\omega)}{\text{Re}(\omega)} \right) \quad (2.29)$$

หรือเท่ากับ

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{2\zeta(\omega/\omega_n)}{1-(\omega/\omega_n)^2} \right) \quad (2.30)$$

จากสมการที่ (2.24), (2.28) และ (2.30) จะได้ผลการตอบสนองของระบบภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ คือ

$$x(t) = F_0 \frac{K}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \sin \left( \omega t + \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1-r^2} \right) \quad (2.31)$$

เมื่อ

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2.32)$$

ดังนั้น ระบบจะมีแอมพลิจูดการสั่นเท่ากับ

$$X = F_0 \frac{K}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.33)$$

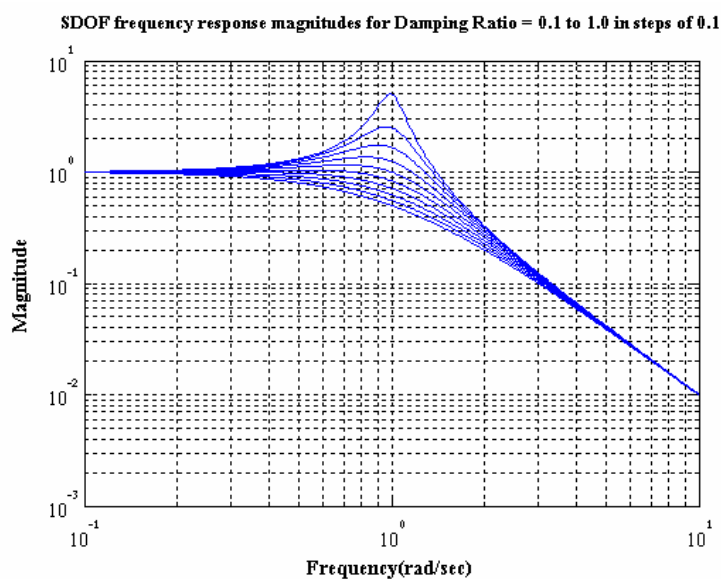
เมื่อนิยามให้การขจัดสถิต (Static Deflection,  $\delta_{st}$ ) มีค่า

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{K} \quad (2.34)$$

จากสมการที่ (2.33) อัตราส่วนขนาด (Amplitude Ratio) หรือแฟกเตอร์ขยาย (Magnification factor) ของระบบ คือ

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{[1-(r)^2]^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.35)$$

ผลการตอบสนองของระบบที่ถูกกระทำด้วยความถี่ต่างๆ ในรูปของแฟกเตอร์ขยายกับอัตราส่วนความถี่ แสดงดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 ความสัมพันธ์ของแฟกเตอร์ขยายกับอัตราส่วนความถี่ของระบบ

## 2.3 การสั่นอันเนื่องมาจากความไม่สมดุลในการหมุน

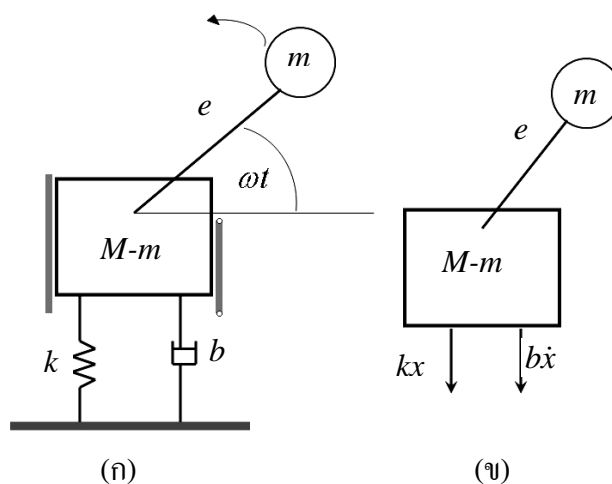
การหมุนรอบแกนของวัตถุที่มีมวลหาคขาดความสมดุลในการหมุนจะก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้น เช่น การหมุนของเพลาค้อเหวี่ยงในเครื่องยนต์ เป็นต้น ดังรูปที่ 2.4 สมมุติให้มวลดังกล่าวแทนด้วย  $m$  และให้  $M$  แทนมวลรวมของระบบ  $e$  เป็นระยะเยื้องศูนย์กลางของมวล  $m$  ที่เคลื่อนที่รอบแกนด้วยความเร็วเชิงมุม  $\omega$

กำหนดให้การเคลื่อนที่ของระบบมีเฉพาะในแนวตั้ง แรงที่กระทำกับระบบ คือ

$$f(t) = me\omega^2 \sin \omega t \quad (2.36)$$

และขนาดของการสั่นภายใต้การกระทำของแรงดังกล่าว แสดงดังสมการที่ (2.37)





รูปที่ 2.4 (ก) แบบจำลองของระบบที่มีการสั่นสะเทือนอันเนื่องมาจากความไม่สมดุลในการหมุน  
(ข) แผนภาพวัตถุอิสระของระบบ

$$X = \frac{me\omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + b^2\omega^2}} \quad (2.37)$$

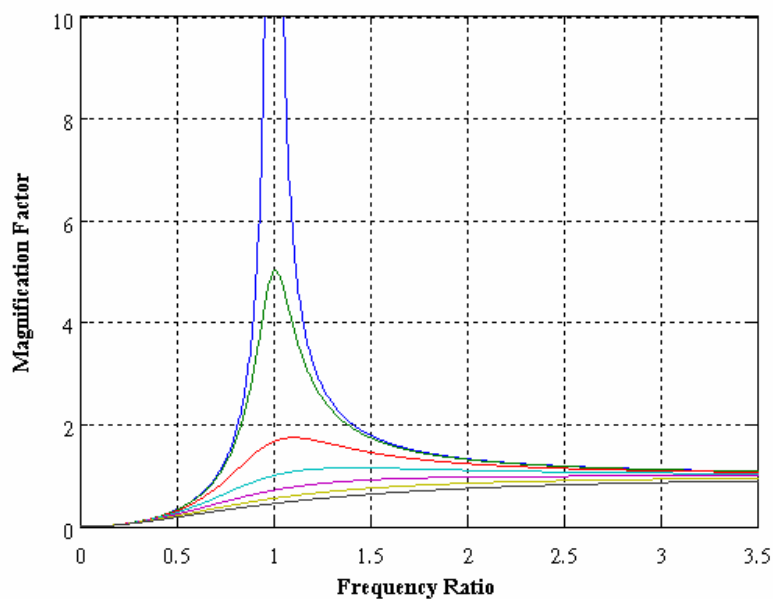
การตอบสนองในรูปไร้มิติของระบบที่สถานะคงตัว คือ

$$\frac{MX}{me} = \frac{(r)^2}{\sqrt{[1 - (r)^2]^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.38)$$

และมุมเฟส คือ

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta r}{1 - r^2} \quad (2.39)$$

ผลการตอบสนองของระบบเนื่องจากความไม่สมดุลในการหมุน แสดงดังรูป 2.5



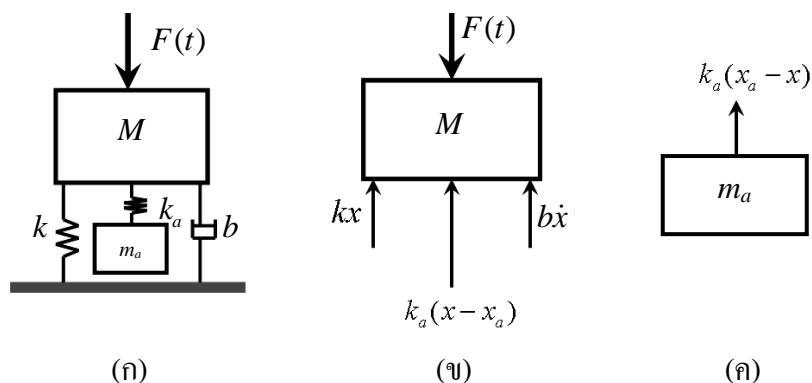
รูปที่ 2.5 กราฟการตอบสนองของระบบที่มีการหน่วงไม่สมดุล

## 2.4 อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบไร้ความหน่วง

เมื่อระบบทางกลทำงานด้วยความถี่ที่ใกล้เคียงกับความถี่วิกฤต ขนาดของการสั่นจะมีขนาดมากขึ้นเรื่อย ๆ และมากที่สุดที่ความถี่เดียวกับความถี่ธรรมชาติ ปรากฏการณ์เช่นนี้ เรียกว่า ปรากฏการณ์การสั่นพ้องหรือการเกิดเรโซแนนซ์ (Resonance) ซึ่งการสั่นสะเทือนเหล่านี้จะทำให้เกิดความเสียหายต่อระบบได้ วัตถุประสงค์ของการใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนเพื่อควบคุมการสั่นสะเทือนของระบบในช่วงความถี่ที่เครื่องจักรทำงาน หรือเพื่อหลีกเลี่ยง ป้องกันการเกิดปรากฏการณ์ดังกล่าวข้างต้น โดยพื้นฐานของการออกแบบและติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนให้ได้ผลดีนั้น โดยทั่วไปจะออกแบบให้อุปกรณ์ขับเคลื่อนมีความถี่ธรรมชาติหรือความถี่ซึมซับเท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบ เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดเรโซแนนซ์ ขึ้นในช่วงการทำงานที่ความถี่วิกฤตของระบบ

สำหรับระบบที่มีหนึ่งลำดับขั้นความเสรี (Degree of Freedom, DOF) จะมีค่าความถี่วิกฤตอยู่ค่าหนึ่ง (อัตราส่วนความถี่ของแรงต่อความถี่ธรรมชาติของระบบเท่ากับหนึ่ง) ซึ่งค่าความถี่วิกฤตดังกล่าวจะเป็นความถี่เดียวกับความถี่ธรรมชาติของระบบ โดยปกติเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบไร้ความหน่วงที่มีความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ (ความถี่ซึมซับ) เท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบ การสั่นของระบบจะมีขนาดเท่ากับศูนย์ ณ ตำแหน่งความถี่วิกฤต และการติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนจะทำให้ระบบดังกล่าว เปลี่ยนเป็นระบบที่มีสองลำดับขั้นความเสรี ซึ่งจะมี

ความถี่วิกฤตเกิดขึ้นใหม่จำนวนสองความถี่ โดยความถี่ดังกล่าวจะมีค่าสูงและต่ำกว่าค่าความถี่วิกฤตเดิม



รูปที่ 2.6 (ก) แบบจำลองของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนซึ่งอยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์

(ข) แผนภาพวัตถุอิสระของมวลหลัก

(ค) แผนภาพวัตถุอิสระของมวลขับเคลื่อน

จากรูปที่ 2.6 กำหนดให้มวลหลักมีมวล-สปริง-ตัวหน่วง เขียนแทนด้วย  $M$ ,  $k$  และ  $b$  ตามลำดับ ส่วนมวลและสปริงของตัวขับเคลื่อน แทนด้วย  $m_a$  และ  $k_a$  ระบบซึ่งอยู่ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ พิจารณาแผนภาพวัตถุอิสระของมวลทั้งสองในรูปที่ 2.6 (ข) และ (ค) จะได้สมการการเคลื่อนที่ของมวลหลักและมวลขับเคลื่อน ดังสมการที่ 2.40 และ 2.41 ตามลำดับ

$$M\ddot{x} + b\dot{x} + kx + k_a(x - x_a) = F_0 \sin \omega_f t \quad (2.40)$$

$$m_a\ddot{x}_a + k_a(x_a - x) = 0 \quad (2.41)$$

เขียนให้อยู่ในรูปสมการสถานะ (State Equation)

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k+k_a}{M} & -\frac{b}{M} & \frac{k_a}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_a}{m_a} & 0 & -\frac{k_a}{m_a} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{M} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} F_0 \sin \omega_f t \quad (2.42)$$

และสมการสถานะเอาท์พุท

$$y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

โดยที่  $x_1 = x$ ;  $x_2 = \dot{x}$ ;  $x_3 = x_a$  และ  $x_4 = \dot{x}_a$

จากสมการสถานะ (2.42) และ (2.43) จะได้สมการผลการตอบสนองของระบบที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ ของมวลหลักและมวลชั้บการสั่นดังสมการ (2.44) และ (2.45) ตามลำดับ

$$\frac{X}{F_0} = \sqrt{\frac{(k_a - m_a \omega^2)^2}{[(k - M\omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2 - \omega^2 b^2]^2 + [\omega b(k_a - m_a \omega^2)]^2}} \quad (2.44)$$

$$\frac{X}{F_0} = \sqrt{\frac{k_a^2}{[(k - M\omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - m_a k_a \omega^2 - \omega^2 b^2]^2 + [\omega b(k_a - m_a \omega^2)]^2}} \quad (2.45)$$

หรือเขียนให้อยู่ในรูปฟังก์ชันถ่ายโอนได้ดังสมการที่ (2.46) สำหรับมวลหลักและ (2.47) สำหรับมวลชั้บการสั่น

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{m_a s^2 + k_a}{(Ms^2 + bs + k + k_a)(m_a s^2 + k_a) - k_a^2} \quad (2.46)$$

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{k_a}{(Ms^2 + bs + k + k_a)(m_a s^2 + k_a) - k_a^2} \quad (2.47)$$

กำหนดให้ความหน่วงของระบบมีค่าน้อยมาก และ  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$ ,  $\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m}}$ ,  $r_1 = \frac{\omega_f}{\omega_n}$  และ

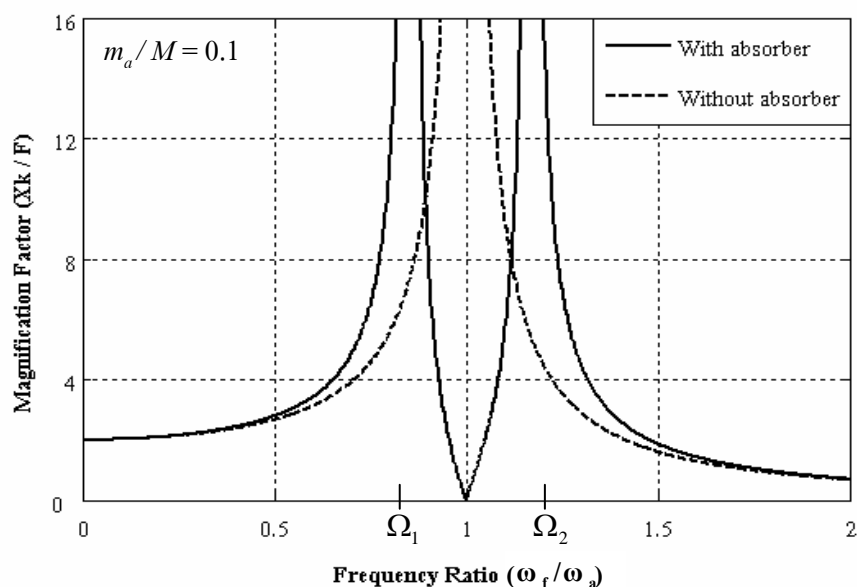
$r_2 = \frac{\omega_f}{\omega_a}$  จากสมการ (2.44) และ (2.45) จะเขียนสมการผลการตอบสนองของระบบ ในรูปแฟกเตอร์

ขยายของมวลหลักและมวลชั้บการสั่นได้ดังสมการที่ (2.48) และ (2.49) ตามลำดับ

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{Xk}{F_0} = \frac{(1-r_2^2)}{\left(1-r_1^2 + \frac{k_a}{k}\right)(1-r_2^2) - \frac{k_a}{k}} \quad (2.48)$$

$$\frac{X_a}{\delta_{st}} = \frac{X_a k}{F_0} = \frac{1}{\left(1-r_1^2 + \frac{k_a}{k}\right)(1-r_2^2) - \frac{k_a}{k}} \quad (2.49)$$

จากสมการ (2.48) และ (2.49) จะเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแฟกเตอร์ขยาย  $\left|\frac{Xk}{F_0}\right|$  กับอัตราส่วนความถี่  $\omega_f / \omega_a$  กราฟความสัมพันธ์ของระบบซึ่งติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบไร้ความหน่วงที่ถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของการสั่นของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบไม่มี  
ความหน่วงกับอัตราส่วนความถี่

ก่อนการติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่น การสั่นของระบบหลักจะอยู่ในย่านของการสั่นพ้อง (Resonance) คือตำแหน่งที่ความถี่ของแรง ( $\omega_f$ ) เท่ากับหรือใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติของระบบ

หลัก ( $\omega_n$ ) หลังจากที่ตั้งค่าอุปกรณื้ช้บการสั่นซึ่งมีความถี่ช้บ (  $\omega_a$  ) เท่ากับความถี่ของแรง มวลหลักจะหยุดสั่นเนื่องจากแรงกระทำของมวลช้บการสั่นมีขนาดเท่ากับแรงกระทำกับมวลหลักแต่มีทิศทางตรงข้าม ทำให้แรงล้บที่มวลหลักมีค่าเป็นศูนย์ อย่างไรก็ตามการติดตั้งอุปกรณื้ช้บการสั่นจะทำให้เกิดความถี่ธรรมชาติของระบบขึ้นใหม่ 2 ค่า คือ  $\Omega_1$  และ  $\Omega_2$  ดังแสดงในรูปที่ 2.7 ระบบหรือเครื่องจักรจึงมีโอกาศเกิดการสั่นพ้องขึ้นอีกถ้าหากความถี่วิกฤตหรือความถี่ธรรมชาติของระบบที่เกิดขึ้นมาใหม่ 2 ค่านี้อยู่ในช่วงการทำงานองระบบ ดังนั้นควรควบคุมให้มวลหลักหรือเครื่องจักรมีการทำงานห่างจากความถี่ทั้งสองพอสมควร แต่ในทางปฏิบัติมวลหลักหรือเครื่องจักรจะมีช่วงการทำงานที่เหมาะสมซึ่งได้ถูกกำหนดไว้ตามการใช้งานอยู่แล้ว เพราะฉะนั้นเพื่อเป็นการหลีกเลี่ยงปัญหาดังกล่าวจึงมีการนำระบบควบคุมมาใช้ควบคุมอุปกรณื้ช้บการสั่นให้มีความยืดหยุ่นต่อการใช้งานมากขึ้น

## 2.5 ปรีทศน์ว้รณกรรณที่เกยวข้อง

อุปกรณื้ช้บการสั่นทางพลวัต (Dynamic Vibration Absorber, DVA) ถูกคิดค้นขึ้นเป็นครั้งแรกโดย Watts เมื่อปี ค.ศ. 1883 ซึ่ง Watts ได้ทดสอบอุปกรณื้ช้บการสั่นสะเทือนของเรือบหลวงอังกฤษที่มีน้ำหนัก 9200 ตัน โดยใช้มวลของอุปกรณื้ช้บการสั่นสะเทือน 50 ตันต้านทานการสั่นกลับปมาของเรือ ต่อมาได้ถูกพัฒนาและจดสิทธิบัตรเป็นครั้งแรกโดย Farhm เมื่อปี ค.ศ.1909 (Boris G. Korenev, 1993) อย่างไรก็ตามทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณื้ช้บการสั่นได้ถูกศึกษาอย่างจริงจังและเผยแพร่โดย Ormondroyd and Den Hartog (1928) ซึ่งนำเสนอหลักการลดค่าแอมพลิจูดการสั่นโดยใช้อุปกรณื้ช้บการสั่นทางพลวัตแบบมีตัวหน่วง

ต่อมา Rockwell (1965) ได้พัฒนา Force Generator ขึ้น โดยได้ทำการติดตั้งอุปกรณื้ช้บการสั่นที่ปลายคานอีกด้านหนึ่งจะติดตั้งอุปกรณื้ช้บการสั่นส่งสัญญาณป้อนกลับให้อุปกรณื้ช้บการสั่นกำเนิดแรงเพื่อสร้างแรงปฏิกิริยาด้านการสั่นสะเทือนอันเนื่องมาจากแรงกระทำจากภายนอก ซึ่งอุปกรณื้ช้บการสั่นกำเนิดแรงของ Rockwell นั้น จัดเป็นอุปกรณื้ช้บการสั่นทางพลวัตแบบปรับค่าได้ (Active-Dynamic Vibration Absorber, ADVA) ชนิดหนึ่ง

Flannelly and Jones (1978) ได้นำหลักการท้างานของอุปกรณื้ช้บการสั่นทางพลวัตไปศึกษาวิจัยและพัฒนาใบพัด (Blade) ของชุดใบพัดหลัก (Rotor) ในเฮลิคอปเตอร์ หลักการของอุปกรณื้ช้บการสั่นทางพลวัตนี้ก็ยังถูกนำไปใช้ในงานต่าง ๆ อีกมากมาย เช่น พัฒนากลไกต่อต้านแผ่นดินไหวหรือต้านแรงกระทำจากลมให้กับโครงสร้างต่าง ๆ เช่น สะพานหรืออาคาร เป็นต้น

Hunt (1979) ได้เสนอการนำวิธีการของอุปกรณื้ช้บการสั่นทางพลวัตแบบปรับค่าได้ (ADVA) มาประยุกต์ใช้กับเฮลิคอปเตอร์ โดยพัฒนาระบบไฮดรอลิกของใบพัดหลักขึ้นมาใหม่ และ

ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจจับและป้อนกลับสัญญาณ 2 ชุด ที่ใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์ ซึ่งสัญญาณทั้งสองชุดจะถูกนำไปขยายและควบคุมเซอร์โวแล้วเพื่อควบคุมไฮดรอลิก ระหว่างใบพัดหลักและลำตัวของเฮลิคอปเตอร์

Lamaneusa (1987) ทำการทดลองวิธีการขับเคลื่อนแบบ Adaptive-Passive กับงานทางด้านเสียงรบกวนจากเครื่องยนต์ ซึ่งในช่วงการตอบสนองแบบๆ บางช่วงจะมีการสั่นรบกวนขึ้น ปรากฏว่าวิธีนี้สามารถทำงานได้ดี สำหรับตัวอย่างการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้ กับงานที่มีช่วงการทำงานกว้างนั้น Graf, Shoureshi, Stevens, and Houston (1987) ได้ศึกษาวิจัยการใช้ Adaptive-Passive เพื่อปรับค่าความแข็งสปริง และความหน่วงในระบบไฮดรอลิกของเครื่องจักร

Franchek, Ryan and Bernhard (1995) ทำการควบคุมการสั่นสะเทือนของแบบจำลองอาคาร 4 ชั้นที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวไว้ชั้นบนสุด และกระตุ้นให้เกิดการสั่นที่ฐานด้วยช่วงความถี่ 6.1-7.4 Hz โดยใช้เกณฑ์การปรับค่าความถี่ซึมซับให้เท่ากับความถี่ของแรง ซึ่งจากการทดลองพบว่าการใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวสามารถลดการสั่นได้ 24dB ต่อมาคณะวิจัยเดิมของ Franchek, Bernhard and Buhr (1997) ได้ทำการพัฒนาวิธีการควบคุมการสั่นของระบบที่ไม่สามารถติดตั้งตัวซึมซับและตัวตรวจวัด ณ ตำแหน่งที่ต้องการควบคุมได้ โดยใช้แบบจำลองเดิมคือแบบจำลองอาคาร 4 ชั้น ที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนไว้ชั้นบนสุด ซึ่งต้องการควบคุมการสั่นในชั้นที่ 2 และ 3 โดยตัวควบคุมการสั่นจะใช้ความต่างของมุมเฟสที่ได้จากการถอดสัญญาณมอดูเลต (Modulate) มาร่วมใช้ในการประมวลผล ซึ่งผลที่ได้คือ เมื่อฐานถูกกระตุ้นด้วยความถี่ 6 Hz อุปกรณ์ขับเคลื่อนสามารถขับเคลื่อนได้ 19.4 dB และ 24.3 dB ในชั้นที่ 2 และชั้นที่ 3 ตามลำดับ

Christopher (1998) ศึกษาเปรียบเทียบอุปกรณ์ขับเคลื่อนสองแบบ คือ แบบสปริงอากาศ (Enclosed Air) และแบบเพลามวลคู่ (Dual Cantilever Mass) ซึ่งอุปกรณ์ขับเคลื่อนทั้งสองแบบจะปรับค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ให้เท่ากับความถี่ของแรง โดยปรับความแข็งสปริง (Stiffness) ของตัวอุปกรณ์ และทำการทดสอบ ADVA ทั้งสองแบบกับคน ผลการศึกษาของ Christopher คือ อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบ Enclosed Air สามารถลดการสั่นลงได้ 10 dB โดยมีระยะห่างระหว่างแอมพลิจูดการสั่นสูงสุด 13 Hz คือจาก 47-60 Hz และมีความถี่รีโซแนนซ์ ที่ 53 Hz ส่วนประสิทธิภาพขึ้นอยู่กับชนิดของแผ่นไดอะแฟรมที่ใช้ทำปริมาตรปิดของอุปกรณ์ ส่วนอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบ Dual Cantilever Mass นั้นมีความยืดหยุ่นและประสิทธิภาพในการใช้งานสูงกว่า โดยที่ระบบมีความถี่รีโซแนนซ์เดิมที่ 77 Hz และมีระยะห่างของแอมพลิจูดการสั่นสูงสุด 48 Hz คือ 47 – 95 Hz มีประสิทธิภาพในการขับเคลื่อนได้สูงสุด 50 dB นอกจากนี้เสถียรภาพของระบบยังเชื่อถือได้อีกด้วย

Simon (1999) ได้ทำการศึกษาต่อจาก Christopher โดยใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเดียวกันคือ Dual Cantilever Mass ควบคุมการสั่นของแผ่นเหล็กกระนาบสี่เหลี่ยม คาน และ หม้อแปลงไฟฟ้าขนาดใหญ่ โดยมุ่งเน้นศึกษาไปที่การตอบสนองของอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่โหมดการสั่น (Mode

Shape) ต่าง ๆ ผลจากการศึกษา พบว่า การตอบสนองของอุปกรณ์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในทุกโหมดการสั่นและตอบสนองได้ดีทุกตัวอย่างการทดสอบ นอกจากนี้ยังมีช่วงการทำงาน หรือแบนด์วิธที่กว้างอีกด้วย

แม้ว่าการตอบสนองของอุปกรณ์ซับการสั่นแบบ Dual Cantilever Mass จะมีข้อดีและจุดเด่นอยู่มาก แต่ในการศึกษาของ Christopher และ Simon ต่างก็พบว่าเงื่อนไขสำคัญที่ทำให้ อุปกรณ์ซับการสั่นทั้งแบบ Enclosed Air และแบบ Dual Cantilever Mass มีประสิทธิภาพในการทำงานคือ ความถี่ของแรงที่กระทำกับระบบนั้นจะต้องมีเพียงความถี่เดียว ซึ่งในความเป็นจริงแล้วระบบที่มีการสั่นสะเทือนจะมีขนาดและความถี่ที่ซับซ้อนอีกทั้งยังมีขนาดและความถี่มากกว่าหนึ่งค่า

จากงานวิจัยที่ได้กล่าวมา จะเห็นได้ว่าอุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบปรับค่าได้ (ADVA) เหมาะสมกับระบบที่มีช่วงความถี่ในการทำงานหรือช่วงการตอบสนองที่กว้าง หรือมีลักษณะของความถี่ที่มีการเปลี่ยนแปลงซึ่งแตกต่างจากอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัว (Passive Vibration Absorber) ที่ออกแบบให้ตอบสนองต่อความถี่ธรรมชาติของระบบ (จุดประสงค์เพื่อป้องกันมิให้เกิดการสั่นพ้องขึ้น เมื่อระบบถูกกระตุ้นด้วยความถี่เดียวกับระบบ) หรือความถี่ใดเพียงความถี่เดียวและอาจจะไม่มีการตอบสนองต่อความถี่ในบางช่วงด้วย และในปัจจุบันการพัฒนาอุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตก็ได้มุ่งเน้นการใช้อุปกรณ์นี้ร่วมกับระบบควบคุมแบบป้อนไป (Feedforward) และป้อนกลับ (Feedback) มุ่งวิเคราะห์ สังเคราะห์ให้ใช้อุปกรณ์นี้กับระบบที่มีความซับซ้อนและมีลำดับชั้นความถี่มากขึ้น

อย่างไรก็ตาม ADVA นั้นมีราคาแพง มีความซับซ้อนในการใช้งาน จึงได้มีการคิดค้นและนำเอาลักษณะเด่นของ Passive-DVA และ ADVA มาใช้ร่วมกันโดยอาจจะออกแบบให้อุปกรณ์ดังกล่าวเป็นลักษณะของอุปกรณ์แบบตายตัว ซึ่งประกอบด้วย มวล-สปริง-ตัวหน่วง และทำการปรับเปลี่ยนรูปร่างหรือลักษณะเฉพาะของอุปกรณ์ ซึ่งจะมีผลต่อเนื่องให้ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ซับการสั่นเปลี่ยนไปจนมีความเหมาะสมในการตอบสนองต่อแรงที่กระทำกับระบบ

## 2.6 สรุป

จากงานวิจัยดังที่ได้กล่าวมาแล้วทั้งหมดจะเห็นว่าอุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตนั้นมีหลากหลายแบบและชนิด ขึ้นอยู่กับการออกแบบและวัตถุประสงค์ในการนำไปใช้งาน สำหรับงานวิจัยนี้จะนำวิธีการควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control) มาประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่น ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อลดขนาดการสั่นที่เกิดขึ้นกับระบบที่ถูกกระตุ้นด้วยแรงหลายความถี่ โดยเลือกใช้อุปกรณ์ซับการสั่นชนิดเดียวกับที่ Christopher และ Simon



ได้ศึกษาไว้ก่อนหน้านี้ ซึ่งเป็นอุปกรณ์ซับการสั่นแบบเพลามวลคู่ และจะเรียกอุปกรณ์ซับการสั่นนี้ว่า อุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบปรับตัวได้ (Adaptive-Passive Dynamic Vibration Absorber, Adaptive DVA) เนื่องจากอุปกรณ์ดังกล่าวมีลักษณะคล้ายกับอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัว แต่ก็สามารถปรับค่าได้โดยอาศัยวิธีการควบคุมแบบปรับตัวมาใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริงโดยการเปลี่ยนระยะห่างของมวลซับการสั่น นอกจากนี้อุปกรณ์ซับ การสั่นชนิดนี้ยังมีความซับซ้อนไม่มากนักทำให้ง่ายต่อการสร้างและบำรุงรักษา อีกทั้งยังมีราคาถูกอีกด้วย

อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัว จึงจัดได้ว่าเป็นอุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบปรับค่าได้ ชนิดหนึ่ง ปัญหาอย่างหนึ่งในการควบคุมการสั่นอันเนื่องมาจากการกระทำของแรงพลวัตโดยใช้ อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าได้ คือระบบจะมีความถี่ของการสั่นที่ซับซ้อน การตอบสนองของ อุปกรณ์ซับการสั่นต่อแรงพลวัตดังกล่าวจึงมีข้อจำกัด ดังนั้นการใช้อุปกรณ์ซับการสั่นทางพลวัตแบบปรับตัวได้จึงถือได้ว่าเป็นความเหมาะสมอย่างยิ่งที่จะควบคุมการสั่นอันเนื่องมาจากแรงพลวัตเหล่านี้

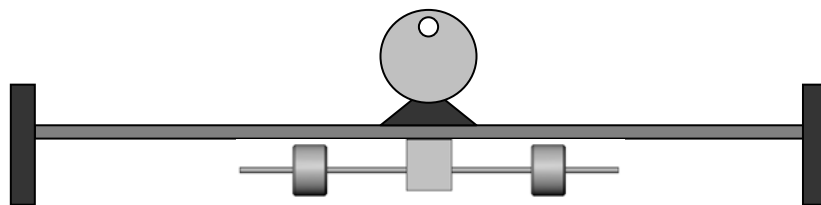
## บทที่ 3

### แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น โดยทั่วไปที่เราพบเห็นบ่อยๆ เช่น การสั่นของลวดหรือเครื่องสายในเครื่องดนตรี การสั่นของเครื่องยนต์ในยานพาหนะ การสั่นของปีกเครื่องบินหรือการแกว่งตัวของอาคารสูงๆ เมื่อเกิดแผ่นดินไหว เป็นต้น เพื่อให้ทราบถึงพฤติกรรมทางธรรมชาติของระบบดังกล่าวมาแล้วนั้น เราจำเป็นต้องจำลองระบบให้อยู่ในลักษณะของแบบจำลองคณิตศาสตร์ เพื่อใช้ในการศึกษาวิเคราะห์และอธิบายพฤติกรรมของระบบทางสถิตยศาสตร์ (Static) และทางพลศาสตร์ (Dynamic) ในเชิงวิศวกรรม สำหรับเนื้อหาในบทนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดของแบบจำลองที่ใช้ในการทดสอบ การหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบและจำลองการตอบสนองของระบบ และเปรียบเทียบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้

#### 3.1 แบบจำลองที่ใช้ในการทดลอง

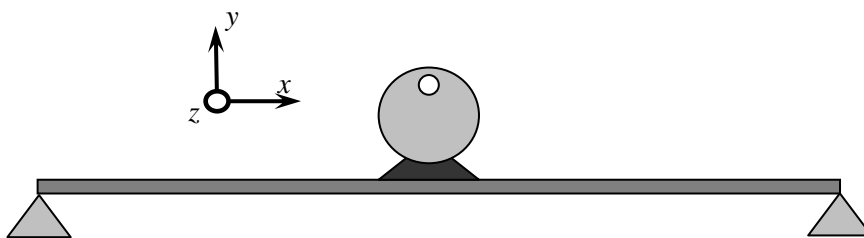
ระบบที่ใช้ในการทดลองดังแสดงในรูปที่ 3.1 จะประกอบด้วย คานตรง โดยเป็นคานต่อเนื่อง (Continuous Beam) หน้าตัดสี่เหลี่ยม ขนาดโดยประมาณกว้าง 25 ม.ม. หนา 12 ม.ม. และยาว 840 ม.ม. มีจุดรองรับที่ปลายทั้ง 2 ด้านของคานเป็นจุดเชื่อมต่อแบบหมุด (Pin Joint) ตรงกลางด้านบนของคานติดตั้งตัวกำเนิดการสั่น (Shaker) โดยมีลักษณะเป็นจานกลมเจาะรูเยื้องศูนย์กลางต่อเข้ากับเพลลาของมอเตอร์ เพื่อสร้างแรงฮาร์โมนิกส์ที่เกิดจากความไม่สมดุลในการหมุน (Unbalance Force) และมีอุปกรณ์ชั่งการสั่นติดตั้งไว้ด้านล่างที่ตำแหน่งกึ่งกลางเช่นเดียวกัน



รูปที่ 3.1 แบบจำลองที่ใช้ในการทดลอง

### 3.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดแน่นบนคาน

ตัวกำเนิดการสั่นที่ติดตั้งอยู่ตรงกลางคานจะสร้างแรงเนื่องจากความไม่สมดุลในการหมุนของมวล ซึ่งการหมุนนี้จะทำให้เกิดการสั่นในแนวแกนของคาน (แกน  $x$ ) และการสั่นตามขวางทั้งในแนวระนาบ (แกน  $z$ ) และแนวคิ่ง (แกน  $y$ ) สำหรับวิทยานิพนธ์นี้จะพิจารณาเฉพาะการสั่นตามขวางเท่านั้น และกำหนดองค์ประกอบของแรงในแนวแกน  $z$  มีค่าน้อยมาก ดังนั้นขอบเขตในการเคลื่อนที่ของคานที่นำมาพิจารณา จะมีเฉพาะในแนวคิ่งเท่านั้น



รูปที่ 3.2 แบบจำลองของคานที่มีตัวกำเนิดแรงติดตั้งอยู่ตรงกลาง

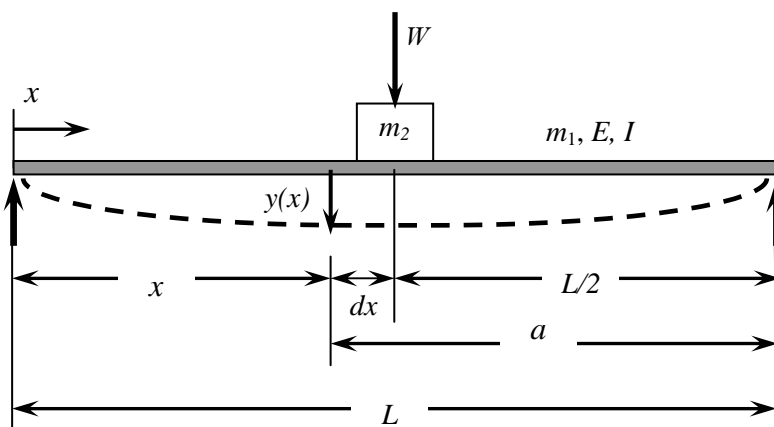
#### 3.2.1 ความถี่ธรรมชาติของคานและตัวกำเนิดการสั่น

เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่า วิธีของเรย์ลีย์ (Reyleigh's Method) นั้นเมื่อใช้หาค่าลักษณะรูปร่างโหมด (Mode Shape) จะมีความแตกต่างจากค่าจริงพอสมควร แต่การประมาณค่าความถี่ธรรมชาติมีค่าค่อนข้างถูกต้อง (คลาดเคลื่อนประมาณ 4 %) และเป็นที่ยอมรับได้ในการประยุกต์ใช้งานวิศวกรรมส่วนใหญ่ (กนต์ธร ชำนิประศาสน์, 2545) ซึ่งการหาค่าความถี่ธรรมชาติโดยใช้วิธีการประมาณของเรย์ลีย์นั้นจำเป็นจะต้องทราบค่าพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์สูงสุดของระบบก่อน สำหรับคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดตั้งอยู่ตรงกลางคานนั้น สามารถเขียนเป็นแผนภาพวัตถุอิสระของระบบได้ดังรูปที่ 3.3 โดยที่คานมีมวล  $m_1$  ยาว  $L$  และตัวกำเนิดการสั่นมวล  $m_2$  มีภาระกรรมสถิต  $W$  เป็นแรงอันเนื่องมาจากน้ำหนักของคานกับน้ำหนักของตัวกำเนิดการสั่นที่กระทำ ณ ตำแหน่งกึ่งกลาง โดยระยะโก่งตัวในแนวคิ่งของคาน หรือการขจัดสถิต (Static Deflection) ของคาน ณ ตำแหน่งใดๆ ( $y(x)$ ) คือ

$$y(x) = \frac{Wxa}{6EIL}(L^2 - x^2 - a^2) \quad (3.1)$$

โดยที่  $W$  คือ ภาระกรรมสถิตเนื่องมาจากน้ำหนักของคานและตัวกำเนิดการสั่น

- $x$  คือ ระยะห่างจากจุดรองรับคานด้านซ้ายถึงตำแหน่งที่แรง  $W$  กระทำ  
 $a$  คือ ระยะห่างจากจุดรองรับคานด้านขวาถึงตำแหน่งที่แรง  $W$  กระทำ  
 $E$  คือ โมดูลัสความยืดหยุ่นของคาน  
 $I$  คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของคาน  
 $L$  คือ ความยาวของคาน



รูปที่ 3.3 แผนภาพวัตถุอิสระของคานที่ติดตั้งตัวกำเนิดแรง

การขจัดสถิติของคาน ณ. ตำแหน่ง  $a = \frac{L}{2}$  คือ

$$y(x) = \frac{Wx}{12EI} \left( \frac{3}{4}L^2 - x^2 \right) \quad (3.2)$$

และที่จุดกึ่งกลางคาน ( $a = \frac{L}{2}$  และ  $x = \frac{L}{2}$ ) การขจัดสถิติของคานจะมีค่ามากที่สุด เท่ากับ

$$y_{\max} = \frac{WL^3}{48EI} \quad (3.3)$$

เมื่อ  $y(x)$  คือ การขจัดสถิติ (Static Deflection) เนื่องจากน้ำหนักของคานกับตัวกำเนิดการสั่นที่จุดกึ่งกลางคาน โดยที่

$$y(x) = y_{\max} \left[ 3 \frac{x}{L} - 4 \left( \frac{x}{L} \right)^3 \right] \quad ; \quad \frac{x}{L} \leq \frac{1}{2} \quad (3.4)$$

เมื่อระบบอยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ การเคลื่อนที่ในแนวดิ่ง จะเป็นแบบฮาร์โมนิกส์ ดังนั้นการจัด  
การสั้น คือ

$$y(x, t) = y(x) \cos \omega_n t \quad (3.5)$$

พลังงานศักย์ของระบบ คือ งานที่ทำให้คานเกิดการเปลี่ยนรูป จะได้

$$U = \frac{1}{2} W y(x) \quad (3.6)$$

ดังนั้นพลังงานศักย์สูงสุดของระบบ คือ

$$U_{\max} = \frac{1}{2} W y_{\max} \quad (3.7)$$

จากสมการที่ (3.5) จะได้สมการความเร็ว คือ

$$\frac{dy}{dt} = -y(x) \omega_n \sin \omega_n t \quad (3.8)$$

พลังงานจลน์ของระบบ คือ พลังงานจลน์ของตัวกำเนิดการสั้นรวมกับพลังงานจลน์ของคาน หรือ

$$T = \frac{1}{2} m_2 \dot{y}^2 + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{m_1}{L} \dot{y}^2(x, t) dx \quad (3.9)$$

ดังนั้นพลังงานจลน์สูงสุดของระบบหาได้จาก

$$T_{\max} = \frac{1}{2} m_2 [\dot{y}_{\max}]^2 + 2 \left[ \frac{1}{2} \int_0^{L/2} \dot{y}^2(x, t)_{\max} dx \right] \quad (3.10)$$

จากสมการที่ (3.1), (3.2) และ (3.8) จะได้สมการพลังงานจลน์สูงสุดของระบบอยู่ในรูป

$$T_{\max} = \frac{1}{2} y_{\max}^2 \omega_n^2 \left[ \frac{17}{35} m_1 + m_2 \right] \quad (3.11)$$

หรือ

$$T_{\max} = \frac{1}{2} y_{\max}^2 \omega_n^2 [m_{\text{eff}}] \quad (3.12)$$

เมื่อ  $m_{\text{eff}}$  คือ มวลประสิทธิภาพ (Effective Mass) ของคานที่ตำแหน่งกึ่งกลาง โดยมีค่าเท่ากับ

$$m_{\text{eff}} = 0.4857m_1 + m_2 \quad (3.13)$$

กำหนดให้เป็นระบบอนุรักษ์พลังงาน ดังนั้น

$$T_{\max} = U_{\max} \quad (3.14)$$

หรือ

$$\frac{1}{2} y_{\max}^2 \omega_n^2 (0.4857m_1 + m_2) = \frac{1}{2} W y_{\max} \quad (3.15)$$

จากสมการที่ (3.3) และ (3.15) จะได้ความถี่ธรรมชาติของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดตั้งอยู่คือ

$$\omega_n = \sqrt{\frac{48EI}{L^3(0.4857m_1 + m_2)}} \quad (3.16)$$

เมื่อกำหนดให้  $m_1$  คือ มวลของคาน มีค่า 2.1 kg

$m_2$  คือ มวลของตัวกำเนิดการสั่น มีค่า 2.7 kg

$E$  คือ ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของคาน มีค่า 200 GPa

$I$  คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของคาน มีค่า  $\frac{1}{2}(0.0255 \times 0.0128^3) = 4.4564 \times 10^{-9} \text{ m}^4$

ดังนั้น ความถี่ธรรมชาติของระบบจะมีค่า

$$\omega_n = \sqrt{\frac{48 \times 200 \times 10^9 \times 4.4564 \times 10^{-9}}{(0.820)^3 \times (0.4857 \times 2.1 + 2.7)}}$$

$$= 144.51 \text{ rad/sec}$$

$$\text{หรือ} = 23.00 \text{ Hz}$$

และความถี่ธรรมชาติของคานเปล่า จะมีค่า

$$\omega_n = \sqrt{\frac{48 \times 200 \times 10^9 \times 4.4564 \times 10^{-9}}{(0.828)^3 \times (0.4857 \times 2.1)}}$$

$$= 275.81 \text{ rad/sec}$$

$$\text{หรือ} = 43.90 \text{ Hz}$$

### 3.2.2 อัตราส่วนความหน่วงของระบบ

เนื่องจากระบบมีค่าความหน่วงแฝงอยู่ ซึ่งค่าความหน่วงนี้เกิดจากมีพลังงานส่วนหนึ่งตกค้างอยู่ในเนื้อวัสดุของคานในแต่ละรอบของความเค้นที่เกิดการสั่นขึ้น เรียกว่า ความหน่วงเชิงโครงสร้าง (Structural Damping) เพราะฉะนั้นต้องหาค่าความหน่วงของระบบเพื่อให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีความถูกต้องสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

สำหรับการทดสอบหาค่าความหน่วงจะใช้วิธีการเคาะทดสอบ (Bump Test) และนำผลการตอบสนองของคานที่ได้จากการเคาะมาวิเคราะห์หาค่าอัตราส่วนความหน่วง โดยคำนวณจากสมการการลดลงแบบลอการิทึม (Logarithmic Decrement) ดังนี้

$$\ln\left(\frac{X_1}{X_2}\right) = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.17)$$

เมื่อ  $X_1$  คือ แอมพลิจูดแรกของการสั่นที่นำมาวิเคราะห์

$X_2$  คือ แอมพลิจูดที่ถัดจากแอมพลิจูดแรก

$\zeta$  คือ อัตราส่วนความหน่วงของระบบ

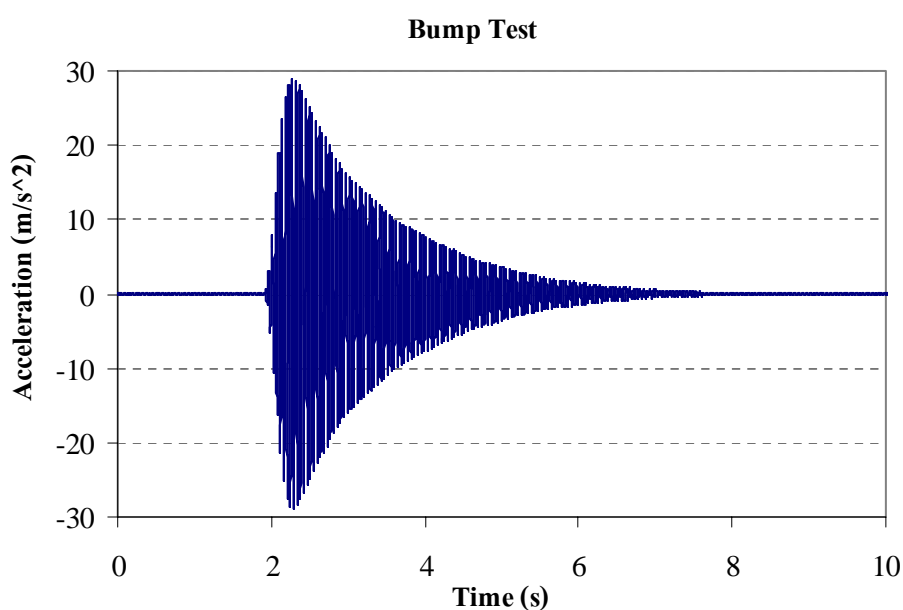
หรือใช้แอมพลิจูดที่อยู่ติดกัน  $n$  รอบ มาใช้คำนวณหาอัตราส่วนความหน่วงได้จาก

$$\frac{1}{n-1} \ln\left(\frac{X_1}{X_n}\right) = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (3.18)$$

ซึ่งสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\zeta = \frac{\frac{1}{n-1} \left[ \ln \frac{X_1}{X_n} \right]}{\sqrt{4\pi^2 + \left[ \frac{1}{n-1} \left( \ln \frac{X_1}{X_n} \right) \right]^2}} \quad (3.19)$$

ผลของการตอบสนองของคานที่ได้จากการเคาะทดสอบ แสดงดังรูปที่ 3.4



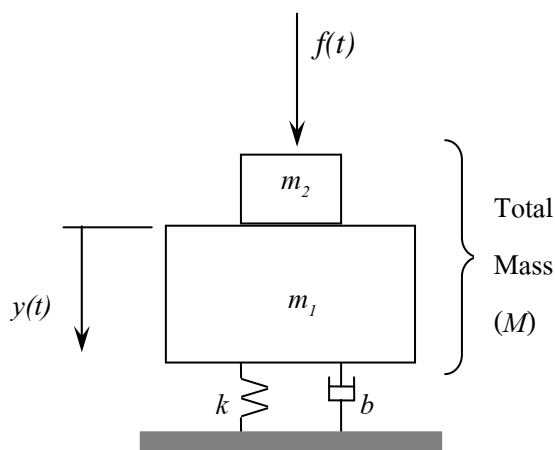
รูปที่ 3.4 ผลการตอบสนองของคานที่ทำการเคาะทดสอบ

สำหรับวิธีการและขั้นตอนในการเคาะทดสอบ และการคำนวณหาอัตราส่วนความหน่วง แสดงไว้ในภาคผนวก จ ซึ่งในการเคาะทดสอบ จะคำนวณหาค่าอัตราส่วนความหน่วงได้ คือ  $\zeta = 0.0055$

### 3.2.3 ฟังก์ชันการถ่ายโอนของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดแน่นบนคาน

แบบจำลองของคานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดตั้งอยู่ตรงกลางคานดังแสดงในรูปที่ 3.2 สามารถเขียนเป็นแผนภาพวัตถุอิสระ ได้ดังรูปที่ 3.5





รูปที่ 3.5 แผนภาพวัตถุอิสระของคานที่มีตัวกำเนิดแรงติดตั้งอยู่ตรงกลาง

- จากรูปที่ 3.5 เมื่อ  $m_1$  คือ มวลของคาน  
 $m_2$  คือ มวลของตัวกำเนิดการสั่น  
 $k$  คือ ค่าความแข็งสปริงของคาน  
 $b$  คือ ความหน่วงในระบบ  
 $f(t)$  คือ แรงอันเนื่องจากความไม่สมดุลในการหมุน  
 $y(t)$  คือ การขจัดกาการสั่นที่เกิดขึ้น

ดังนั้นสมการการเคลื่อนที่ของระบบ คือ

$$M\ddot{x} + b\dot{x} + kx = f(t) \quad (3.20)$$

โดยที่มวลของระบบ คือมวลประสิทธิภาพ ( $m_{eff}$ ) ดังที่ได้กล่าวไปแล้วในหัวข้อที่ 3.2.1 ดังนั้น

$$M \approx m_{eff} = 0.4857m_1 + m_2 \quad (3.21)$$

เขียนให้อยู่ในโดเมนความถี่ โดยใช้เงื่อนไขสถานะเริ่มต้นเป็นศูนย์จะได้

$$(Ms^2 + bs + k)X(s) = F(s) \quad (3.22)$$

เมื่อฟังก์ชันการถ่ายโอน (Transfer Function) คือ

$$G(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (3.23)$$

ดังนั้นฟังก์ชันถ่ายโอนของระบบ คือ

$$G(s) = \frac{1}{Ms^2 + bs + k} \quad (3.24)$$

เมื่อ  $\frac{b}{M} = 2\zeta\omega_n$ ,  $\frac{k}{M} = \omega_n^2$  และ  $K = \frac{1}{m\omega^2}$  สามารถเขียนฟังก์ชันถ่ายโอนของระบบ ให้อยู่ในรูป

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.25)$$

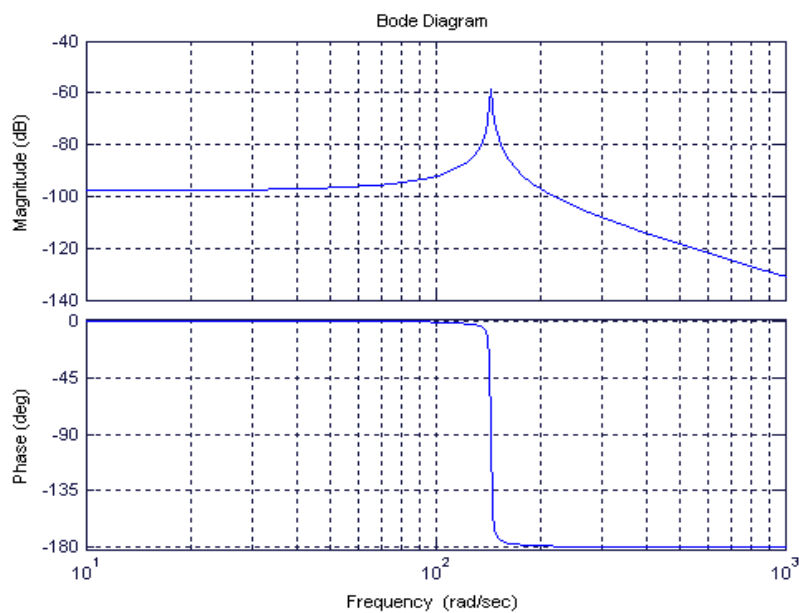
โดยที่

$$K\omega_n^2 = \frac{1}{m_{eff}} \quad (3.26)$$

ระบบมีความถี่ธรรมชาติประมาณ 23 Hz หรือ 144.51 rad/sec และมีค่าอัตราส่วนความหน่วง 0.0055 ดังนั้นฟังก์ชันการถ่ายโอนของระบบ คือ

$$G(s) = \frac{0.26882}{s^2 + 1.5896s + 20884} \quad (3.27)$$

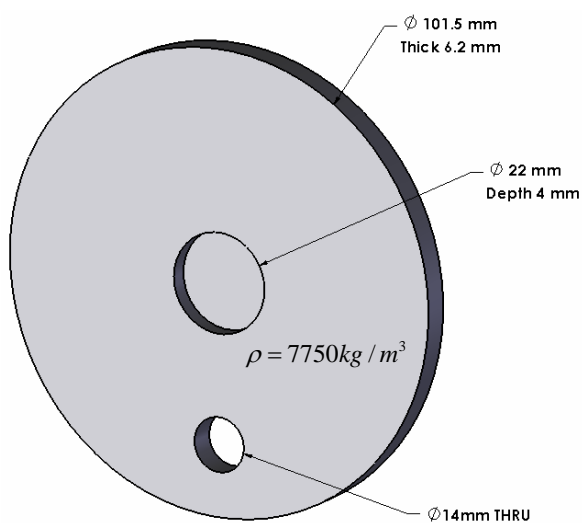
ผลการตอบสนองเชิงความถี่ จากฟังก์ชันถ่ายโอนในสมการที่ (3.27) แสดงดังรูปที่ 3.6 โดยระบบจะมีแอมพลิจูดสูงสุด  $-58.6$  dB ที่ความถี่ 144.51 rad/sec ซึ่งเมื่อพิจารณาค่าแห่งโพล (Pole) ของระบบ จะพบว่าอยู่ที่ตำแหน่ง  $-0.794+144.51i$  และ  $-0.794-144.51i$  ซึ่งอยู่ทางฝั่งซ้ายของแกนจินตภาพ (Imaginary Axis) ในระนาบเชิงซ้อน (Complex Plane) แสดงให้เห็นว่าระบบมีเสถียรภาพ



รูปที่ 3.6 แผนภาพโบดการตอบสนองของระบบ

### 3.3 แรงฮาร์โมนิกส์ของตัวกำเนิดการสั่น

อุปกรณ์กำเนิดการสั่นที่ใช้สร้างแรงฮาร์โมนิกส์ในแบบจำลอง จะมีลักษณะเป็นจานโลหะกลม (Disc) เจาะรูเยื้องศูนย์กลางต่อเข้ากับเพลามอเตอร์ที่สามารถควบคุมความเร็วรอบได้ สำหรับมิติของจานกลม แสดงดังรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 มิติจานเหล็กกลมเจาะรูเยื้องศูนย์กลางของตัวกำเนิดการสั่น

แรงจากตัวกำเนิดการสั่นนี้ จะเป็นแรงฮาร์โมนิกส์อันเนื่องมาจากการเสียดลในการหมุนจากสมการที่ 2.36 จะได้

$$f(t) = m'e\omega^2 \sin \omega t \quad (3.28)$$

เมื่อ  $m'e\omega^2$  คือ แอมพลิจูดของแรงฮาร์โมนิกส์

โดยที่  $m'$  คือ น้ำหนักที่หายไปของรูเจาะ

$e$  คือ ระยะห่างจากจุดศูนย์กลางรูเจาะถึงจุดศูนย์กลางจานโลหะ เท่ากับ 35 mm

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุมในการหมุนของจานโลหะ

$$\text{จะได้ } m' = \frac{\pi}{4} \times 0.014^2 \times 0.0062 \times 7,750$$

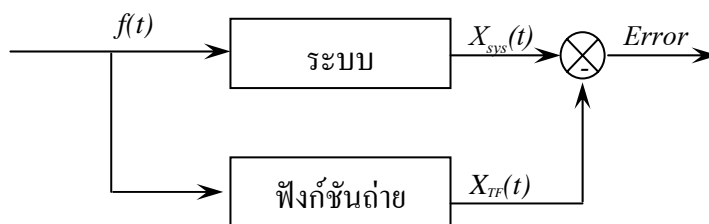
$$= 7.397 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

ดังนั้น แรงฮาร์โมนิกส์ของตัวกำเนิดสั่น คือ

$$f(t) = 0.0002581\omega^2 \sin \omega t \quad (3.29)$$

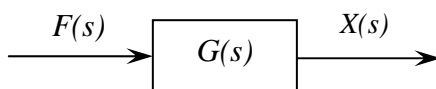
### 3.4 การทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคานและตัวกำเนิดการสั่น

ก่อนจะทราบถึงพฤติกรรมต่างๆ ของระบบว่า ระบบมีการตอบสนองอย่างไรนั้นจำเป็นต้องสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบขึ้นมาก่อน เพื่อความสะดวกในการศึกษา วิเคราะห์ และสามารถคาดการณ์ได้ว่า ระบบจะมีพฤติกรรมอย่างไรเมื่ออยู่ภายใต้อินพุตต่างๆ อย่างไรก็ตามก่อนที่จะนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาใช้งานจะต้องมีการทดสอบแบบจำลองดังกล่าว ว่ามีความเหมาะสมและถูกต้องสมบูรณ์เพียงใด ในรูปที่ 3.8 อธิบายว่าระบบจะแสดงพฤติกรรมออกมาในลักษณะต่างๆ ตามแต่อินพุตหรือแรงที่ป้อนให้กับระบบ และถ้าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์หรือฟังก์ชันถ่ายโอนมีความถูกต้อง เมื่อถูกกระทำด้วยแรงหรืออินพุตเดียวกัน ฟังก์ชันถ่ายโอนจะต้องแสดงพฤติกรรมออกมาใกล้เคียงหรือเหมือนกับระบบ กล่าวคือ ความแตกต่างของเอาต์พุต (Error) จะต้องมีค่าน้อย แบบจำลองทางคณิตศาสตร์จึงจะมีความถูกต้องสูง ดังนั้นในหัวข้อนี้จะศึกษาเปรียบเทียบผลการตอบสนองของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับเอาต์พุตที่ได้จากการวัดของระบบ



รูปที่ 3.8 แผนภาพบล็อกการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

พิจารณาแผนภาพบล็อกเฉพาะในส่วนของฟังก์ชันถ่ายโอน เมื่ออินพุทของระบบเป็นแรงฮาร์โมนิกส์  $F(s)$  เอาท์พุทของระบบ ( $X(s)$ ) จะมีค่าเท่ากับ  $G(s) \cdot F(s)$  ดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 แผนภาพบล็อกฟังก์ชันถ่ายโอนของคานและตัวกำเนิดการสั่น

ซึ่งการตอบสนองของระบบภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่สถานะคงตัว จะเป็นไปตามสมการที่ 2.24 คือ  $x(t) = X_0 |G(j\omega)| \sin(\omega t - \phi)$  เมื่อแอมพลิจูดของเอาท์พุทมีค่าเท่ากับ

$$X_0 = F_0 |G(j\omega)| \quad (3.30)$$

โดยที่  $F_0$  คือ แอมพลิจูดของแรงฮาร์โมนิกส์ จากหัวข้อที่ 3.2 ความถี่ธรรมชาติของระบบ มีค่าเท่ากับ 23 Hz หรือ 144.51 rad/s ดังนั้นค่าความแข็งสปริง สามารถหาได้จากความสัมพันธ์

$$k = \omega_n^2 m_{eff} \quad (3.31)$$

ซึ่งมีค่าเท่ากับ  $k=77684 \text{ N/m}$  จากสมการที่ (2.28) และ (3.31) เมื่อ  $K = \frac{1}{k}$  จะได้สมการขนาดของฟังก์ชันถ่ายโอนอยู่ในรูป

$$|G(s)| = \frac{1.287 \times 10^{-5}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.32)$$

เมื่อ  $r$  คือ อัตราส่วนความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ต่อความถี่ธรรมชาติของระบบ จากหัวข้อที่ 3.3 แรงฮาร์โมนิกส์ของตัวกำเนิดการสั่น  $f(t)$  มีค่าเท่ากับ  $0.0002581\omega^2 \sin \omega t$  แอมพลิจูดของแรงฮาร์โมนิกส์ ( $F_o$ ) จึงมีค่า

$$F_o = 0.0002581\omega^2 \quad (3.33)$$

เพราะฉะนั้นจากสมการที่ (3.30), (3.32), และ (3.33) จะได้ แอมพลิจูดของเอาต์พุต คือ

$$X_o = \frac{(3.3264 \times 10^{-9})\omega^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.34)$$

มุมเฟสของเอาต์พุต สามารถหาได้จากสมการที่ 2.31 คือ

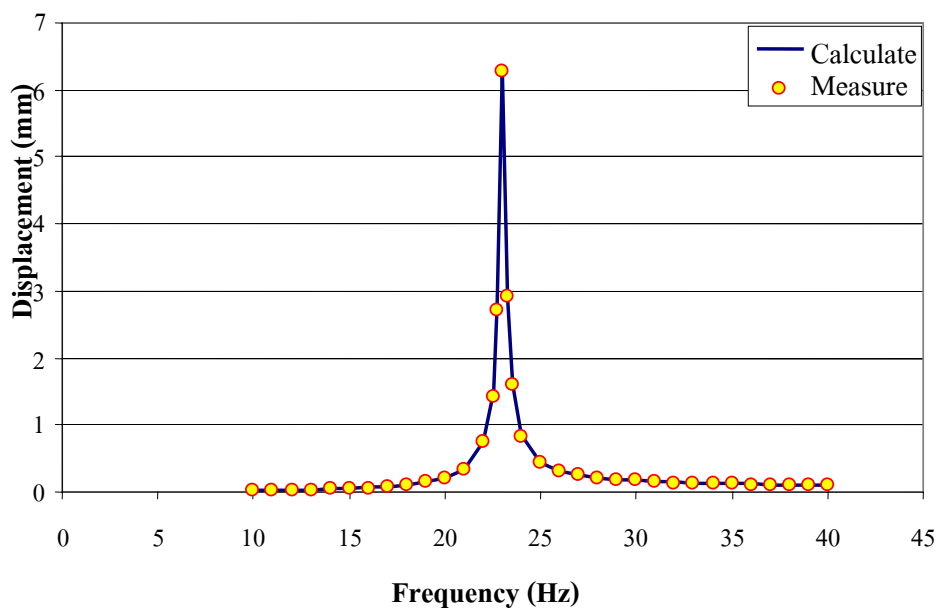
$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{2\zeta r}{1-r^2} \right] \quad (3.35)$$

จากสมการที่ 3.34 และ 2.30 จะคำนวณหาแอมพลิจูดและเฟสที่ความถี่ต่างๆได้ ดังตารางที่ 3.1 โดยเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวัด สำหรับตัวอย่างการคำนวณหาแอมพลิจูดและเฟสของเอาต์พุตจะแสดงไว้ในภาคผนวก ฉ

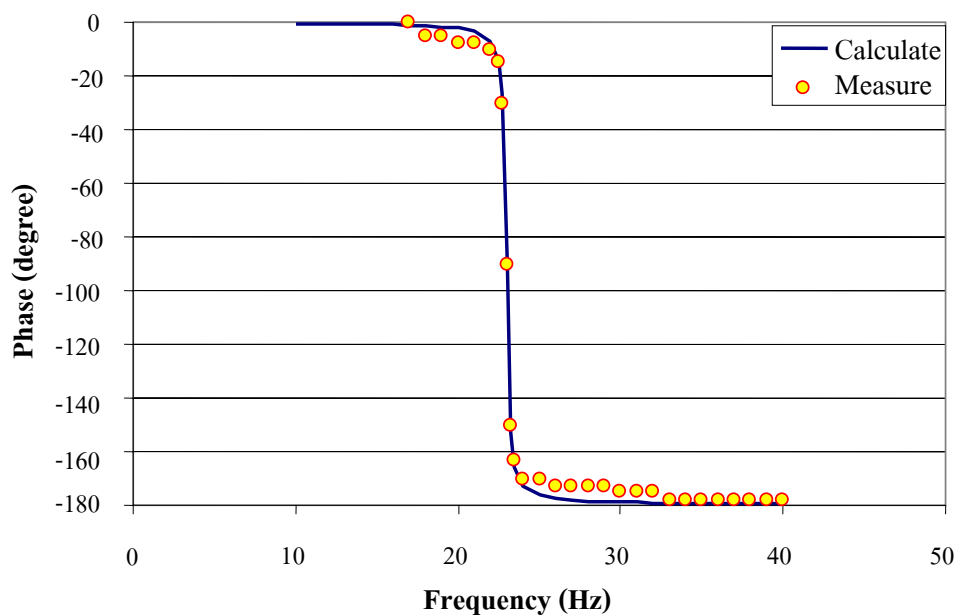
ตารางที่ 3.1 แอมพลิจูดและเฟสของกานที่มีตัวกำเนิดการสั่นติดตั้งอยู่

Frequency	Calculate		Measure	
	Displacement (mm)	Phase (Degree)	Displacement (mm)	Phase (Degree)
10.00	0.0162	-0.34	0.021	-
11.00	0.0206	-0.39	0.026	-
12.00	0.0259	-0.45	0.023	-
13.00	0.0326	-0.52	0.034	-
14.00	0.0408	-0.61	0.042	-
15.00	0.0513	-0.72	0.051	-
16.00	0.0651	-0.85	0.064	-
17.00	0.0835	-1.03	0.082	0
18.00	0.1096	-1.27	0.111	-5
19.00	0.1490	-1.64	0.149	-5
20.00	0.2150	-2.25	0.218	-8
21.00	0.3471	-3.46	0.336	-8
22.00	0.7406	-7.05	0.746	-10
22.50	1.4977	-14.05	1.432	-15
22.75	2.8045	-26.71	2.711	-30
23.00	6.3074	-90.00	6.272	-90
23.25	2.8910	-153.04	2.907	-150
23.50	1.5966	-165.66	1.600	-163
24.00	0.8433	-172.64	0.833	-170
25.00	0.4507	-176.23	0.451	-170
26.00	0.3187	-177.44	0.312	-173
27.00	0.2527	-178.04	0.252	-173
28.00	0.2132	-178.41	0.206	-173
29.00	0.1870	-178.65	0.183	-173
30.00	0.1683	-178.83	0.168	-175
31.00	0.1543	-178.96	0.154	-175
32.00	0.1435	-179.06	0.141	-175
33.00	0.1349	-179.15	0.133	-178
34.00	0.1279	-179.21	0.126	-178
35.00	0.1221	-179.27	0.122	-178
36.00	0.1172	-179.32	0.115	-178
37.00	0.1131	-179.36	0.111	-178
38.00	0.1095	-179.40	0.108	-178
39.00	0.1064	-179.43	0.106	-178
40.00	0.1036	-179.46	0.102	-178

จากตารางที่ 3.1 ทำการแสดงผลการเปรียบเทียบค่าแอมพลิจูดและเฟสของกานที่ติดตั้งตัวกำเนิดการสั่นเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 3.10 และ 3.11 ตามลำดับ โดยค่าที่คำนวณจากฟังก์ชันถ่ายโอนจะแสดงเป็นเส้นกราฟต่อเนื่องและค่าที่ได้จากการวัดจะแสดงเป็นจุด



รูปที่ 3.10 กราฟเปรียบเทียบการขจัดกาสรัดของคานที่ได้รับการคำนวณและจากการวัด



รูปที่ 3.11 กราฟเปรียบเทียบเฟสของเอาท์พุทที่ได้รับการคำนวณและจากการวัด

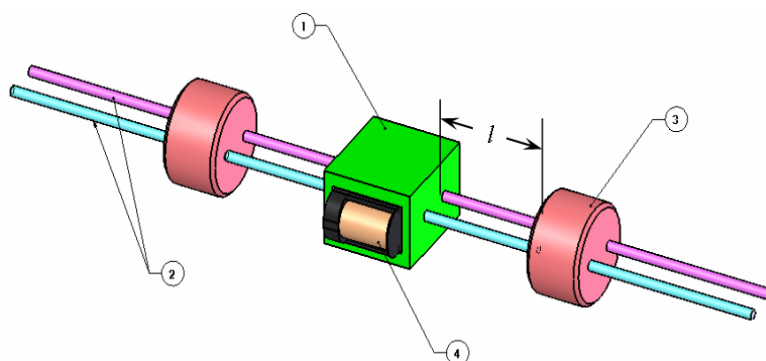
จากการทดสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สามารถสรุปได้ว่าฟังก์ชันถ่ายโอนนี้มีความถูกต้องเพียงพอที่จะนำไปใช้ในดำเนินการทดสอบในขั้นต่อไป



### 3.5 อุปกรณ์ชั้บการสั่นสะเทือนแบบเพลามวลคู่ (Dual Cantilever Mass)

อุปกรณ์ชั้บการสั่นสะเทือนแบบเพลามวลคู่ เป็นอุปกรณ์ชั้บการสั่นสะเทือนที่ (Christopher Ting-kong,1998 และ Simon Hill,1999) ได้เคยทำการศึกษาไว้ โดยที่ Christopher ได้ทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของอุปกรณ์ชั้บการสั่น 2 แบบ คืออุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบสปริงอากาศ (Enclosed Air) และแบบเพลามวลคู่ ส่วนในงานศึกษาของ Simon นั้นสรุปได้ว่าอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่สามารถนำไปใช้งานกับเครื่องจักรอุตสาหกรรมได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่ในงานศึกษาวิจัยของ Christopher และ Simon นั้นต่างพบข้อจำกัดของอุปกรณ์ชั้บการสั่น คือ อุปกรณ์ชั้บการสั่นจะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพกับแรงที่มีความถี่เดียว (Single Frequency) เท่านั้น ดังนั้นในงานวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะนำเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control Algorithm) มาใช้กับอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่ ซึ่งจะกล่าวถึงรายละเอียดของการควบคุมในบทต่อไป อย่างไรก็ตามแบบจำลองของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่นี้จะออกแบบและสร้างขึ้นใหม่เพื่อให้มีความเหมาะสมกับระบบหลัก (คาน) ที่จะใช้ในงานวิจัยนี้

#### 3.5.1 ลักษณะของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่



รูปที่ 3.12 ลักษณะของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่

อุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่ (Dual Cantilever Mass) ในรูปที่ 3.12 ประกอบด้วยส่วนสำคัญหลักๆ 4 ส่วนด้วยกัน ดังนี้

1. ตัวอุปกรณ์ชั้บการสั่นใช้ยึดติดกับคาน อยู่ระหว่างมวลคู่ชั้บการสั่นทั้ง 2 ข้าง
2. เพลาน้ำตัดกลม 1 คู่ โดยที่เพลาน้ำหนึ่งเป็นเพลาดรึงผิวเกลี้ยง ส่วนเพลาน้ำอีกอันเป็นเพลาน้ำที่มีเกลี้ยง
3. มวลชั้บการสั่นสะเทือน มีลักษณะเป็นทรงกระบอกอยู่ที่ปลายของเพลาน้ำทั้ง 2 ด้าน
4. มอเตอร์ที่ใช้ขับเพลาน้ำที่มีเกลี้ยง เพื่อเลื่อนมวลคู่ชั้บการสั่นเข้า-ออก

สำหรับอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่นี้จัดเป็นอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าได้ (ADVA) ซึ่งความถี่ธรรมชาติ หรือความถี่ซึมซับ (Absorption Frequency) ของอุปกรณ์ดูดซับการสั่นนี้ สามารถปรับเปลี่ยนค่าได้โดยการเปลี่ยนตำแหน่งของมวลขับเคลื่อนทั้ง 2 ด้าน การปรับระยะการเคลื่อนที่ ( $l$ ) ของมวลขับเคลื่อน จะทำให้ค่าความแข็งสปริงเปลี่ยนไป เป็นผลให้ความถี่ธรรมชาติหรือความถี่ซึมซับ ของอุปกรณ์ขับเคลื่อนเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย โดยที่ความถี่ซึมซับของอุปกรณ์ขับเคลื่อน มีความสัมพันธ์กับค่าความแข็งสปริง คือ

$$\omega_a^2 = \frac{k_a}{m_a} \quad (3.36)$$

โดยที่  $\omega_a$  คือ ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ขับเคลื่อน

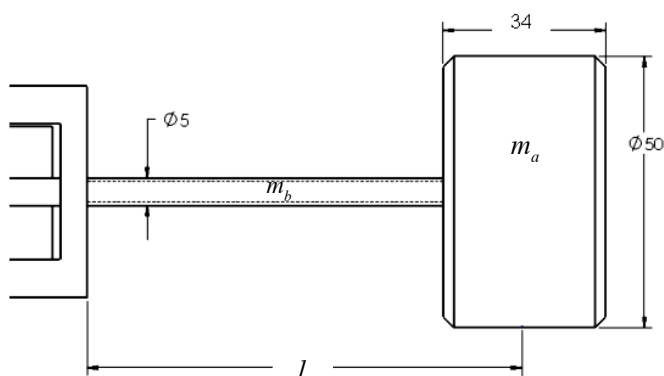
$k_a$  คือ ค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่น

$m_a$  คือ มวลตัวดูดซับการสั่น

### 3.5.2 ความถี่ซึมซับ ของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่

ในการหาความถี่ซึมซับของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่ จะใช้วิธีการประมาณด้วยวิธีของเรย์ลีย์ (Rayleigh's Method) วิธีการประมาณของดันเคอร์เลย์ (Dunkerley's Formula) และวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element) เปรียบเทียบกับค่าความถี่ซึมซับ ที่ได้จากการวัดเพื่อเป็นการพิจารณาแนวโน้มของความถี่ซึมซับ อันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงระยะ  $l$

#### 3.5.2.1 ค่าความถี่ซึมซับ จากวิธีการประมาณของดันเคอร์เลย์



รูปที่ 3.13 มิติของอุปกรณ์ขับเคลื่อน

การประมาณค่าโดยวิธีนี้อ้างอิงจากงานวิจัยของ Christopher และ Simon โดย การหาความถี่ธรรมชาติด้วยวิธีการประมาณของคันเคอร์เลย์นี้จะพิจารณาว่าระบบประกอบด้วยหลายๆส่วน โดยที่ในแต่ละส่วนต่างก็มีความถี่ธรรมชาติ เมื่อระบบไม่มีความหน่วง ความถี่ธรรมชาติของระบบ จะหาได้จาก

$$\frac{1}{\omega^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \dots + \frac{1}{\omega_i^2} \quad (3.37)$$

โดยที่  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_i$  เป็นความถี่ธรรมชาติของส่วนที่พิจารณา

สำหรับความถี่ธรรมชาติของเพลากลม  $\omega_b^2 = 12.7 \frac{EI}{m_b l^3}$  เนื่องจากอุปกรณ์

ขับเคลื่อนประกอบด้วยเพลากลม 1 คู่ ขนานกันดังนั้น

$$\omega_b^2 = 25.4 \frac{EI}{m_b l^3} \quad (3.38)$$

ความถี่ธรรมชาติของมวลขับเคลื่อนที่ปลายเพลากลม

$$\omega_m^2 = \frac{3EI}{m_a l^2} \quad (3.39)$$

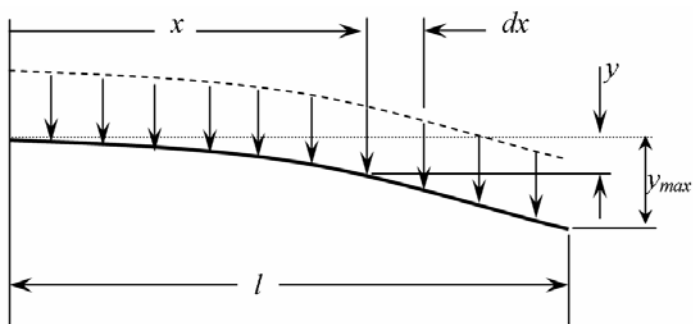
จากสมการที่ (3.37), (3.38) และ (3.39) จะได้ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ขับเคลื่อนหรือความถี่ธรรมชาติเท่ากับ

$$\omega_a = \sqrt{\frac{76.2EI}{(3m_b + 24.5m_a)l^3}} \quad (3.40)$$

### 3.5.2.2 ค่าความถี่ธรรมชาติ จากวิธีการประมาณของเรย์ลีย์

พิจารณาคานในรูปที่ 3.14 ซึ่งคานมีน้ำหนักต่อหน่วยความยาว  $W$  N/m กำหนดระยะ โกงตัวที่ปลายคาน (ไม่มีมวล  $m_a$ ) อยู่ในรูปของสมการ

$$y(x) = \frac{W}{24EI} (x^4 - 4lx^3 + 6l^2x^2) \quad (3.41)$$



รูปที่ 3.14 การโก่งตัวของเพลานื่องมาจากน้ำหนักของเพล

ที่ปลายเพล  $x = l$  ระยะโก่งตัวของเพลจะมีค่ามากที่สุด คือ

$$y_{\max} = \frac{Wl^4}{8EI} \quad (3.42)$$

ดังนั้น

$$y(x) = y_{\max} \frac{1}{3l^4} (x^4 - 4lx^3 + 6l^2x^2) \quad (3.43)$$

ความเร็วของเพลที่ตำแหน่ง  $y$

$$\dot{y}(x) = \frac{1}{3} \dot{y}_{\max} \left[ \left( \frac{x}{l} \right)^4 - 4 \left( \frac{x}{l} \right)^3 + 6 \left( \frac{x}{l} \right)^2 \right] \quad (3.44)$$

เพลในช่วง  $dx$  มีมวล  $W dx/g$  ดังนั้นพลังงานจลน์ในช่วงนี้ มีค่า

$$dT_b = \frac{1}{18} \frac{W}{g} \dot{y}_{\max}^2 \left[ \left( \frac{x}{l} \right)^4 - 4 \left( \frac{x}{l} \right)^3 + 6 \left( \frac{x}{l} \right)^2 \right]^2 dx \quad (3.45)$$

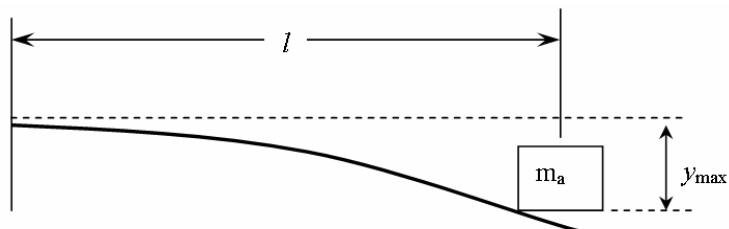
เพราะฉะนั้นเพลยาว  $l$  จะมีพลังงานจลน์

$$T_b = \frac{1}{18} \frac{W}{g} \dot{y}_{\max}^2 \int_0^L \left[ \left( \frac{x}{l} \right)^4 - 4 \left( \frac{x}{l} \right)^3 + 6 \left( \frac{x}{l} \right)^2 \right]^2 dx$$

$$T_b = \frac{1}{2} \left( 0.2568 \frac{Wl}{g} \right) \dot{y}_{\max}^2 \quad (3.46)$$

รูปที่ 3.15 พิจารณามวล  $m_a$  ที่ปลายเพลา โดยไม่คิมน้ำหนักของเพลา พลังงานจลน์จะมีค่า

$$T_a = \frac{1}{2} m_a \dot{y}_{\max}^2 \quad (3.47)$$



รูปที่ 3.15 การโก่งตัวของเพลาเนื่องมาจากน้ำหนักของมวลที่ปลายคานเพลา

พลังงานจลน์สูงสุดของอุปกรณ์คู่ชับการสั่น คือ

$$T_{\max} = T_a + 2T_b = \frac{1}{2} \left( m_a + 0.5136 \frac{Wl}{g} \right) \dot{y}_{\max}^2 \quad (3.48)$$

พลังงานศักย์สูงสุด

$$U_{\max} = \frac{1}{2} k y_{\max}^2 \quad (3.49)$$

ดังนั้น

$$\frac{1}{2} k y_{\max}^2 = \frac{1}{2} \left( m_a + 0.5136 \frac{Wl}{g} \right) \dot{y}_{\max}^2$$

จะได้

$$\omega_a^2 = \sqrt{\frac{3EI}{\left(m_a + 0.5136 \frac{Wl}{g}\right) l^3}} \quad (3.50)$$

### 3.5.2.3 ค่าความถี่ธรรมชาติ จากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เป็นวิธีที่ใช้แก้ปัญหาทางวิศวกรรมอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน สำหรับปัญหาทางพลศาสตร์นั้น วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ก็สามารถนำมาประยุกต์ใช้ได้ เช่นเดียวกับปัญหาทางสถิตศาสตร์โดยอาศัยสมการพื้นฐานต่างๆ ดังนั้นสมการการเคลื่อนที่ของวัตถุสามารถเขียนให้อยู่ในรูป

$$[M]\{\ddot{W}\} + [B]\{\dot{W}\} + [K]\{W\} = \{f(t)\} \quad (3.51)$$

โดยที่  $[M]$  คือ เอลิเมนต์เมตริกซ์ของมวล

$[B]$  คือ เอลิเมนต์เมตริกซ์ของความหน่วง

$[K]$  คือ เอลิเมนต์เมตริกซ์ของความแข็งสปริง

$\{\ddot{W}\}, \{\dot{W}\}, \{W\}$  คือ เวกเตอร์ของการเคลื่อนที่

$\{f(t)\}$  คือ เวกเตอร์ของแรง

สำหรับการหาความถี่ธรรมชาติในกรณีที่ไม่มีความหน่วงและแรงภายนอก การเคลื่อนที่ที่จะเป็นการสั่นแบบอิสระโดยมีสมการ คือ

$$[M]\{\ddot{W}\} + [K]\{W\} = 0 \quad (3.52)$$

สมมติเวกเตอร์ของการเคลื่อนที่ที่อยู่ในรูป

$$\{W\} = \{W\} \sin \omega t \quad (3.53)$$

$$\{\ddot{W}\} = -\omega^2 \{W\} \sin \omega t \quad (3.54)$$

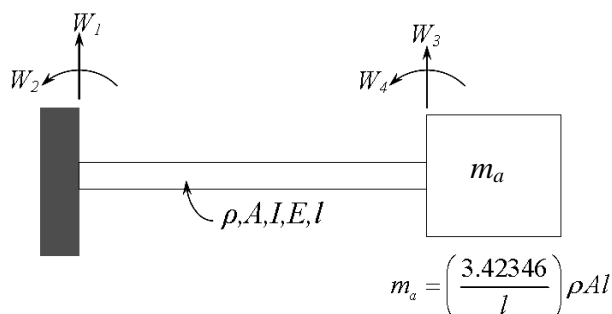
หากแทนเวกเตอร์ของการขจัด (3.53) และความเร่ง (3.54) ลงในสมการ (3.52) จะได้

$$[[K] - \omega^2 [M]]\{W\} = 0 \quad (3.55)$$

ผลเฉลยของสมการที่สามารถเป็นจริงได้ของสมการที่ (3.55) คือ

$$[[K] - \omega^2 [M]] = 0 \quad (3.56)$$

สำหรับการหาความถี่ธรรมชาติ ของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่ นั้น พิจารณารูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 แบบจำลองของอุปกรณ์ขับเคลื่อน

อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่ประกอบด้วย เพลา 2 อันขนานกัน ดังนั้น เอลิเมนต์เมตริกซ์ของความแข็งสปริงจะมีค่า

$$[K] = 2 \cdot \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

เอลิเมนต์เมตริกซ์ของมวล

$$[M] = \frac{\rho A l}{420} \begin{bmatrix} 156 + \left(\frac{3.42346}{l}\right) & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

และเวกเตอร์การขจัด จะมีค่า

$$\bar{W} = \begin{Bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ W_3 \\ W_4 \end{Bmatrix}$$

นิยามให้

$$\lambda = \left( \frac{\rho A l^4 \omega^2}{420 E I} \right) \quad (3.57)$$

เมื่อเงื่อนไขขอบเขต คือ  $W_1 = W_2 = 0$  สมการความถี่จะมีค่า

$$\begin{vmatrix} 24 - \left( 156 + \frac{3.42346}{l} \right) \lambda & -12l + 22l\lambda \\ -12l + 22l\lambda & 8l^2 - 4l^2\lambda \end{vmatrix} = 0$$

จะได้

$$\left( 140 + \frac{13.6938}{l} \right) \lambda^2 - \left( 816 + \frac{27.3877}{l} \right) \lambda + 48 = 0 \quad (3.58)$$

เมื่อทราบค่ารากของสมการที่ (3.58) จะสามารถหาค่าความถี่ธรรมชาติได้จากสมการที่ (3.59) โดยมีค่า

$$\omega_{a1} = \sqrt{\frac{420 E I \lambda_1}{\rho A l^4}} \quad \text{และ} \quad \omega_{a2} = \sqrt{\frac{420 E I \lambda_2}{\rho A l^4}} \quad (3.59)$$

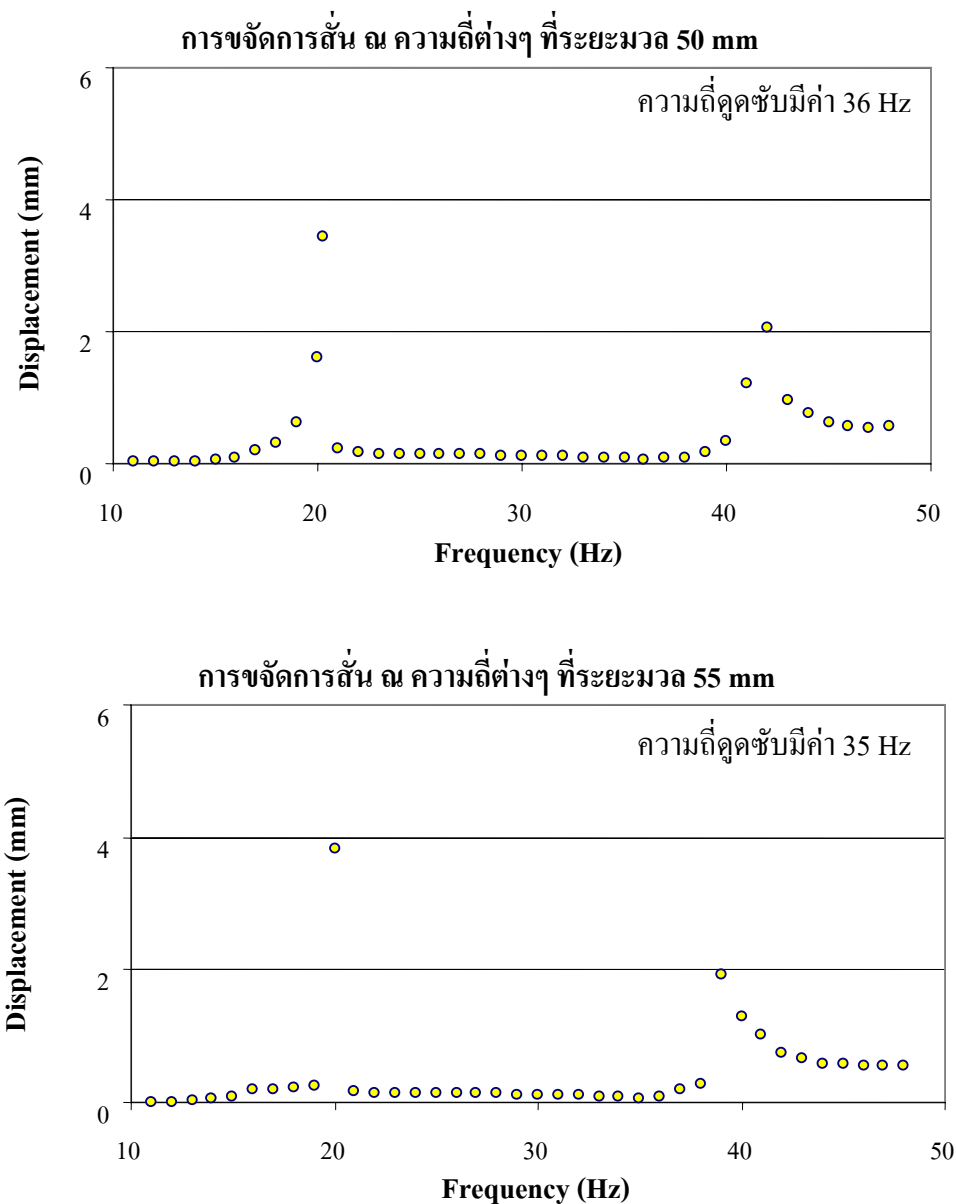
### 3.5.2.4 ค่าความถี่ธรรมชาติจากการวัด

การหาค่าความถี่ธรรมชาติที่ระยะ  $l$  ต่าง ๆ โดยการวัดนั้นมีขั้นตอนดังนี้คือ

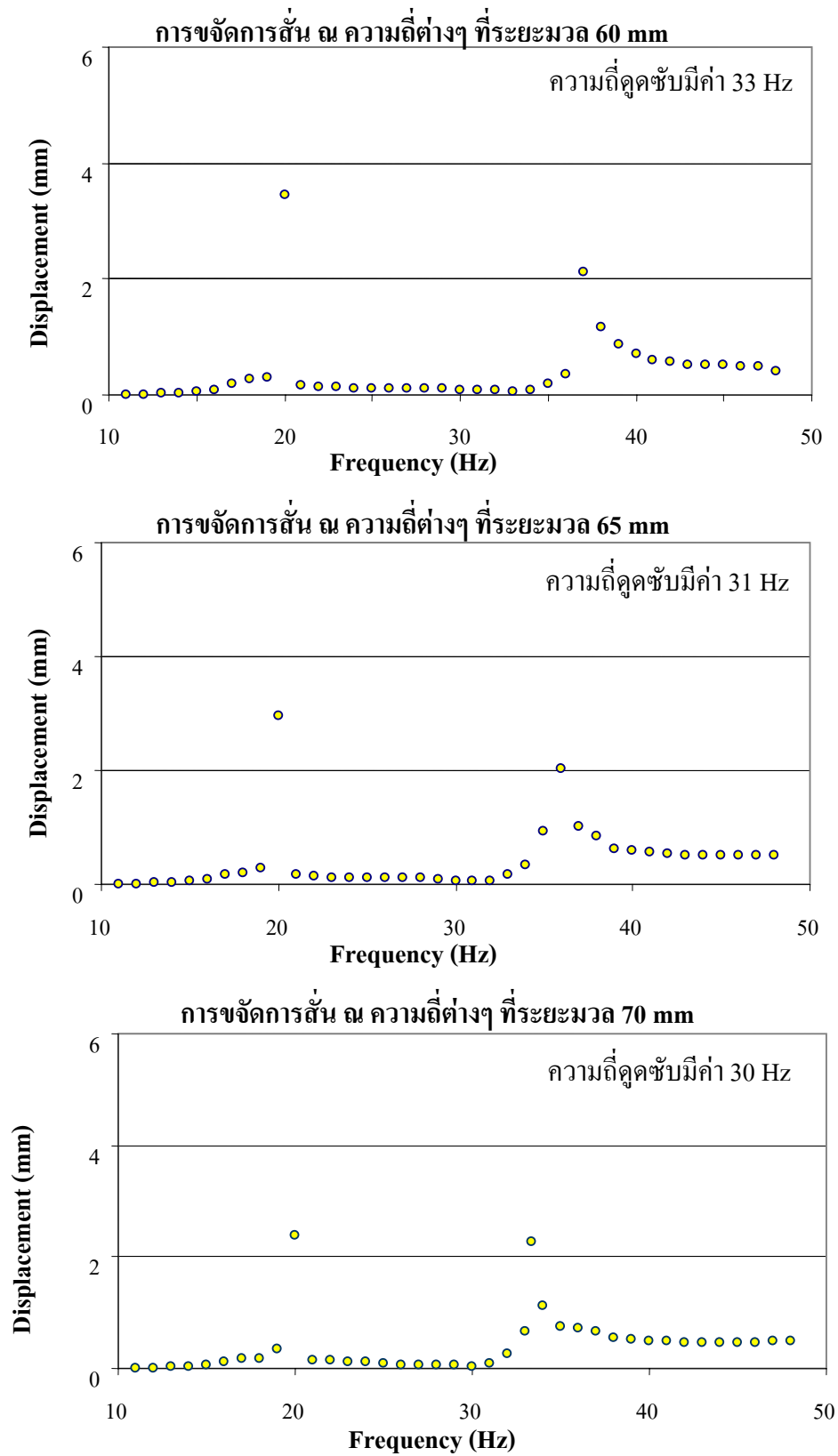
1. ปรับระยะ  $l$  ของมวลชั่งการสั่นไปที่ 0.05 m
2. ติดตั้งอุปกรณ์ชั่งการสั่นกับคาน
3. กระตุ้นระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ความถี่ 11 - 48 Hz โดยเพิ่มความถี่เป็นขั้น ๆ ละ 1 Hz และวัดแอมพลิจูดของคานที่ทุกๆค่าความถี่
4. ปรับระยะ  $l$  เพิ่มขึ้น 0.005 m ทำซ้ำขั้นตอนที่ 1 - 3 จนระยะ  $l = 0.15$  m
5. ค่าความถี่ธรรมชาติ ของอุปกรณ์ชั่งการสั่น คือความถี่ที่อยู่ระหว่างความถี่สั่นพ้องทั้ง 2 ความถี่และมีการจัดการสั่นของคานที่น้อยที่สุด



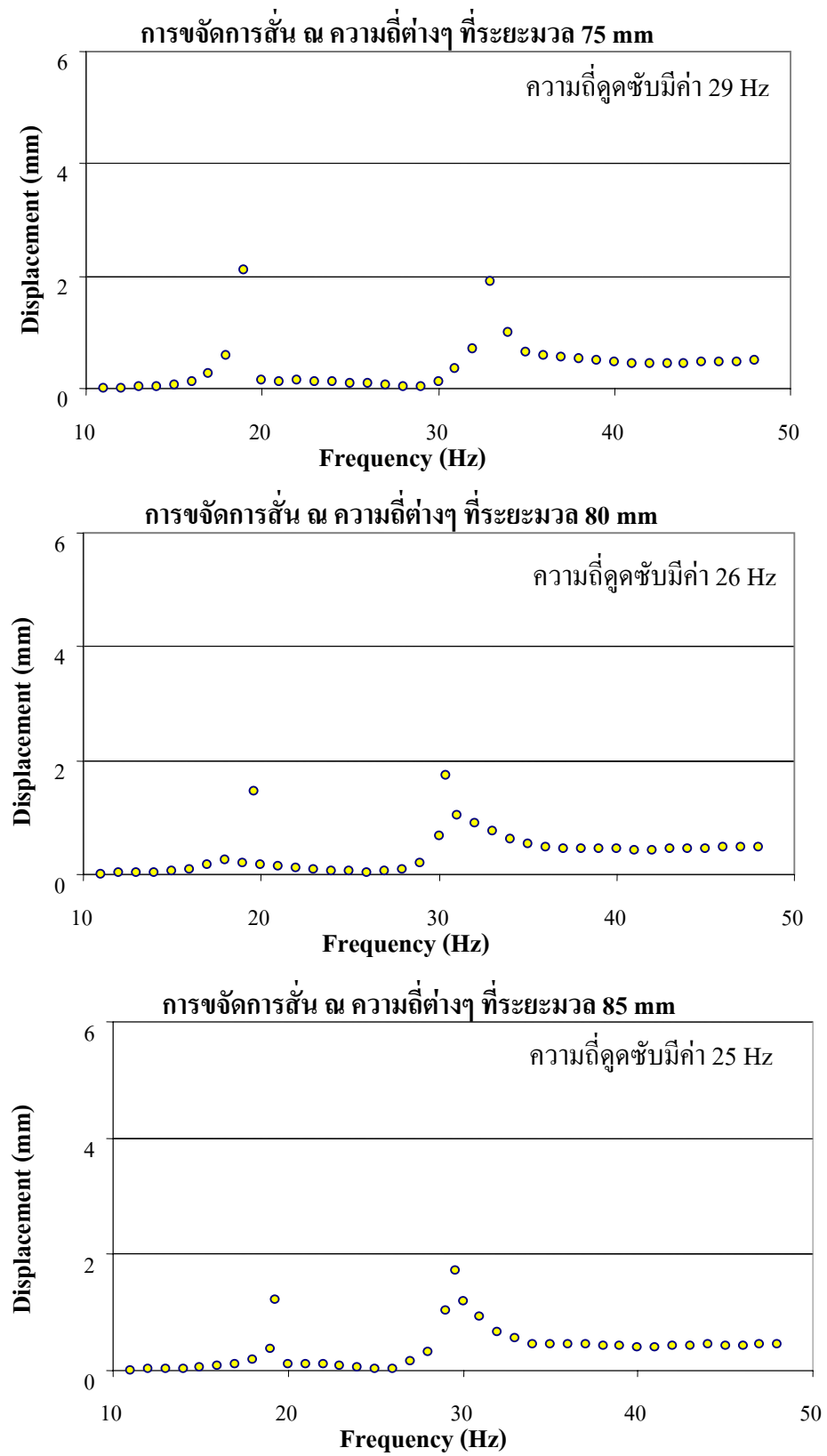
ผลการวัดขนาดการขจัดของคานและอุปกรณ์ซับการสั่นเมื่อถูกกระทำด้วยแรง ฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3.17 โดยค่าความถี่ซึ่งมีค่าของอุปกรณ์ซับการสั่น คือความถี่ที่ทำให้ขนาดการสั่นของคานมีค่าน้อยที่สุด



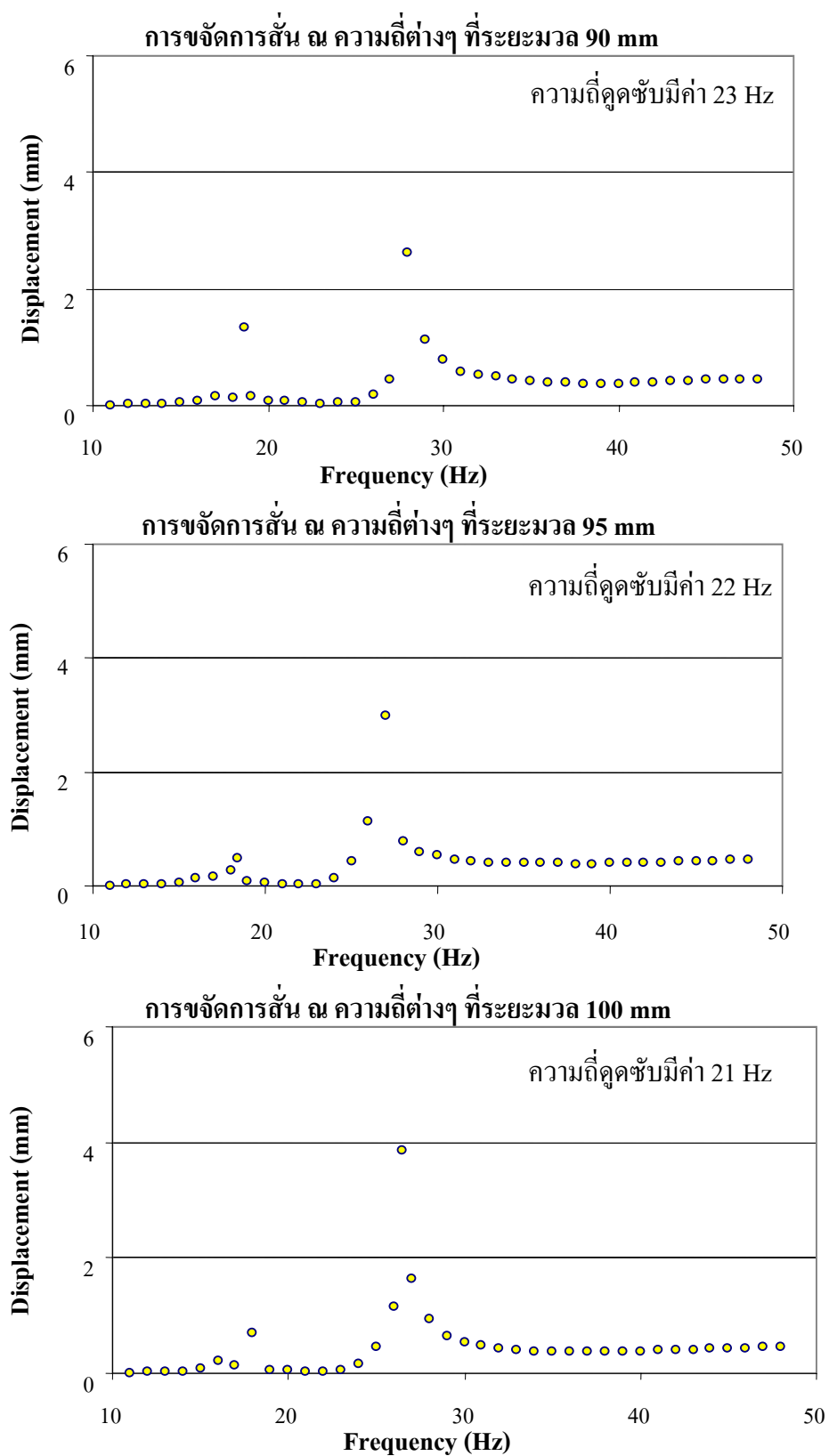
รูปที่ 3.17 การขจัดของคานเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ



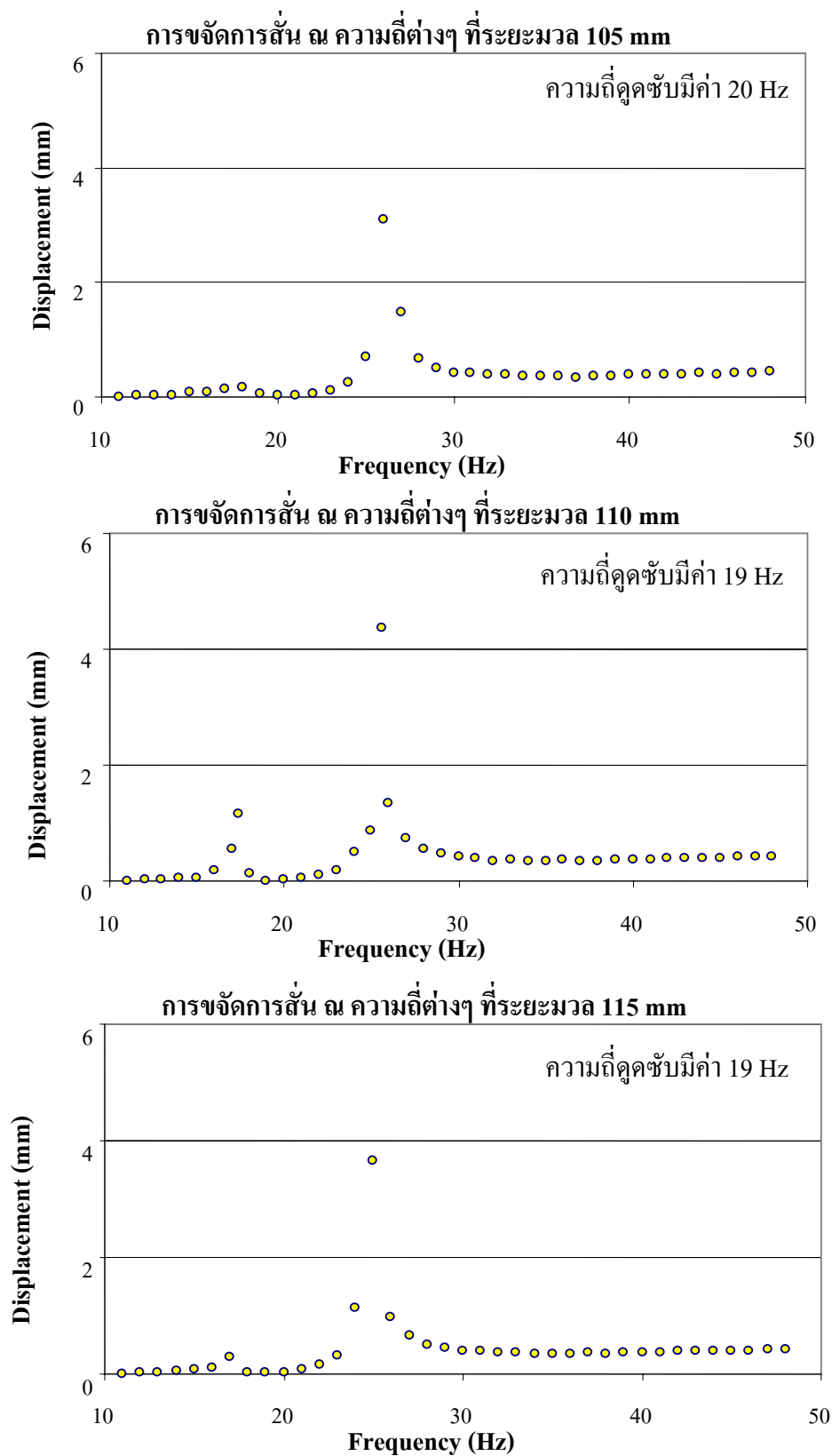
รูปที่ 3.17 การขจัดของคานเมื่อถูกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ (ต่อ)



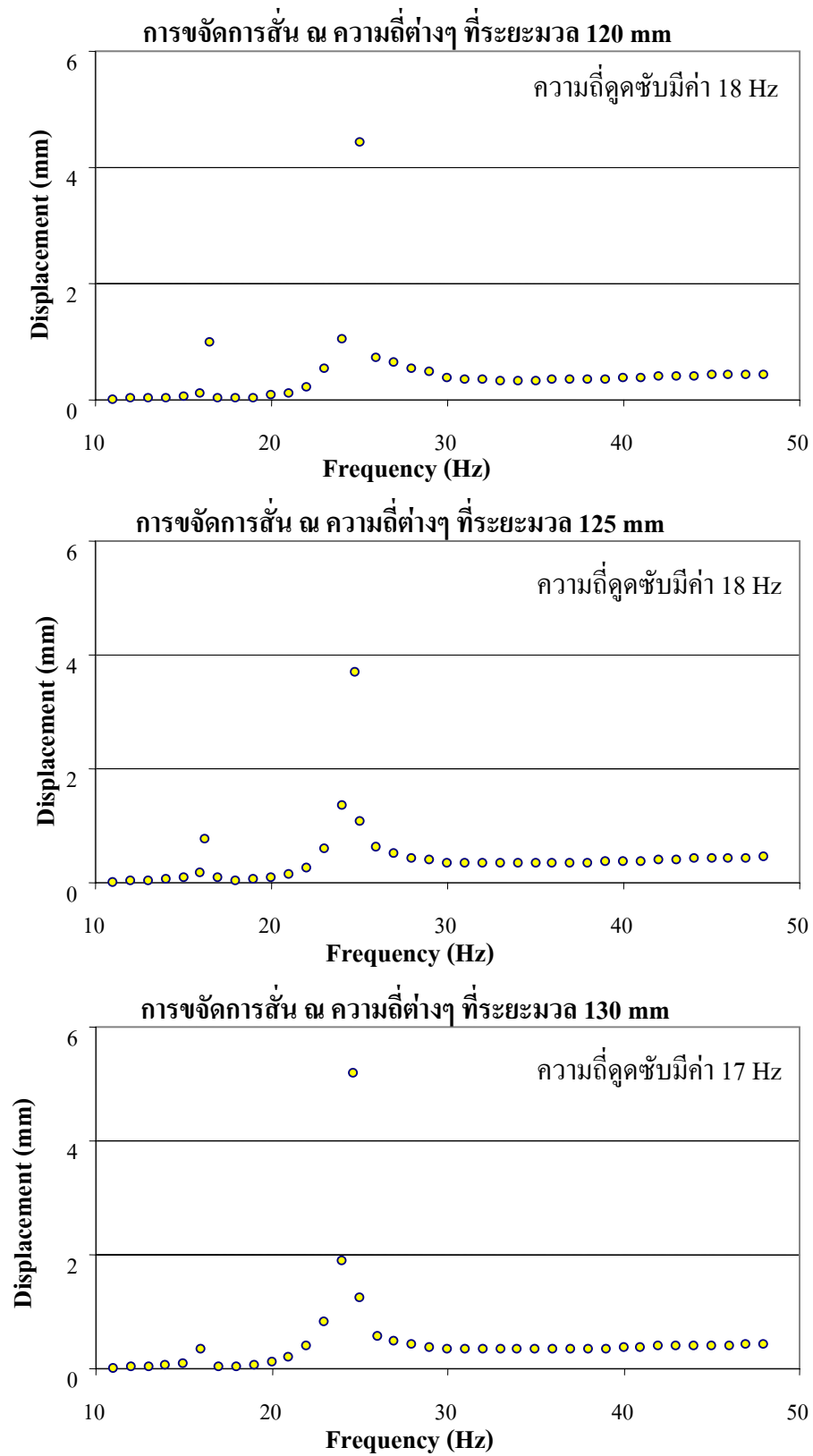
รูปที่ 3.17 การจัดการของคานเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ (ต่อ)



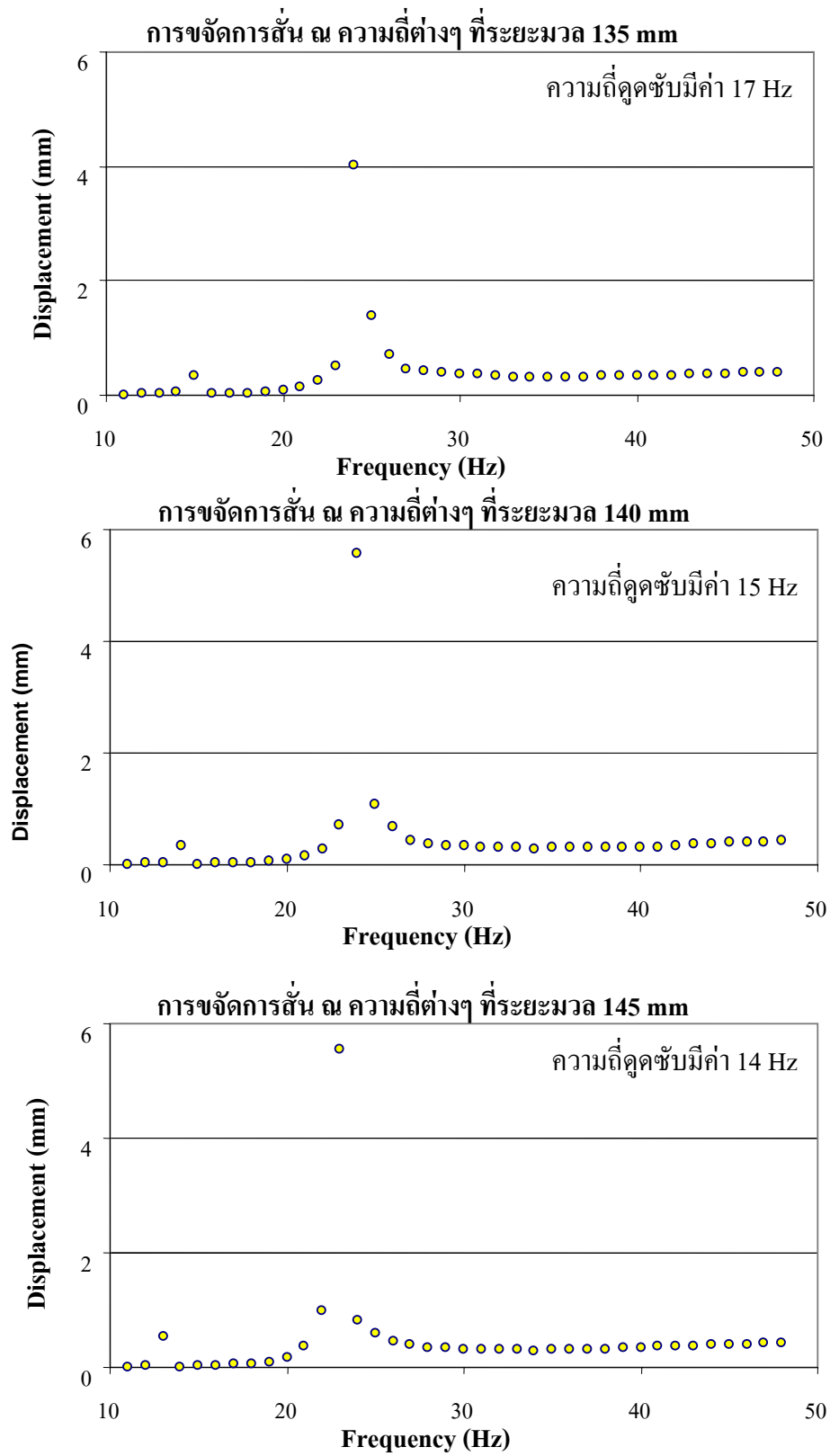
รูปที่ 3.17 การขจัดของคานเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ (ต่อ)



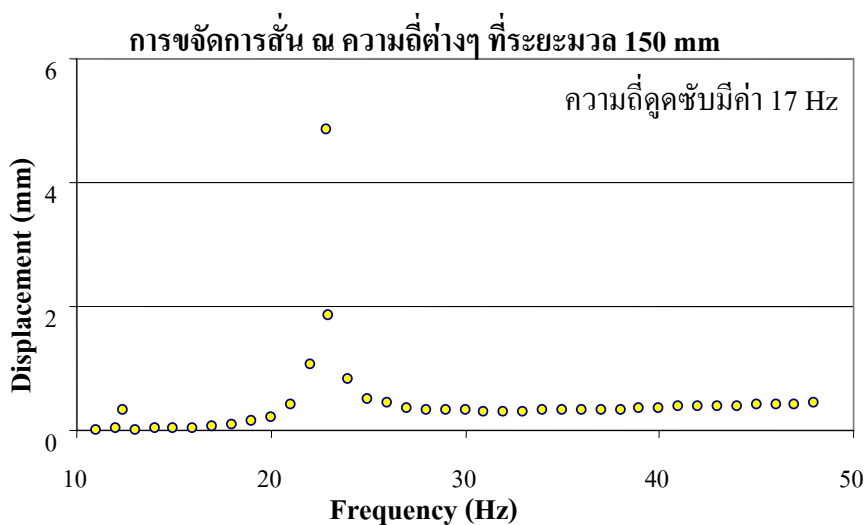
รูปที่ 3.17 การขจัดของคานเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่มีความถี่ต่างๆ (ต่อ)



รูปที่ 3.17 การขจัดของกานเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ (ต่อ)



รูปที่ 3.17 การขจัดของคานเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ (ต่อ)



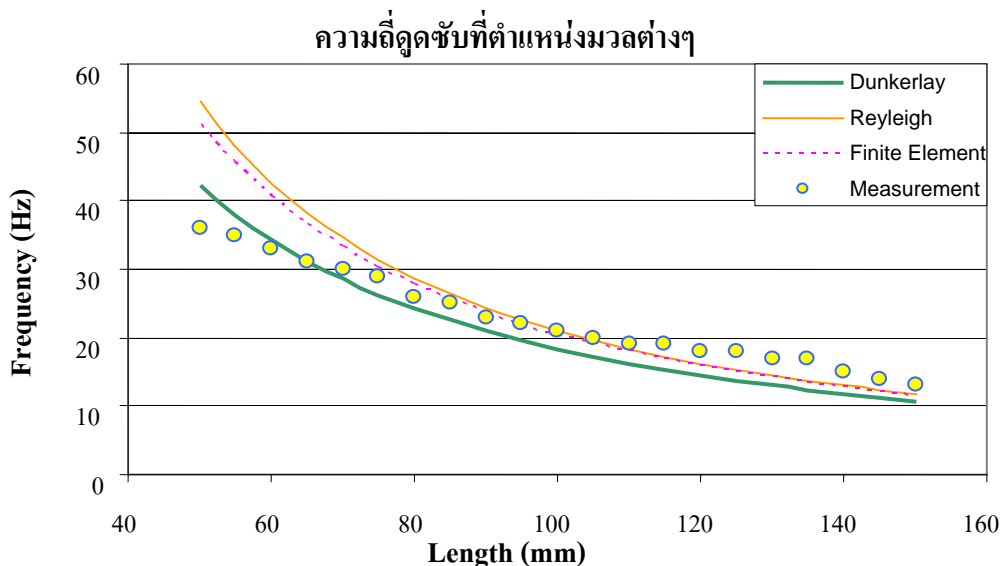
รูปที่ 3.17 การขจัดของแกนเมื่อถูกกระทำด้วยแรงที่ความถี่ต่างๆ (ต่อ)

จากวิธีการหาค่าความถี่ธรรมชาติหรือความถี่ซิมซบของอุปกรณ์สับการสั่นที่ได้กล่าวมาทั้งหมดในหัวข้อที่ 3.5.2 ได้บันทึกไว้ดังตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์สับการสั่นแบบเพลลามวลคู่ที่ได้จากวิธีต่างๆ

$l$ (m)	Dunkerlay (Hz)	Reyleigh (Hz)	Finite Element (Hz)	Measurment (Hz)
0.050	42.20	54.51	51.41	36
0.055	37.89	47.98	45.50	35
0.060	34.27	42.66	40.64	33
0.065	31.19	38.25	36.58	31
0.070	28.55	34.55	33.16	30
0.075	26.26	31.41	30.23	29
0.080	24.26	28.71	27.71	26
0.085	22.50	26.38	25.53	25
0.090	20.95	24.35	23.61	23
0.095	19.56	22.56	21.92	22
0.100	18.32	20.99	20.43	21
0.105	17.21	19.58	19.09	20
0.110	16.21	18.33	17.90	19
0.115	15.29	17.20	16.82	19
0.120	14.47	16.19	15.85	18
0.125	13.71	15.27	14.97	18
0.130	13.02	14.43	14.16	17
0.135	12.38	13.67	13.43	17
0.140	11.80	12.97	12.76	15
0.145	11.25	12.33	12.14	14
0.150	10.75	11.74	11.57	13





รูปที่ 3.18 กราฟเปรียบเทียบความถี่คู่ค้ำ เมื่อระยะห่างมวลมีการเปลี่ยนแปลง

### 3.5.3 ความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้การสั่น

สำหรับอุปกรณ์ช้การสั่นแบบเพลามวลคู่สามารถปรับค่าความถี่คู่ค้ำได้โดยใช้วิธีการปรับที่ความแข็งสปริงของเพลทั้งสอง ค่าความแข็งสปริงสามารถหาได้จาก

$$k_a = \omega_a^2 m_{eff} \quad (3.60)$$

จากตารางที่ 3.2 จะคำนวณค่าความแข็งสปริงได้ ดังตารางที่ 3.3 และเขียนเป็นกราฟค่าความแข็งสปริงที่ระยะ  $l$  ต่างๆ ได้ดังรูปที่ 3.19 โดยที่พิจารณาความสัมพันธ์ของตำแหน่งมวลช้การสั่นกับค่าความแข็งสปริงเป็นลักษณะเชิงเส้นในช่วงระยะ 0.085 – 0.15 m ซึ่งจะมีสมการความสัมพันธ์ของค่าความแข็งสปริงกับตำแหน่งมวลคือ

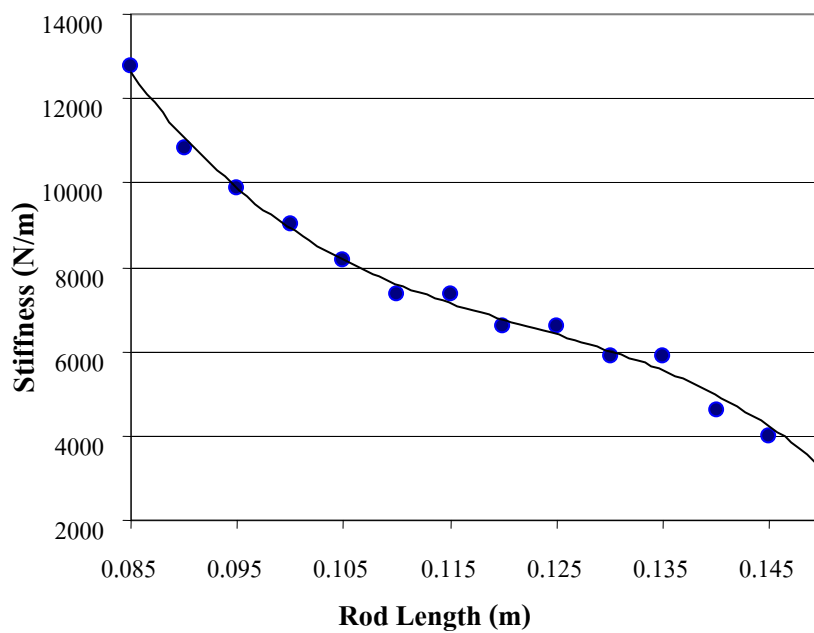
$$k_a = -6.4356 \times 10^7 L^3 + 2.3603 \times 10^7 L^2 - 2.9575 \times 10^6 L + 1.3298 \times 10^5$$

และมีค่าความผิดพลาดแบบ Root Mean Square Error เท่ากับ 214.69 N/m เนื่องจากค่าความแข็งสปริงมีลักษณะของความไม่เป็นเชิงเส้น รวมทั้งความคลาดเคลื่อนของชิ้นส่วนที่ใช้ในการสร้างอุปกรณ์ช้การสั่น ดังนั้นในกระบวนการควบคุมจะมีความซับซ้อนและมีความยุ่งยากอย่างมาก จึงพิจารณาช่วงที่ค่าความแข็งสปริงมีลักษณะเป็นเชิงเส้นตรงดังรูปที่ 3.20 ในช่วงระยะมวล 0.085 – 0.15 m. ของช่วงความแข็งสปริงอุปกรณ์ช้การสั่นจะมีความถี่คู่ค้ำ อยู่ในช่วง 13-25 Hz หรือ

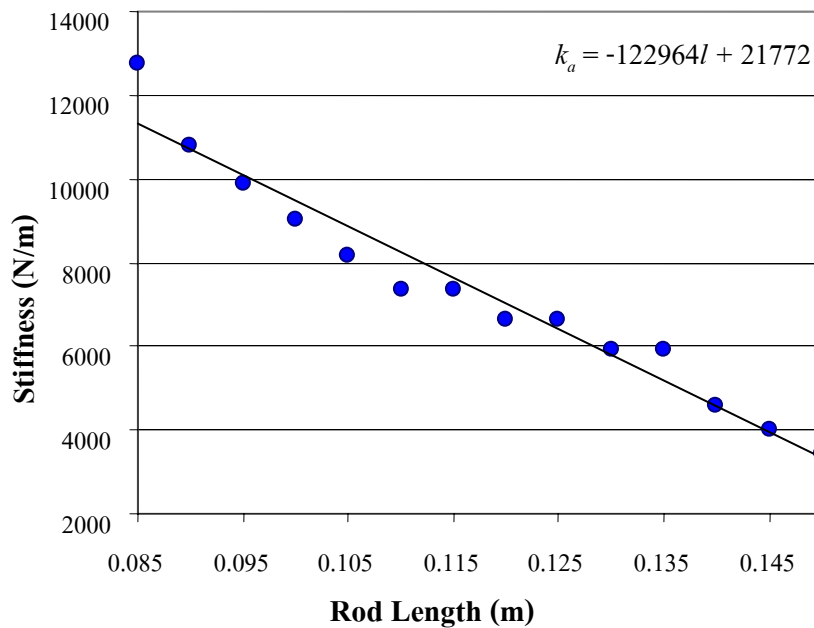
เท่ากับ 3,327 – 11320 N/m และกำหนดให้เป็นขอบเขตการทำงานเพื่อความสะดวกในการเปรียบเทียบประสิทธิภาพของกฎการควบคุม

ตารางที่ 3.3 ค่าความแข็งสปริงที่คำนวณจากความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ชั้นการสั่นซึ่งได้จากการวัด

$l$ (mm)	Measured Frequency (Hz)	Stiffness (N/m)
0.050	36	26484.55
0.055	35	25033.62
0.060	33	22254.38
0.065	31	19638.62
0.070	30	18392.05
0.075	29	17186.35
0.080	26	13814.47
0.085	25	12772.26
0.090	23	10810.44
0.095	22	9890.83
0.100	21	9012.10
0.105	20	8174.24
0.110	19	7377.25
0.115	19	7377.25
0.120	18	6621.14
0.125	18	6621.14
0.130	17	5905.89
0.135	17	5905.89
0.140	15	4598.01
0.145	14	4005.38
0.150	13	3453.62



รูปที่ 3.19 ความสัมพันธ์ของค่าความแข็งสปริงกับตำแหน่งมวล

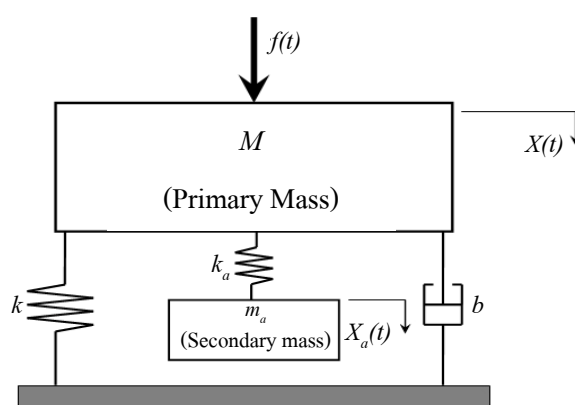


รูปที่ 3.20 ความสัมพันธ์เชิงเส้นตรงของค่าความแข็งสปริงกับตำแหน่งมวล

อย่างไรก็ตามการทำงานนอกขอบเขตที่กำหนด อุปกรณ์ชั้บการสั่นก็สามารถทำงานได้ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขและวิธีในการควบคุม สำหรับงานวิทยานิพนธ์นี้จะกำหนดให้อุปกรณ์ชั้บการสั่นทำงานอยู่ในขอบเขตดังกล่าว ซึ่งจะได้สมการความสัมพันธ์ค่าความแข็งสปริงกับตำแหน่งมวลคือ  $k_a = -122964 l + 21772$

### 3.6 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่น

แบบจำลองของระบบที่อยู่ภายใต้แรงกระทำซึ่งติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นเข้ากับระบบ ดังแสดงในรูปที่ 3.21



รูปที่ 3.21 แบบจำลองทางกลของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่น

โดยที่มวล, สปริง, ตัวหน่วง และการชั้บการของระบบหลัก คือ  $M$ ,  $k$ ,  $b$  และ  $X$  ตามลำดับ ส่วน  $m_a$ ,  $k_a$ ,  $X_a$  คือ มวล, สปริง และการชั้บการของอุปกรณ์ชั้บการสั่น เมื่อระบบอยู่ภายใต้การกระทำของแรงฮาร์โมนิกส์  $f(t)$  และมีความถี่เป็น  $\omega_f$  จะได้สมการผลการตอบสนองของระบบที่สภาวะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ของมวลหลักและมวลชั้บการสั่น ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 2 คือ

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{m_a s^2 + k_a}{(Ms^2 + bs + k + k_a)(m_a s^2 + k_a) - k_a^2} \quad (2.46)$$

$$\frac{X_a(s)}{F(s)} = \frac{k_a}{(Ms^2 + bs + k + k_a)(m_a s^2 + k_a) - k_a^2} \quad (2.47)$$

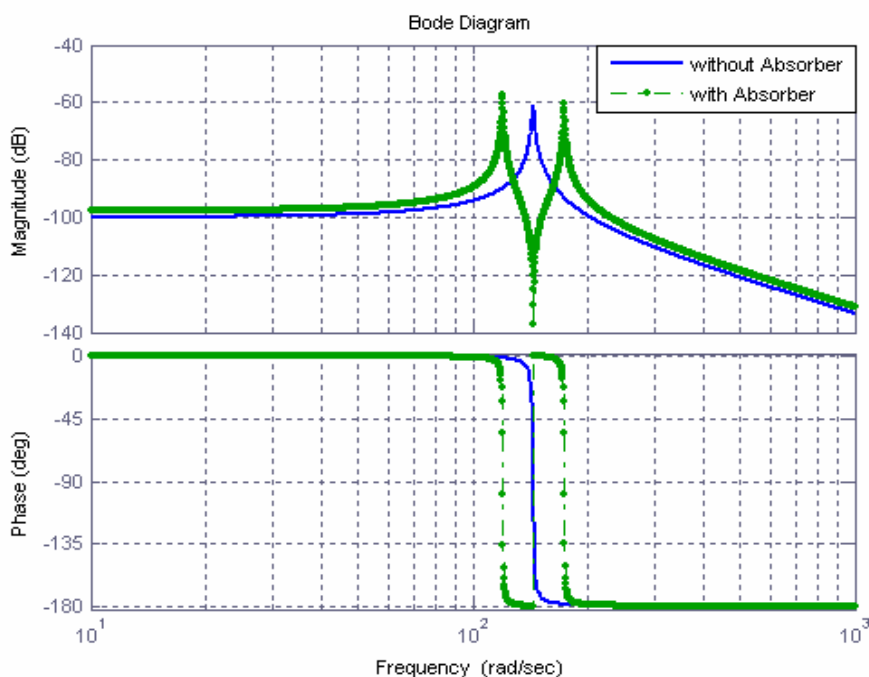
สำหรับฟังก์ชันการถ่ายโอน(Transfer Function) ของคานที่ได้จากหัวข้อที่ 3.2 คือ

$$G(s) = \frac{0.26882}{s^2 + 1.5896s + 20884} \quad (3.27)$$

เมื่อออกแบบให้มวลชั้บการสั่น( $m_d$ ) มีน้ำหนัก 0.51764 kg หลังจากติดตั้งสำหรับอุปกรณ์ดูดชั้บการสั่นแล้วระบบจะเป็นระบบสองลำดับชั้นความเสรี จากสมการที่ 2.44 จะได้สมการผลการตอบสนองของระบบที่สภาวะคงตัวภายใต้แรงกระทำในรูปฟังก์ชันการถ่ายโอนของระบบ คือ

$$G(s) = \frac{0.5176s^2 + 10810}{1.926s^4 + 3.061s^3 + 86021s^2 + 63923s + 839764040} \quad (3.61)$$

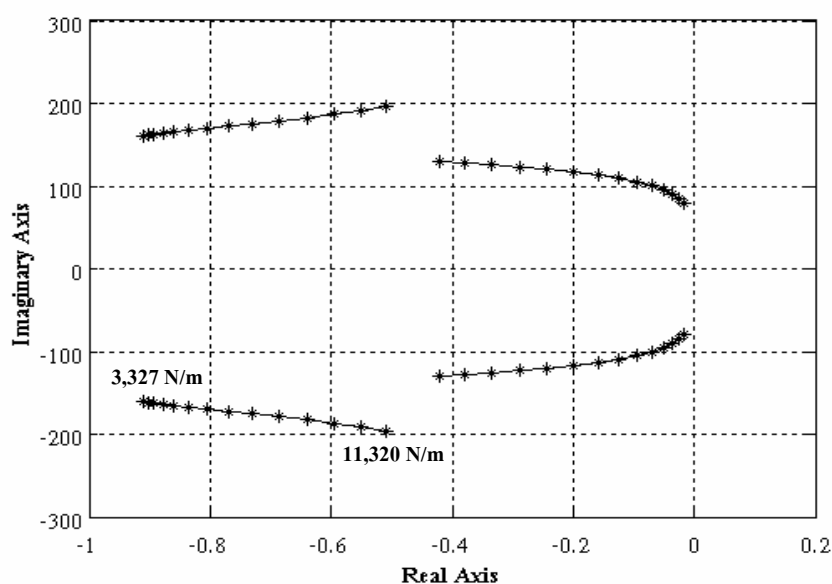
ซึ่งผลการตอบสนองเชิงความถี่ของสมการที่ (3.27) และ(3.61) จะแสดงไว้ ดังแผนภาพโบดในรูปที่ 3.22 ซึ่งจะเห็นว่าระบบที่ไม่ได้ติดตั้งตัวอุปกรณ์ชั้บการสั่นจะเกิดการสั่นพ้องที่ความถี่ 144.51 rad/sec (23 Hz) และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแล้วจะมีความถี่สั่นพ้องเกิดขึ้นใหม่ 2 ค่า คือ 120 และ 174 rad/sec (19.1 และ 27.7 Hz)



รูปที่ 3.22 แผนภาพโบดการตอบสนองของระบบ

### 3.7 ความเสถียรของระบบเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน

การวิเคราะห์ความเสถียรของระบบคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน โดยพิจารณาจากตำแหน่งโพล เมื่อค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ขับเคลื่อนมีการเปลี่ยนแปลงในช่วง 3,327 – 11,320 N/m ดังแสดงในรูปที่ 3.23 จะเห็นว่าตำแหน่งโพลของระบบมีตำแหน่งอยู่ทางด้านซ้ายมือของระนาบเชิงซ้อน (Complex Plane) จึงสรุปได้ว่าการเปลี่ยนแปลงค่าความแข็งของสปริงในช่วงดังกล่าวระบบจะยังคงมีความเสถียร



รูปที่ 3.23 ตำแหน่งโพลของระบบที่มีค่าความแข็งสปริงในช่วง 3,327 – 11,320 N/m

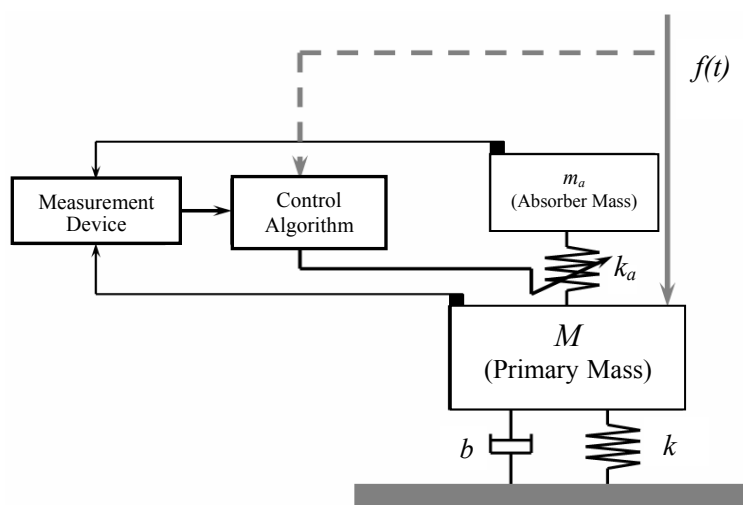
## บทที่ 4

### เกณฑ์วิธีควบคุม

อุปกรณ์ชั้บการสั่นจะสามารถทำงานได้ดีเพียงไรนั้น นอกจากรูปแบบการทำงานของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแล้ว สิ่งสำคัญที่สุดที่เป็นตัวกำหนดประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ชั้บการสั่น คือ เกณฑ์วิธีควบคุม (Control Algorithm) เนื่องจากการปรับค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ชั้บการสั่น หรือความถี่ชั้บ (Absorption Frequency) จะอาศัยการปรับค่าพารามิเตอร์ของอุปกรณ์ชั้บการสั่น อันได้แก่ มวล สปริง และตัวหน่วงเป็นพื้นฐาน โดยที่ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ชั้บการสั่น จะขึ้นอยู่กับ การเลือกค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ที่เหมาะสม ซึ่งตัวที่ทำหน้าที่เลือกค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ดังกล่าวก็คือ เกณฑ์วิธีควบคุม

ดังที่ได้กล่าวไว้แล้วในบทที่ผ่านมา อุปกรณ์ชั้บการสั่นที่เลือกใช้ในการศึกษานี้ จะเป็นอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบเพลามวลคู่ ซึ่งการปรับความถี่คูชั้บของอุปกรณ์ชั้บการสั่นชนิดนี้ จะใช้วิธีการปรับค่าความแข็งสปริง (Stiffness) ดังนั้นเกณฑ์วิธีควบคุมที่ใช้ จะเป็นเกณฑ์วิธีที่มีจุดประสงค์ในการปรับค่าความแข็งสปริงเป็นหลัก

#### 4.1 การปรับค่าความถี่คูชั้บของอุปกรณ์ชั้บการสั่น



รูปที่ 4.1 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของระบบ

จากรูปที่ 4.1 มีแรงฮาร์โมนิกส์กระทำกับระบบหลัก (Primary Mass) ซึ่งมีอุปกรณ์ช้บการสั่นติดตั้งอยู่ จะทำให้เกิดการสั่นขึ้นในระบบ เมื่อความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์เปลี่ยนไป อุปกรณ์ช้บการสั่นจะปรับค่าความถี่ช้บให้ตอบสนองต่อความถี่ของแรง โดยเกณฑ์วิธี (Algorithm) จะรับค่าต่างๆจากตัวตรวจวัดสัญญาณ (Transducer) จากนั้นจะทำการคำนวณและเลือกค่าความถี่สปริงที่เหมาะสมต่อไป

สำหรับสัญญาณต่างๆที่ทำการตรวจวัดเพื่อส่งให้เกณฑ์วิธีควบคุมนั้น มีหลายประเภท เช่น ความถี่ของแรง ความถี่ในการสั่น และการขจัดของการสั่น เป็นต้น ขึ้นอยู่กับว่าเกณฑ์วิธีควบคุมนั้นๆ จะใช้ค่าอะไรในการทำงาน

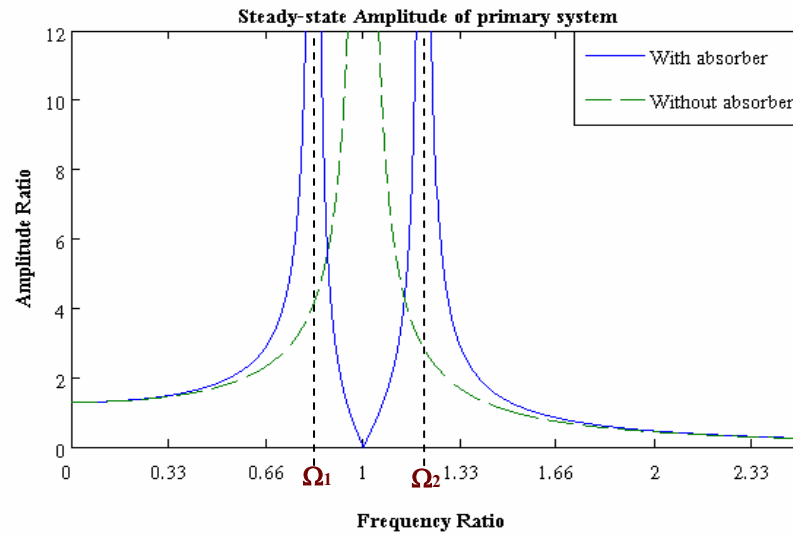
## 4.2 เกณฑ์วิธีควบคุมที่ใช้ปรับแต่งค่าความถี่สปริง

ในการดำเนินการทำงานของอุปกรณ์ช้บการสั่นที่ถูกควบคุมด้วยเกณฑ์วิธีต่างๆ เพื่อปรับแต่งค่าความถี่ของสปริงนี้ จะทำการสังเคราะห์เกณฑ์วิธีควบคุมขึ้นมา 3 แบบ ได้แก่ แบบจำลองอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบตายตัว (Passive Absorber) เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับความถี่ช้บ (Tune Absorption Frequency) และเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Gradient) เพื่อทำการเปรียบเทียบและชี้ให้เห็นถึง ข้อดีและข้อจำกัดของอุปกรณ์ช้บการสั่นที่ถูกควบคุมด้วยเกณฑ์วิธีแบบต่างๆ นอกจากนี้จะแสดงให้เห็นถึงการใช้เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัวแก้ปัญหาที่ระบบถูกกระทำด้วยแรงหลายความถี่ ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทนำ

### 4.2.1 อุปกรณ์ช้บการสั่นแบบตายตัว

อุปกรณ์ช้บการสั่นแบบตายตัวเป็นอุปกรณ์ช้บการสั่นสะท้อนที่มีค่าต่างๆ ตายตัวไม่สามารถปรับค่าได้ โดยทั่วไปแล้ว อุปกรณ์ช้บการสั่นชนิดนี้จะถูกสร้างขึ้นมาโดยกำหนดให้มีค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ช้บการสั่นหรือความถี่ช้บขึ้นมาค่าหนึ่ง ซึ่งค่าความถี่ช้บนี้จะเท่ากับความถี่ที่ต้องการควบคุม ตัวอย่างเช่น เครื่องจักรตัวหนึ่งมีความถี่ธรรมชาติ 50 Hz ถ้าต้องการป้องกันการเกิดริโซแนนซ์จะต้องออกแบบให้อุปกรณ์ช้บการสั่นมีความถี่ช้บ ( $\omega_d$ ) เท่ากับความถี่ธรรมชาติของเครื่องจักร คือ 50 Hz หรือถ้าต้องการควบคุมการสั่นที่ 30 Hz ความถี่ช้บของอุปกรณ์ช้บการสั่นก็จะถูกออกแบบไว้ที่ 30 Hz เป็นต้น อย่างไรก็ตามหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่นเข้ากับเครื่องจักรแล้ว ระบบจะมีความถี่ธรรมชาติเกิดขึ้นใหม่ 2 ค่า คือ  $\Omega_1$  และ  $\Omega_2$  ดังแสดงในรูปที่ 4.2





รูปที่ 4.2 ผลกระทบของการติดตั้งอุปกรณ์ช้การสั่น

ข้อจำกัดของอุปกรณ์ช้การสั่นแบบตายตัว มีดังนี้

1. อุปกรณ์ช้การสั่นแบบตายตัวจะควบคุมการสั่นได้ดี ที่ความถี่ของแรงกระตุ้นระบบ ( $\omega_f$ ) เท่ากับความถี่ช้ิมช้บ ( $\omega_a$ ) ของอุปกรณ์ช้การสั่น ถ้าความถี่ของแรงเปลี่ยนไปประสิทธิภาพในการช้การสั่นก็จะลดลง ดังนั้นอุปกรณ์ช้การสั่นแบบตายตัวนี้ จึงเหมาะกัระบบที่มีความถี่ในการทำงานคงที่ค่าหนึ่งเท่านั้น
2. ระบบจะมีการสั่นที่รุนแรงหรือมีโอกาสเกิดการสั่นพ้องขึ้น ถ้าความถี่ของแรงที่กระทำกับระบบใกล้เคียงหรือเท่ากับความถี่ธรรมชาติใหม่กัระบบ  $\Omega_1$  และ  $\Omega_2$  ดังแสดงในรูปที่ 4.2 โดยที่ความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่ที่เกิดขึ้นจะมีค่าเท่ากับ

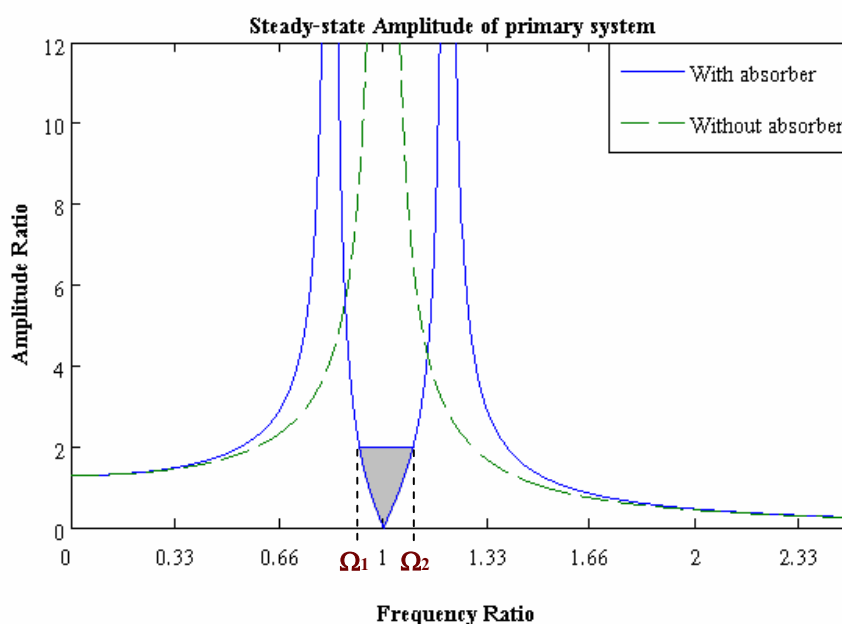
$$(\Omega_1), (\Omega_2) = \omega_a \sqrt{[1 + \eta^2(1 + \mu)] \pm \frac{\{[1 + \eta^2(1 + \mu)] - 4\eta^2\}^{1/2}}{2\eta^2}} \quad (4.1)$$

โดยที่

$$\mu = \frac{m_a}{M} \quad (4.2)$$

$$\eta = \frac{\omega_a}{\omega_n} \quad (4.3)$$

3. ช่วงกว้างการทำงานที่หวังผลมีค่าค่อนข้างแคบ เนื่องจากเมื่ออุปกรณ์ขับเคลื่อนถูกติดตั้งเข้ากับระบบหลักหรือเครื่องจักรแล้ว แรงที่กระทำกับระบบหลักจะต้องทำงานในช่วงที่ห่างจากความถี่วิกฤตหรือความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่ ( $\Omega_1$  และ  $\Omega_2$ ) พอสมควร ตัวอย่างเช่น ถ้ากำหนดให้การขจัดคาร์สันของเครื่องจักรหลังจากติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแล้วมีค่าไม่เกิน 2 เท่าของการขจัดสถิตย์ (อัตราส่วนขนาดหรือแฟลคเตอร์ขยาย,  $\frac{X}{\delta_{st}}$  เท่ากับ 2) จากรูปที่ 4.2 จะได้ช่วงกว้างการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อน ดังแสดงเป็นพื้นที่แรเงาในรูปที่ 4.3 หรือมีค่าอัตราส่วนความถี่อยู่ในช่วง  $0.90 < \frac{\omega_a}{\omega_n} < 1.12$



รูปที่ 4.3 ช่วงการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่หวังผล

การสร้างแบบจำลองของอุปกรณ์การสั่นแบบตายตัวเพื่อใช้จำลองการทำงานนี้สามารถกระทำได้ดังนี้ คือ

1. กำหนดความถี่ของการสั่นที่ต้องการควบคุม
2. กำหนดน้ำหนักของมวลคู่ขับเคลื่อน
3. เลือกค่าความแข็งสปริงที่ทำให้ค่าความถี่คู่ขับเคลื่อนเท่ากับความถี่ของแรงโดยใช้

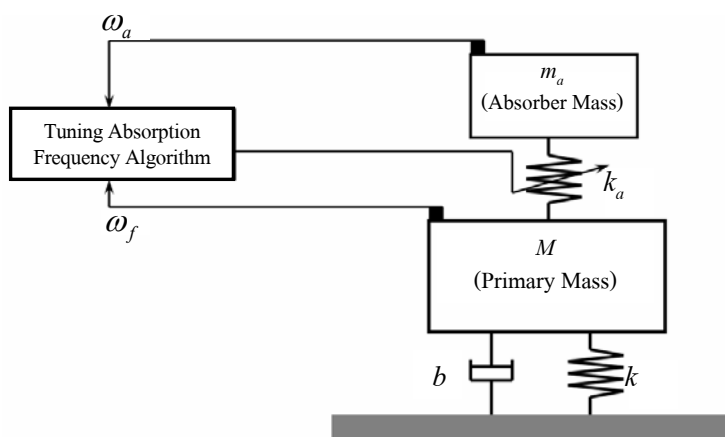
$$\text{ความสัมพันธ์ } \omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}$$

ซึ่งเกณฑ์สำคัญที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบตายตัว คือ

$$\omega_a = \omega_f \quad (4.4)$$

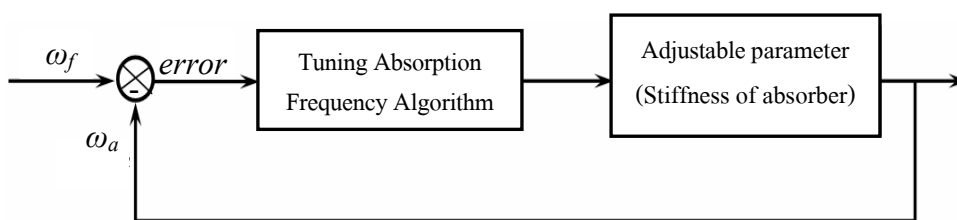
#### 4.2.2 เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ช้บ

เกณฑ์วิธีแบบปรับค่าความถี่ช้บ ถือได้ว่าเป็นวิธีพื้นฐานของอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบปรับค่าได้ (ADVA) และเป็นเกณฑ์วิธีที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบัน การปรับค่าความถี่ช้บกระทำโดยการปรับค่าความแข็งสปริง ( $k_a$ ) สำหรับแผนภาพขั้นตอนการทำงานของอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบปรับค่าได้จะแสดงในรูปที่ 4.4 จะเห็นว่ามี การติดตั้งตัวตรวจวัดความถี่อยู่ 2 ชุด ชุดที่ 1 ติดอยู่กับระบบหลักหรือเครื่องจักร เพื่อวัดความถี่ในการสั่นของระบบหลัก ( $\omega_f$ ) อันเนื่องมาจากแรงที่กระตุ้นระบบ ส่วนตัวตรวจวัดความถี่ชุดที่ 2 จะติดกับมวลช้บการสั่น เพื่อวัดความถี่ในการสั่นของอุปกรณ์ช้บการสั่น ( $\omega_a$ ) จากนั้นจะนำสัญญาณที่ได้จากตัวตรวจวัดทั้ง 2 ชุดไปปรุงแต่งสัญญาณ และส่งไปเปรียบเทียบความถี่ในเกณฑ์วิธีควบคุม เพื่อทำการเปรียบเทียบค่า ถ้าความถี่ทั้ง 2 ชุดไม่เท่ากัน เกณฑ์วิธีควบคุมก็จะทำการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นจนกระทั่งความถี่ช้บเท่ากับความถี่ของแรง



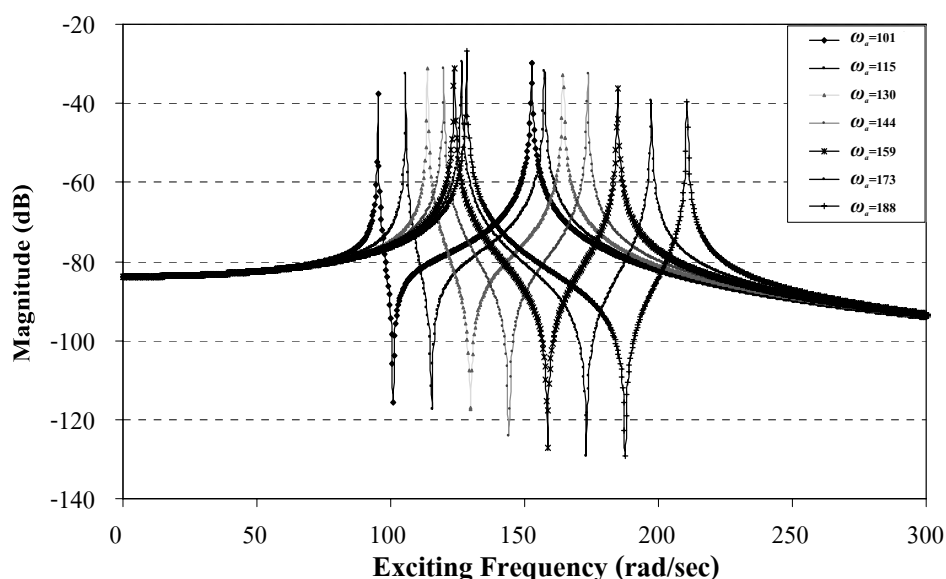
รูปที่ 4.4 แผนภาพการทำงานของอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบปรับค่าความถี่ช้บ

สำหรับแผนภาพบล็อกการทำงานของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ช้บจะแสดงได้ดังรูปที่ 4.5 จะเห็นว่า เกณฑ์สำคัญในการปรับค่า คือ  $error = \omega_f - \omega_a$



รูปที่ 4.5 แผนภาพบล็อกการทำงานของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับความถี่ชิมซับ

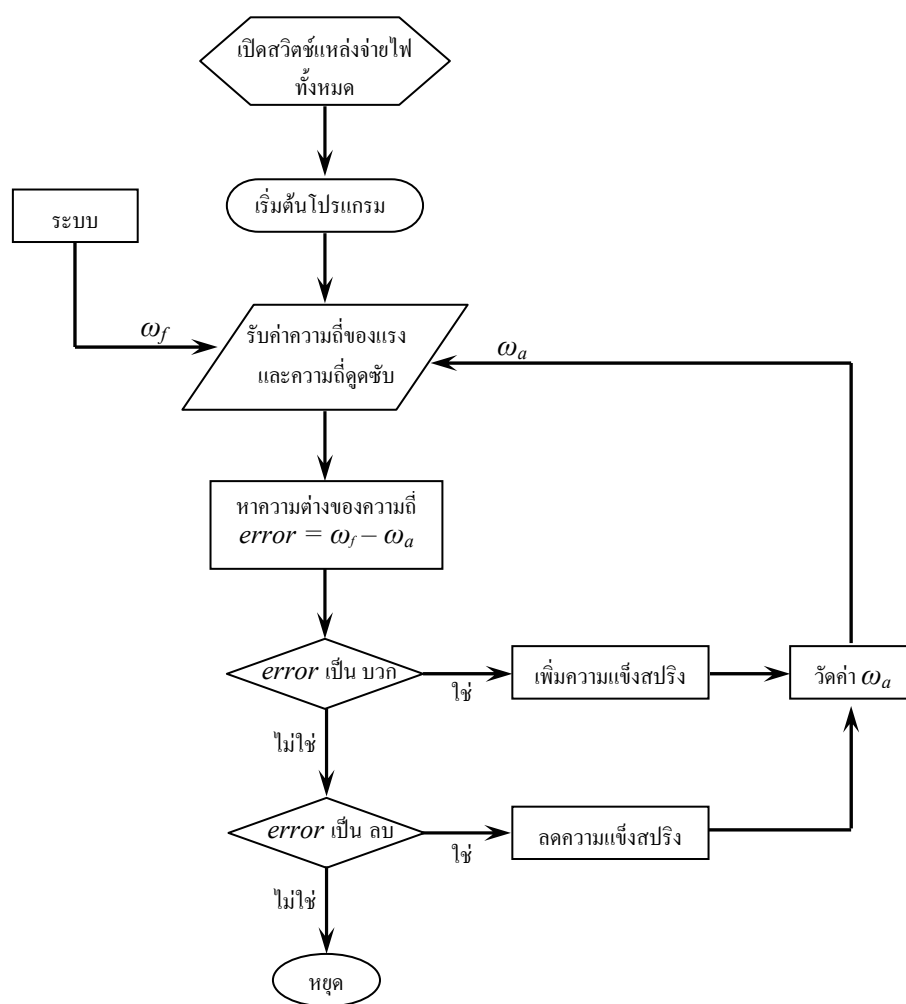
พิจารณารูปที่ 4.6 สมมุติมีแรงที่มีความถี่ 115 rad/sec มากระทำกับระบบ เกณฑ์วิธีควบคุมจะปรับค่าความแข็งของสปริงจนมีความถี่ดูดซับเท่ากับความถี่ของแรง ความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่จะมีค่า 105 และ 157 rad/sec ต่อมาสมมุติให้ความถี่ของแรงมีการเปลี่ยนแปลงเป็น 173 rad/sec อุปกรณ์ชั้บการสั่นจะถูกปรับค่าความถี่ดูดซับให้เท่ากับความถี่ของแรงที่กระทำต่อระบบคือ 173 rad/sec ความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่ก็จะเปลี่ยนไปเป็น 126 และ 197 rad/sec จะเห็นได้ว่า เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมซับนี้จะปรับค่าความถี่ดูดซับทุกครั้งที่มีความถี่ของแรงมีการเปลี่ยนแปลง ดังนั้นตลอดช่วงการทำงาน (Range) ของอุปกรณ์ชั้บการสั่นจะไม่มีการสั่นพ้องเกิดขึ้นที่เป็นเช่นนี้เพราะว่า ความถี่ดูดซับของอุปกรณ์ชั้บการสั่นจะมีค่าอยู่ระหว่างความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่เสมอ ( $\Omega_1 < \omega_a < \Omega_2$ ) ช่วงการทำงานของระบบจึงกว้างมากขึ้น



รูปที่ 4.6 ผลการตอบสนองของระบบหลักในโดเมนความถี่เมื่อค่าความถี่ดูดซับของอุปกรณ์ชั้บการสั่นมีการเปลี่ยนแปลง

จากที่กล่าวมาแล้วในข้างต้น จะเห็นว่าในกรณีที่ระบบถูกกระทำด้วยแรงที่มีเพียงความถี่เดียว อุปกรณ์ชิ้นที่ควบคุมด้วยเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมจะสามารรถแก้ไขข้อจำกัดของอุปกรณ์ชิ้นแบบตายตัวได้ทั้งหมด อย่างไรก็ตามแรงที่กระทำกับระบบหรือเครื่องจักร ส่วนใหญ่เป็นแรงที่ประกอบด้วย ความถี่ที่หลากหลาย เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิม จึงไม่สามารถปรับให้อุปกรณ์ชิ้นที่มีความถี่คู่ชับที่สนองต่อความถี่ของแรงได้ทั้งหมด อีกทั้งความถี่อื่นๆของแรงที่ไม่เท่ากับความถี่คู่ชับของอุปกรณ์ชิ้นยังมมีโอกาสทำให้เกิดการสั่นพ้องขึ้นอีกด้วย สำหรับข้อจำกัดของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมยังคงเป็นปัญหาในการนำอุปกรณ์ชิ้นแบบปรับค่าได้ไปใช้งานในปัจจุบัน

ขั้นตอนการทำงานของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมแสดงดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิม

สำหรับอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าได้ชนิดปรับความถี่ดูดซับที่นิยมใช้กันในปัจจุบันนั้น จะใช้เกณฑ์ในการปรับค่าคือ

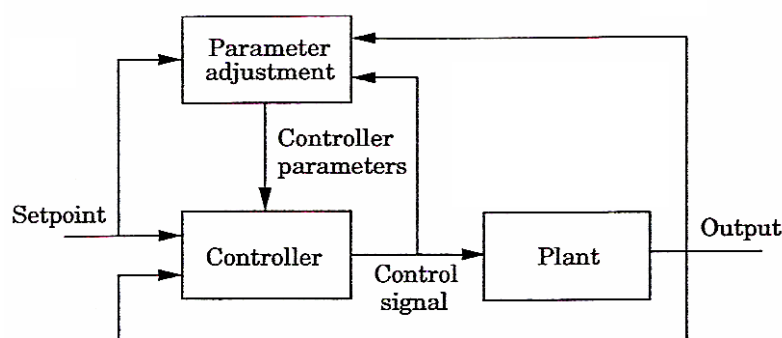
$$error = \omega_f - \omega_d \quad (4.5)$$

### 4.2.3 เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัว

ก่อนจะกล่าวถึงการนำเอาวิธีการควบคุมแบบปรับตัวไปประยุกต์ใช้กับอุปกรณ์ขับเคลื่อนนั้น ในเบื้องต้นจะขอกล่าวถึงทฤษฎีพื้นฐานของการควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control) ก่อนเพื่อให้เข้าใจถึงวัตถุประสงค์และหลักการทำงานของการควบคุมแบบปรับตัวได้

#### 4.2.3.1 การควบคุมแบบปรับตัว (Adaptive Control)

การควบคุมแบบปรับตัวเป็นการควบคุมชนิดหนึ่งที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในปัจจุบันลักษณะเด่นของการควบคุมชนิดนี้ คือ ตัวควบคุมจะทำการปรับเปลี่ยนพฤติกรรมหรือคุณลักษณะของระบบเพื่อให้สนองต่อการเปลี่ยนแปลงของกระบวนการหรือสิ่งรบกวนจากภายนอกให้เป็นไปตามที่ต้องการ โดยที่การปรับเปลี่ยนคุณลักษณะของระบบ สามารถกระทำได้ โดยการปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ หรือชิ้นส่วนกลไกใดๆ ก็ตามที่ทำให้พารามิเตอร์ที่มีผลต่อระบบเปลี่ยนแปลงไป



รูปที่ 4.8 แผนภาพของระบบปรับตัว

โดยทั่วไปการควบคุมแบบปรับตัวจะประกอบด้วยลูป (Loop) ของการทำงาน 2 ส่วนเสมอ ลูปแรกเป็นลูปกระบวนการซึ่งเป็นลูปป้อนกลับ (Feed back) ทั่วๆ ไปจะประกอบด้วยตัวควบคุม และเครื่องจักรหรือพลานต์ (Plant) ส่วนลูปที่สองจะเป็นลูปปรับค่าตัวแปรของระบบ เนื่องจากการปรับค่าของพารามิเตอร์ จะใช้เวลาส่วนหนึ่งในการรับค่าตัวแปรต่างๆ และ

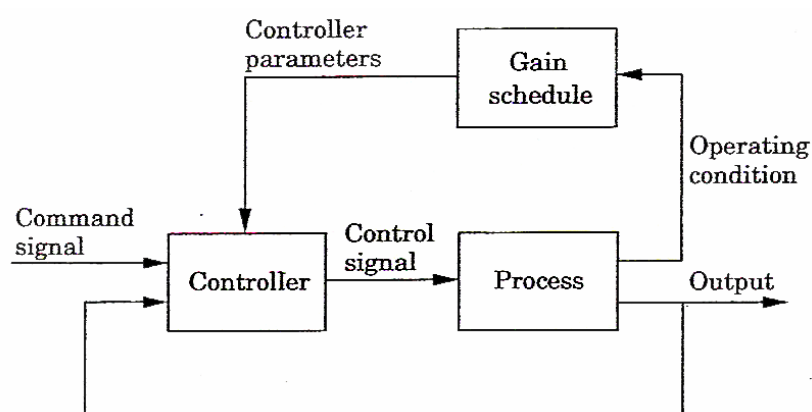
คำนวณค่าพารามิเตอร์ควบคุมที่เหมาะสม ดังนั้นตามปกติแล้วรูปปรับค่าตัวแปรจึงทำงานซ้ำกว่ารูปของกระบวนการ แผนภาพของระบบปรับตัวแสดงไว้ดังรูปที่ 4.8

#### 4.2.3.2 รูปแบบของการปรับตัว

การควบคุมแบบปรับตัวมีวิธีการปรับตัว (Adaptive Scheme) มากมายหลายรูปแบบ ขึ้นอยู่กับการนำไปประยุกต์ใช้กับงาน ในหัวข้อนี้จะขอกล่าวอย่างย่อของวิธีการปรับตัวพื้นฐานบางวิธีการ ได้แก่ การควบคุมแบบตารางอัตราขยาย (Gain Scheduling) การควบคุมปรับตัวแบบอ้างอิงแบบจำลอง (Model – Reference Adaptive System, MRAS) และวิธีการบังคับตัวปรับค่า (Self-Tuning Regulator, STR)

##### 1. การควบคุมแบบตารางอัตราขยาย

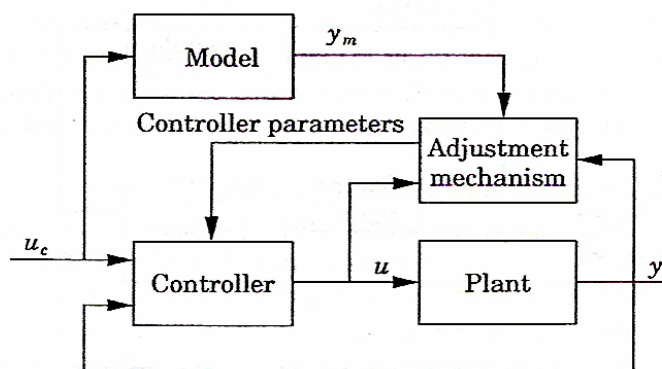
วิธี Gain Scheduling นี้ในอดีตเคยเป็นที่ถกเถียงกันว่า วิธีนี้จัดเป็นวิธีการควบคุมแบบปรับตัวหรือไม่ แต่ถ้าพิจารณาความหมายของการควบคุมแบบปรับตัวที่กล่าวไปแล้วในตอนต้น จะเห็นได้ว่าวิธีการนี้สามารถทำการปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ของระบบได้ สำหรับหลักการทำงานของวิธีนี้คือ ตัวควบคุมจะทำการเลือกค่าเกน (gain) จากตารางที่ได้สร้างไว้ก่อนแล้ว โดยทำการเปรียบเทียบกับพารามิเตอร์ต่างๆ ของระบบ เช่น การควบคุมการเปิดวาล์วสารเคมีในระบบควบคุมความเข้มข้น วิธีการปรับค่าชนิดนี้ จะรับค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ของระบบ เช่น อัตราการไหล และความเข้มข้นของสารเคมีในถังผสม จากนั้นจะทำการเปรียบเทียบกับตารางว่า ถ้าระบบมีอัตราการไหลและความเข้มข้นเป็น A และ B หน่วย ควรจะเปิดวาล์วไปที่องศา ส่วนแผนภาพการทำงานจะแสดงไว้ดังรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 แผนภาพการทำงานของวิธีปรับตัวแบบ Gain Scheduling

## 2. การควบคุมปรับตัวแบบอ้างอิงแบบจำลอง

วิธีการควบคุมแบบนี้ ถือได้ว่าเป็นต้นแบบของการควบคุมแบบปรับตัวที่มีประสิทธิภาพสูงรูปแบบหนึ่ง เป็นวิธีการที่เหมาะสมกับระบบที่มีเสถียรภาพ โดยหลักการทำงานคือ ตัวควบคุมจะทำการปรับพารามิเตอร์ต่างๆ ของระบบจนกว่าระบบจะมีพฤติกรรม หรือให้อเอาท์พุท เหมือนกับแบบจำลอง (Model) ที่ได้กำหนดไว้ในตอนต้น รูปที่ 4.10 เป็นแผนภาพของการควบคุมปรับตัวแบบอ้างอิงแบบจำลอง



รูปที่ 4.10 แผนภาพของวิธีการควบคุมปรับตัวแบบอ้างอิงแบบจำลอง

ตัวอย่างของการใช้งานวิธีควบคุมแบบอ้างอิงแบบจำลองในปัจจุบัน เช่น การเคลื่อนที่ของเครื่องบินที่สนองตอบต่อคันบังคับเครื่องบิน (Joystick) เป็นต้น

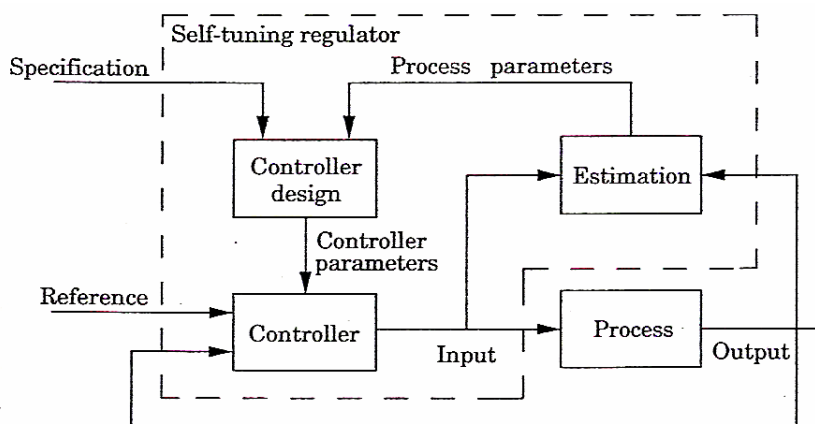
## 3. การบังคับตัวปรับค่า

ในบางครั้งระบบควบคุมอาจเป็น ระบบที่ไม่สามารถหาค่าของพารามิเตอร์ต่างๆ ได้ แต่เป็นระบบที่รู้ว่าการทำงาน หรือเอาท์พุทของระบบจะเป็นอย่างไร เมื่อเราป้อนอินพุทให้ ดังนั้น เพื่อให้ได้เอาท์พุทที่ต้องการ จึงได้มีการสร้างตัวควบคุมที่สามารถหาค่าอินพุทที่ถูกต้องเหมาะสม โดยอาศัยการประมาณค่าของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่ยังไม่ทราบค่า ร่วมกับข้อกำหนดต่าง ๆ ในการออกแบบตัวควบคุม เพื่อบังคับให้ตัวปรับค่าทำการคำนวณหรือเลือกค่าอินพุทที่เหมาะสมออกมา วิธีการทำงานในลักษณะนี้เราเรียกว่าเป็น วิธีควบคุมแบบ Self - Tuning Regulators แผนภาพการทำงานแสดงดังรูปที่ 4.11

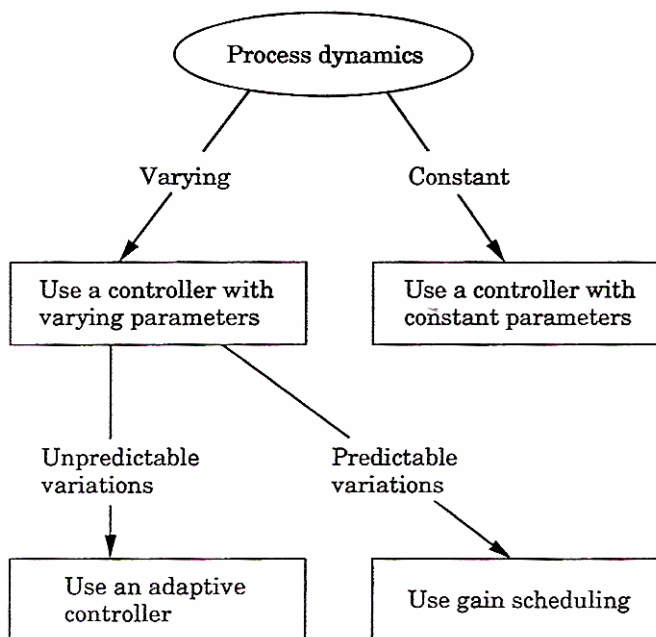
ในระบบควบคุมมีมากมายหลายชนิด บางระบบเป็นระบบที่มีกระบวนการ (Process) หรือ สิ่งรบกวน (Disturbance) เปลี่ยนแปลงอยู่อย่างต่อเนื่องตลอดเวลา บางระบบเป็นระบบที่รู้ค่าตัวแปร หรือส่วนประกอบของระบบเพียงบางส่วน หรือบางระบบอาจเป็นระบบที่มีตัวแปรต่าง ๆ คงที่ เพราะฉะนั้นในการพิจารณาเลือกตัวควบคุม เพื่อนำไปใช้กับระบบนั้นจะต้องเข้าใจถึง



ลักษณะและข้อจำกัดต่าง ๆ ของระบบ นอกจากนี้ในการใช้งานตัวควบคุมแบบต่างๆ ยังมีเทคนิคอีกมากมาย เพื่อให้การควบคุมกระทำได้ง่ายขึ้น เช่น ในระบบที่มีกระบวนการทำงานคงที่การเลือกใช้ตัวควบคุมที่มีอัตราขยายคงที่จะมีความเหมาะสมกว่าการใช้ตัวควบคุมแบบปรับค่า หรือในบางกระบวนการทำงานของระบบอาจกำหนดให้เป็นเชิงเส้น เป็นต้น สำหรับขั้นตอนการพิจารณาใช้ตัวควบคุมแบบต่าง ๆ ในเบื้องต้น ดูได้จากรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.11 แผนภาพการควบคุมปรับตัวแบบบังคับตัวปรับค่า

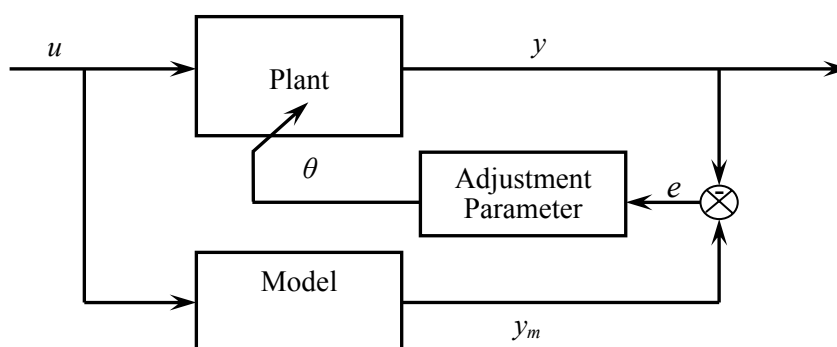


รูปที่ 4.12 ชนิดของตัวควบคุมและการนำไปใช้งาน

จากรูปที่ 4.12 เมื่อพิจารณาระบบคานและอุปกรณ์ขับเคลื่อนแล้ว เห็นว่าระบบเป็นระบบที่มีเสถียรภาพ และการเปลี่ยนแปลงค่าเป็นไปอย่างต่อเนื่อง อีกทั้ง ไม่สามารถคาดเดาได้ว่า ตัวแปรที่เปลี่ยนไปมีค่าเป็นอย่างไร ดังนั้น ตัวควบคุมที่จะใช้ควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนให้การตอบสนองต่อการสั่งเป็นไปอย่างต่อเนื่อง จึงเลือกใช้วิธีการควบคุมปรับตัวแบบอ้างอิงแบบจำลอง (Model – Reference Adaptive System) เป็นเกณฑ์วิธีที่ใช้ในการศึกษาและเปรียบเทียบในลำดับต่อไป

#### 4.2.3.3 การควบคุมปรับตัวชนิดอ้างอิงแบบจำลอง

การปรับตัวชนิดอ้างอิงแบบจำลองนี้ เป็นวิธีการควบคุมที่สำคัญชนิดหนึ่งของการควบคุมแบบปรับตัว โดยมีหลักในการปรับค่า คือ การทำให้ความแตกต่างระหว่างเอาต์พุตที่ได้จากระบบที่ต้องการ (Plant) กับเอาต์พุตของแบบจำลอง (Model) หดไป ด้วยการปรับค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ รูปที่ 4.3 สมมุติให้เอาต์พุตของแบบจำลองเป็น  $y_m$  เอาต์พุตของระบบเป็น  $y$   $e$  เป็นความแตกต่างระหว่างเอาต์พุตทั้งสอง (*error*) และมีพารามิเตอร์ปรับค่า คือ  $\theta$



รูปที่ 4.13 แผนภาพหลักการทำงานของ MRAS

การปรับค่าพารามิเตอร์ ( $\theta$ ) ให้ความแตกต่างระหว่างเอาต์พุตทั้งสองหดไป ทำได้โดยกำหนดให้ Loss function ( $J$ ) มีค่า

$$J(\theta) = \frac{1}{2} e^2 \quad (4.6)$$

เมื่อต้องการให้ความแตกต่างของเอาต์พุตทั้งสองมีค่าน้อยที่สุด จะทำได้โดยการปรับพารามิเตอร์ปรับค่า ดังนั้น

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\gamma \frac{\partial J}{\partial \theta} \quad (4.7)$$

หรือ

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\gamma e \frac{\partial e}{\partial \theta} \quad (4.8)$$

โดยที่  $-\gamma$  คือ อัตราการปรับตัว (Adaptation Gain)

สมการที่ (4.8) ถือว่าเป็นต้นกำเนิดของวิธีปรับตัวชนิด MRAS และนิยมใช้กันอย่างแพร่หลายจนถึงปัจจุบัน เรียกสมการที่ (4.8) นี้ว่า MIT rule และเรียก  $\frac{\partial e}{\partial \theta}$  ในสมการที่ (4.8) ว่า Sensitivity derivative หรือ Sensitivity function ของระบบ ซึ่ง  $\frac{\partial e}{\partial \theta}$  นี้เป็นตัวบ่งบอกถึงผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ปรับค่า ( $\theta$ ) ที่มีต่อ Error อย่างไรก็ตาม Loss function ( $J$ ) อาจถูกกำหนดให้เป็นค่าต่างๆ ได้เพื่อความเหมาะสม เช่น

$$J(\theta) = |e| \quad (4.9)$$

ดังนั้น

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\gamma \text{sign}\left(\frac{\partial e}{\partial \theta}\right) \text{sign}(e) \quad (4.10)$$

สมการที่ (4.10) เรียกว่า Sign – sign algorithm เป็นต้น

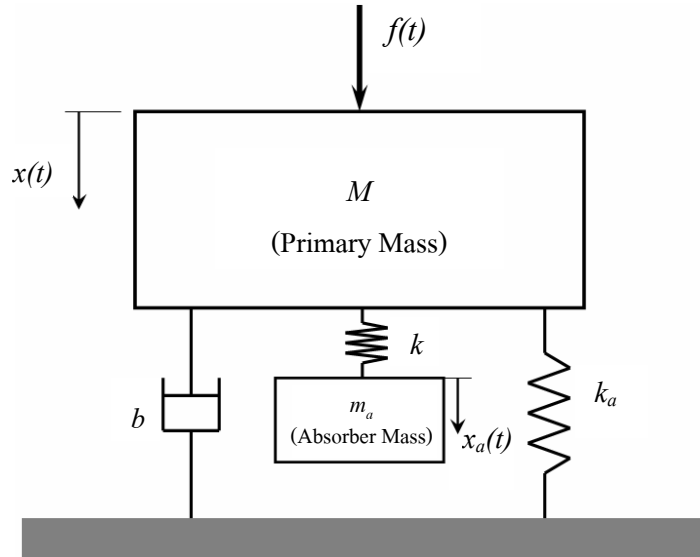
#### 4.2.3.4 การประยุกต์ใช้การควบคุมปรับตัวกับอุปกรณ์ขับเคลื่อน

การลดการสั่นของระบบที่อยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์โดยใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนสามารถทำได้โดยการปรับค่าความแข็งของสปริงให้มีความเหมาะสม

จากระบบที่มีอุปกรณ์ขับเคลื่อนติดตั้งอยู่ดังรูปที่ 4.14 จะเขียนสมการการเคลื่อนที่ของมวลหลักและสมการการเคลื่อนที่ของอุปกรณ์ขับเคลื่อนได้ดังสมการ (4.11) และ (4.12) ตามลำดับ

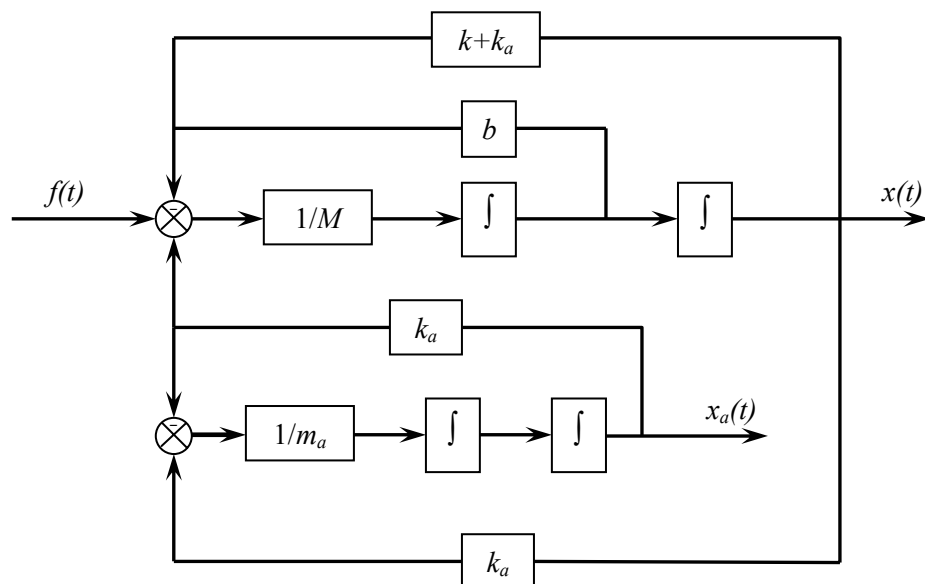
$$M\ddot{x} + b\dot{x} + (k + k_a)x - k_a x_a = f(t) \quad (4.11)$$

$$m_a \ddot{x}_a + k_a x_a - k_a x = 0 \quad (4.12)$$



รูปที่ 4.14 ระบบสั่นสะเทือนที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่น

จากสมการที่ (4.11) และ (4.12) สามารถเขียนเป็นบล็อกไดอะแกรมได้ดังรูปที่ 4.15



รูปที่ 4.15 แผนภาพบล็อกของระบบ

การนำวิธีการควบคุมแบบปรับตัวมาใช้ในการควบคุมการสั่นสะเทือนของระบบ ขั้นตอนแรกต้องกำหนดพารามิเตอร์ปรับค่า ( $\theta$ ) ของระบบก่อน สำหรับพารามิเตอร์ปรับค่าในที่นี้คือ ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่น ( $k_a$ ) เนื่องจาก ขนาดการสั่นของระบบนั้นสามารถควบคุมได้โดยการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่น

ส่วนวัตถุประสงค์ในการติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นคือ ต้องการให้มวลหลักของระบบมีการสั่นเกิดขึ้นน้อยที่สุด ดังนั้นจะพิจารณาได้ว่าขนาดการสั่นของมวลหลักคือ Error ของระบบเพราะฉะนั้น Loss Function คือ

$$J(k_a) = |x| \quad (4.13)$$

จาก MIT rule จะได้ตัวแปรปรับค่า คือ

$$\frac{\partial k_a}{\partial t} = -\gamma x \frac{\partial x}{\partial k_a} \quad (4.14)$$

โดยที่  $\gamma$  คือ อัตราการปรับตัว (Adaptive Gain) และกำหนดให้ Sensitivity Function เท่ากับ

$$D = \left( \frac{\partial x}{\partial k_a} \right) \quad (4.15)$$

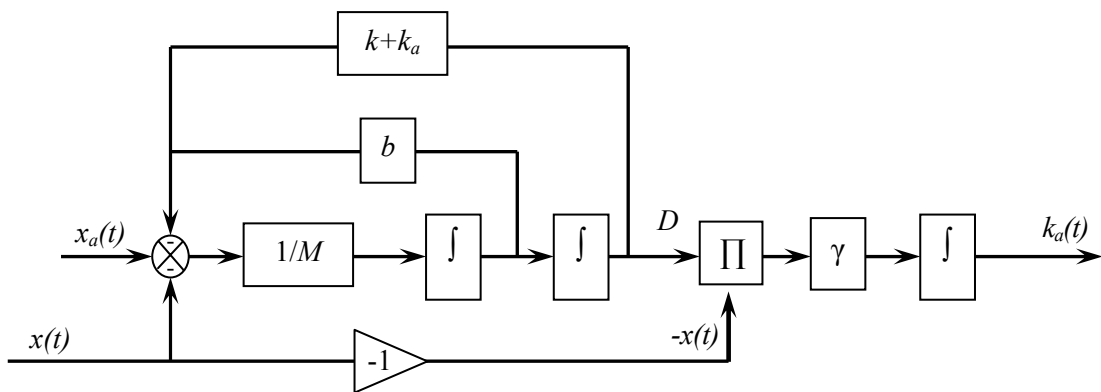
เมื่อพารามิเตอร์ปรับค่า ( $k_a$ ) มีการเปลี่ยนแปลง การเปลี่ยนแปลงของสมการการเคลื่อนที่ที่ (4.11) ต่อการเปลี่ยนแปลงของพารามิเตอร์ปรับค่า คือ

$$M \frac{\partial^3 x}{\partial t^2 \partial k_a} + b \frac{\partial^2 x}{\partial t \partial k_a} + (k + k_a) \frac{\partial x}{\partial k_a} + x - x_a = 0 \quad (4.16)$$

จากสมการ (4.15) และ (4.16) จะได้สมการการเคลื่อนที่ปรับตัว (Adaptive Equation) ของวิธีควบคุมแบบปรับตัว คือ

$$M \frac{\partial^2 D}{\partial t^2} + b \frac{\partial D}{\partial t} + (k + k_a) D = x_a - x \quad (4.20)$$

จากสมการข้างต้น สามารถนำมาสร้างเป็นแผนภาพบล็อกการทำงานได้ดังรูปที่ 4.16 โดยวิธีการควบคุมนี้จะนำขนาดการขจัดการสั่นของระบบ ( $x$ ) กับมวลขับเคลื่อน ( $x_a$ ) มาใช้ ซึ่งมีเกณฑ์ในการปรับค่า คือ ขนาดการขจัดของมวลหลักต้องลดลงเข้าสู่ศูนย์ ดังนั้นไม่ว่าแรงที่กระทำกับระบบจะมีความถี่เป็นอย่างไร มีจำนวนความถี่มากน้อยเท่าไร ตัวควบคุมแบบปรับตัวนี้ ก็จะเลือกค่าความแข็งสปริงที่เหมาะสมที่สุด ที่ทำให้การสั่นของระบบหมดไป



รูปที่ 4.16 แผนภาพบล็อกของตัวควบคุมแบบปรับตัว

## บทที่ 5

### การทดสอบเกณฑ์การควบคุมและผลการทดสอบ

ในบทนี้เป็นการทดสอบการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับค่าได้ที่ใช้เกณฑ์วิธีควบคุมต่าง ๆ เพื่อควบคุมการสั่นให้เกิดขึ้นน้อยที่สุด ดังนั้นผลการทดสอบจะพิจารณาจากขนาดการขจัดของการสั่นเป็นหลัก

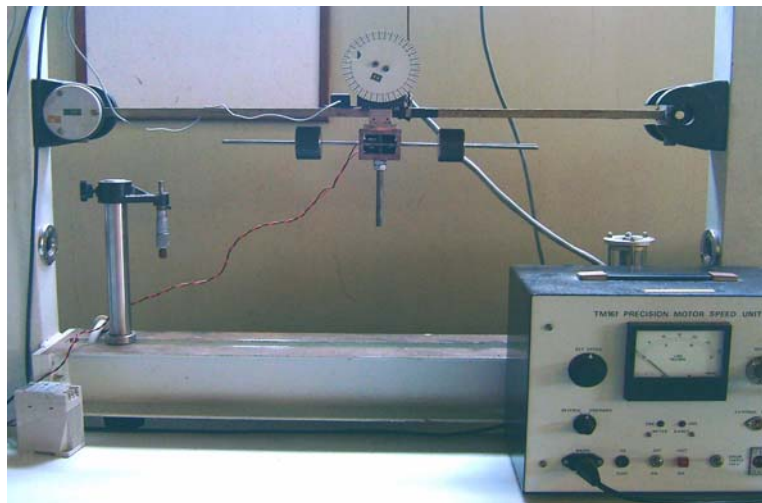
เกณฑ์วิธีควบคุม (Control Algorithm) ซึ่งใช้ควบคุมอุปกรณ์ชับการสั่นที่จะนำมาเปรียบเทียบผลการทดสอบในวิทยานิพนธ์ ได้แก่ เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับความถี่ซึมซับ (Tuned Absorption Frequency) และแบบปรับตัว (Adaptive Control) และจะนำผลการทดสอบอุปกรณ์ชับการสั่นในระบบตายตัว (Passive) มาเปรียบเทียบกับ โดยมีสมมุติฐานว่า มวลหลักและมวลชับการสั่นเป็นวัตถุแข็งเกร็ง (Rigid Body) การเคลื่อนที่ในแนวแกนของคานมีน้อย ซึ่งการทดสอบจะแบ่งออกเป็น 3 การทดสอบ คือ การทดสอบแบบแยกความถี่ทดสอบ การทดสอบแบบการทำงานต่อเนื่อง และการทดสอบภายใต้แรงกระทำหลายความถี่ โดยมีการจำลองสถานการณ์ (Simulation) เพื่อนำผลการจำลองมาใช้ในการวิเคราะห์ร่วมกับการทดสอบ

สำหรับระบบที่ใช้ในการทดลองนี้จะใช้คานเป็นมวลหลักหรือระบบหลัก (Primary System) โดยมีตัวกำเนิดแรง ติดตั้งอยู่ตรงกลางของคาน และติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นไว้ข้างล่างตรงกับตัวกำเนิดแรง

#### 5.1 อุปกรณ์การทดลองและการติดตั้ง

##### 5.1.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองประกอบด้วย

1. คานที่ใช้ในการทดสอบ ชุดคานที่ใช้ทดสอบเป็นคานเหล็กตรงต่อเนื่อง หน้าตัดสี่เหลี่ยม กว้าง 25 mm หนา 13 mm ยาว 840 mm ตรงกลางคานด้านบนติดตั้งตัวกำเนิดการสั่น มีลักษณะเป็นจานกลมเจาะรูเชื่อมศูนย์ต่อกับเพลลาของมอเตอร์ที่สามารถควบคุมความเร็วได้



รูปที่ 5.1 กานที่ใช้ในการทดสอบ

2. อุปกรณ์ควบคุมความเร็วมอเตอร์ ใช้ควบคุมความเร็วมอเตอร์ของตัวกำเนิดการสั้น



รูปที่ 5.2 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วมอเตอร์

3. อุปกรณ์ชั้บการสั้น อุปกรณ์ชั้บการสั้นที่ใช้เป็นแบบเพลามวลคู่ ปรับค่าได้โดยมีมอเตอร์เป็นตัวขับเคลื่อนตำแหน่งของมวลชั้บการสั้น สำหรับมิติของอุปกรณ์ชั้บการสั้นที่ใช้ในการทดลองดูได้จากภาคผนวก ก





รูปที่ 5.3 อุปกรณ์ชั่งการสั่นที่ใช้ในการทดลอง

4. คอมพิวเตอร์ 1 ชุด พร้อมระบบปฏิบัติการวินโดวส์ โปรแกรม MATLAB และ LabVIEW

5. Data Acquisition Card (DAQ Card) ใช้สำหรับวัดการสั่นพร้อมบันทึกผล และควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ชั่งการสั่น ซึ่ง DAQ Card ที่ใช้ในการทดลองนี้เป็นของบริษัท National Instrument รุ่น PCI-MIO-16XE-10 มีอินเตอร์เฟสเป็นแบบ PCI



รูปที่ 5.4 DAQ Card รุ่น PCI-MIO-16XE-10

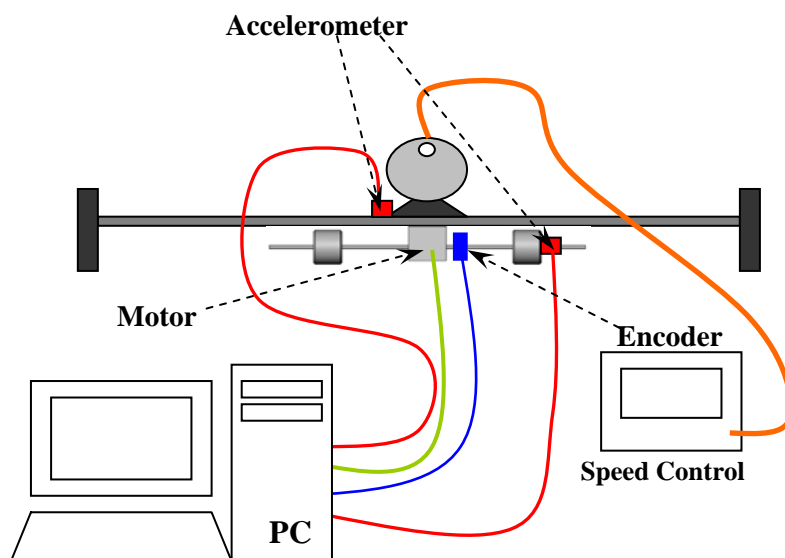
6. อุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง (Accelerometer) ใช้เป็นตัวตรวจวัดการสั่นของคาน และ อุปกรณ์จับการสั่น รายละเอียดของ DAQ Card และ อุปกรณ์ตรวจจับความเร่งคู่ได้จากภาคผนวก ญ



รูปที่ 5.5 อุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง

### 5.1.2 การติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง

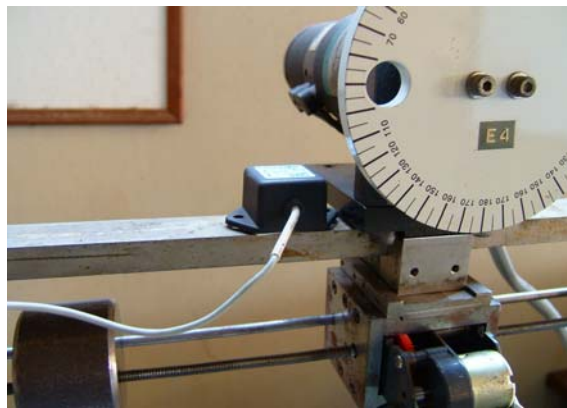
การติดตั้งอุปกรณ์การทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 5.6 ซึ่งมีการติดตั้งอุปกรณ์จับการสั่นไว้ตรงกลางด้านล่างของคาน ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่งไว้ที่คานและอุปกรณ์จับการสั่น เพื่อนำสัญญาณที่วัดได้ไปวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม LabVIEW ซึ่งเป็น โปรแกรมที่ใช้ในการวัดและเก็บบันทึกผลเป็นไฟล์อิเล็กทรอนิกส์ และส่งสัญญาณควบคุมมอเตอร์ให้กับอุปกรณ์จับการสั่นอีกด้วย



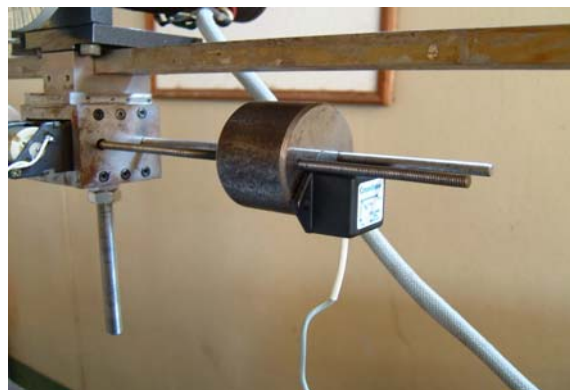
รูปที่ 5.6 ภาพวาดการติดตั้งอุปกรณ์ในงานทดลอง



รูปที่ 5.7 ภาพถ่ายการติดตั้งอุปกรณ์ในงานทดลอง



รูปที่ 5.8 ตำแหน่งที่ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่งที่ 1



รูปที่ 5.9 ตำแหน่งที่ติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่งที่ 2

## 5.2 การทดสอบการสั่นแบบแยกชั้นความถี่ทดสอบ

การแยกความถี่ทดสอบในที่นี้ หมายถึง การกำหนดให้แรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำกับระบบมีความถี่คงที่เพียงความถี่เดียว และเมื่อทำการทดสอบและเก็บบันทึกผลแล้วถือว่าเสร็จสิ้นในการทดสอบที่ความถี่นั้น จากนั้นจึงจะทำการทดสอบที่ความถี่อื่น โดยทำตามขั้นตอนการทดสอบใหม่ตั้งแต่ต้น

การทดสอบขั้นตอนนี้เป็น การทดสอบการสั่นของคานาที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่ใช้เกณฑ์วิธีควบคุมแบบต่างๆ ด้วยการแยกทดสอบเป็นชั้นความถี่จาก 11 Hz จนถึง 30 Hz หรือเท่ากับ 660 ถึง 1800 rpm เพิ่มความถี่ขึ้นชั้นละ 1 Hz หรือ 60 rpm โดยกำหนดให้ระยะห่างเริ่มต้นของมวลขับเคลื่อนเท่ากับ 90 mm ในการทดสอบจะพิจารณาการสั่นของคานาที่สถานะคงตัว (Steady State)

### 5.2.1 การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว

การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวนี้ จะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ การจำลองการสั่นของระบบและผลการวัดจากจากระบบจริง โดยจะทำการเปรียบเทียบผลของการสั่นที่ได้จากทั้ง 2 ส่วน อุปกรณ์ขับเคลื่อนที่ใช้ในการทดสอบเป็นแบบเพลามวลคู่ ในการทดสอบ กำหนดให้ความถี่ที่ต้องการควบคุมการสั่นของคานาเป็นความถี่พ้อง (Resonance Frequency) คือที่ 23 Hz เนื่องจากการทดสอบนี้เป็น การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว ดังนั้น จึงปรับระยะมวลขับเคลื่อนไปที่ 90 mm ซึ่งจะได้ความถี่ขับเคลื่อนเท่ากับ 23 Hz โดยที่ความสัมพันธ์ของระยะห่างของมวลกับความถี่ขับเคลื่อนสามารถดูได้จากการทดสอบค่าความถี่ขับเคลื่อนในหัวข้อที่ 3.5.2.4

#### 5.2.1.1 ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว

สำหรับขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวมีดังนี้

1. ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่กับระบบหลัก (คานา)
2. ปรับระยะมวลขับเคลื่อนไปที่ 90 mm.
3. ปรับความเร็วมอเตอร์ของตัวกำเนิดสั่นเพื่อสร้างแรงฮาร์โมนิกส์ที่ความเร็ว 660 rpm (11 Hz) รอจนกระทั่งการสั่นของคานาคงที่ บันทึกผลการสั่นด้วยโปรแกรมเก็บบันทึกผล LabVIEW เป็นเวลา 10 วินาที
4. ทำซ้ำในขั้นตอนที่ 3 โดยเปลี่ยนความเร็วรอบของมอเตอร์ตัวกำเนิดสั่นเป็น 720 rpm และเพิ่มขึ้นครั้งละ 60 rpm จะกระทั่งถึง 1800 rpm หรือ อยู่ช่วง 11-30 Hz โดยเพิ่มขึ้นชั้นละ 1 Hz

ส่วนการจำลองการทำงานของคานาที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว จะสร้างแบบจำลองจากสมการผลการตอบสนองของระบบที่สถานะคงตัวของคานาภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ตามสมการที่ 2.44 ซึ่งคานาจะมีแอมพลิจูดการสั่น คือ

$$X(t) = F(t) \sqrt{\frac{(k_a - m_a \omega_f^2)^2}{\left[ (k - M \omega_f^2)(k_a - m_a \omega_f^2) - m_a k_a \omega_f^2 - \omega_f^2 b^2 \right]^2 + \left[ \omega_f b (k_a - m_a \omega_f^2) \right]^2}} \quad (5.1)$$

- โดยที่  $M$  คือ มวลของระบบหลัก (คาน) มีค่า 3.71997 kg  
 $k$  คือ ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่น มีค่า 77,684 N/m  
 $m_a$  คือ มวลซับการสั่น มีค่า 0.51764 kg  
 $k_a$  คือ ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่น มีค่า 10,810 N/m  
 $F(t)$  คือ แรงฮาร์โมนิกส์ของตัวกำเนิดสั่นอันเนื่องมาจากการเสียดทานในการหมุน  
 เท่ากับ  $0.0002581 \omega_f^2 \sin \omega_f t$  N

### 5.2.1.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัว

ผลการทดสอบการสั่นของระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวซึ่งถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ต่าง ๆ จะแสดงดังตารางที่ 5.1 โดยสามารถดูรายละเอียดผลของการทดสอบได้ในภาคผนวก ซ

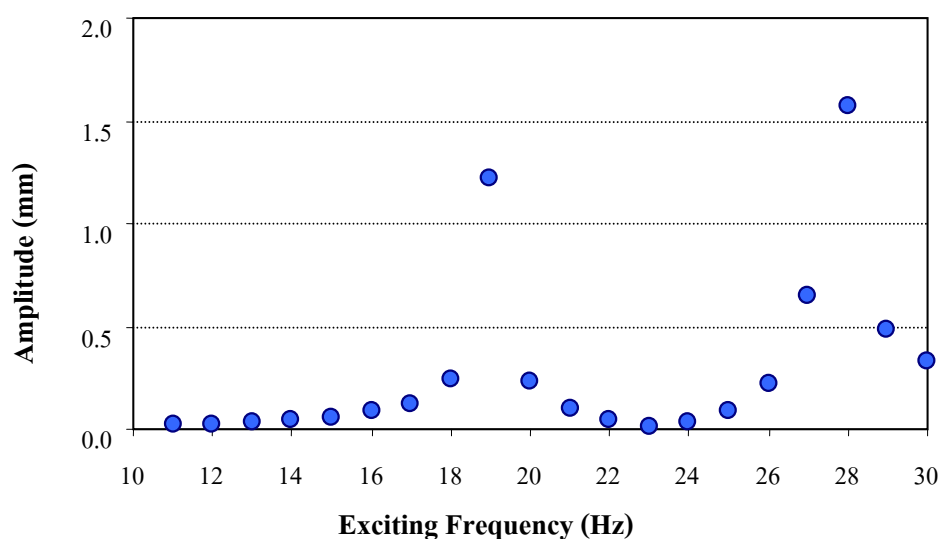
ตารางที่ 5.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวที่สถานะคงตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ ณ ความถี่ต่าง ๆ

ความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ขนาดการสั่นสูงสุดเฉลี่ย (mm)	ความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ขนาดการสั่นสูงสุดเฉลี่ย (mm)
11	0.021	21	0.104
12	0.027	22	0.042
13	0.034	<b>23</b>	<b>0.006</b>
14	0.043	24	0.037
15	0.057	25	0.092
16	0.084	26	0.218
17	0.125	27	0.651
18	0.242	28	1.574
19	1.22	29	0.482
20	0.235	30	0.327

### 5.2.1.3 สรุปผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว

อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวจะซึมซับได้ดี ณ ความถี่ที่ได้ออกแบบไว้ คือ ที่ความถี่ 23 Hz ส่วนความถี่อื่นๆของแรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำ จะมีประสิทธิภาพในการซึมซับการสั่นลดลง ที่ความถี่ 19 และ 28 Hz กานจะมีการสั่นที่รุนแรง เนื่องจากเป็นความถี่ที่อยู่ใกล้ความถี่พ้องของระบบหลังจกติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อน ซึ่งจะอยู่ที่ 19.11 และ 27.69 Hz สำหรับผลการทดสอบจากตารางที่ 5.1 สามารถเขียนเป็นกราฟความสัมพันธ์ได้ดังรูปที่ 5.10

ส่วนค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ขับเคลื่อนจะมีค่าคงที่เท่ากับ 10,810 N/m (จากตารางที่ 3.3) เนื่องจากอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวไม่สามารถปรับค่าความถี่ซึมซับได้



รูปที่ 5.10 กราฟความสัมพันธ์ของขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวกับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์

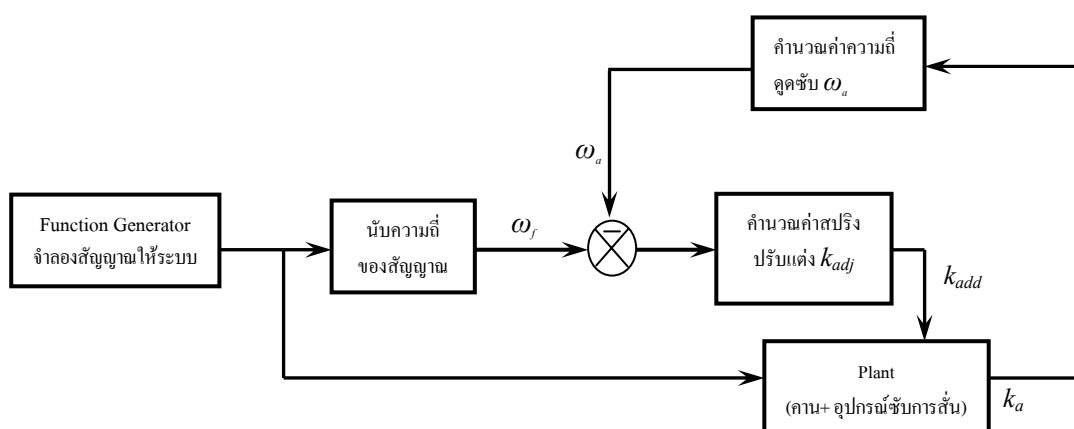
### 5.2.2 การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ซึมซับ

การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่ใช้เกณฑ์การควบคุมแบบปรับค่าความถี่ซึมซับ จะทดสอบโดยการจำลองผลการสั่นของระบบและการทดสอบจากระบบจริง

#### 5.2.2.1 ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ซึมซับ

การจำลองการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่ที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ซึมซับ แสดงดังรูปที่ 5.11 ในไดอะแกรมขั้นตอนการทำงานจะมีตัวกำเนิดสัญญาณ (Function Generator) ให้กับระบบ ซึ่งประกอบด้วยคานและอุปกรณ์ขับเคลื่อน สำหรับสัญญาณที่ตัวกำเนิดสัญญาณสร้างขึ้นคือ  $0.0002581 \omega^2 \sin(\omega t)$  และในขณะเดียวกัน

แกนเตอร์ก็จะนับความถี่ของสัญญาณที่ตัวกำเนิดสัญญาณสร้างขึ้นมา เพื่อทำการคำนวณหาค่าความแข็งสปริงปรับค่า (Adjusted stiffness,  $k_{adj}$ ) ที่ใช้ปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ขับเคลื่อน จากนั้นจึงนำค่าความแข็งของสปริงของอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่ทำการปรับค่าแล้วมาคำนวณหาค่าความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ขับเคลื่อน ( $\omega_a$ ) เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าความถี่จากตัวกำเนิดสัญญาณ ( $\omega_f$ ) และนำผลต่างของความถี่ไปคำนวณค่าความแข็งสปริงปรับค่าอีกครั้ง

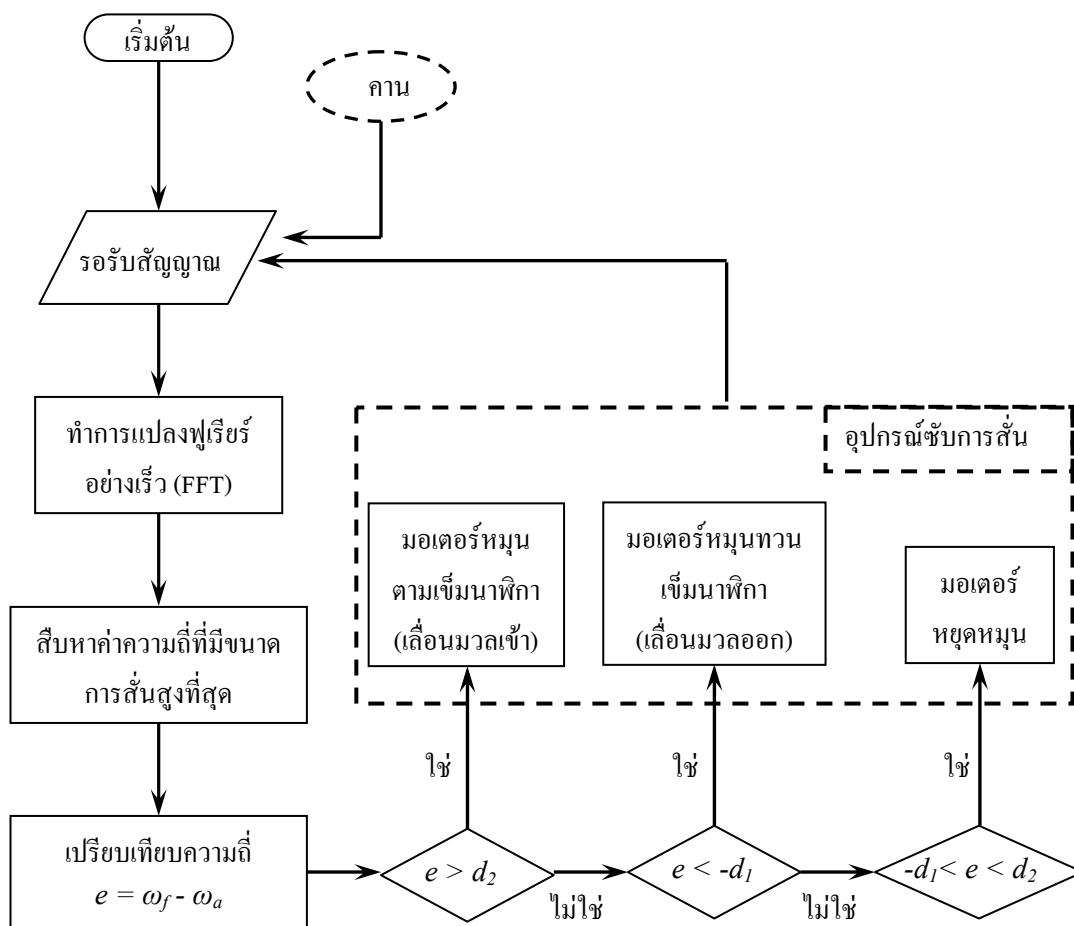


รูปที่ 5.11 แผนภาพบล็อกการทำงานของแบบจำลองแบบปรับค่าความถี่ธรรมชาติ

การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่จากระบบจริง ในการเก็บบันทึกผลขนาดของการสั่นและควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนด้วยเกณฑ์วิธีการปรับค่าความถี่ธรรมชาตินี้จะใช้โปรแกรม LabVIEW โดยมีขั้นตอนการทำงานดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.13 คือเมื่อเริ่มโปรแกรม โปรแกรมจะรอรับสัญญาณจากอุปกรณ์ตรวจวัด ซึ่งติดตั้งไว้ที่มวลขับเคลื่อนเพื่อวัดความถี่การสั่นของอุปกรณ์ขับเคลื่อน และติดตั้งไว้ที่คานเพื่อวัดความถี่ของแรงที่กระทำต่อระบบ (เนื่องจากที่สถานะคงตัวคานจะสั่นด้วยความถี่เดียวกับความถี่ของแรง) นำสัญญาณที่ได้ทำการแปลงสัญญาณให้อยู่ในโดเมนของความถี่ โดยทำการแปลงฟูเรียร์อย่างรวดเร็ว (Fast Fourier Transform, FFT) จากนั้นทำการหาค่าความถี่ของคานและอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่มีขนาดการสั่นมากที่สุด (Peak) โดยให้ความแตกต่างระหว่างความถี่ทั้งสองคือ  $e = \omega_f - \omega_a$  โดยที่  $-d_1 < e < d_2$  เมื่อ  $-d_1$  และ  $d_2$  คือค่าขอบล่างและขอบบนในการตรวจสอบเงื่อนไขการทำงาน ซึ่งเป็นไปได้ 3 กรณี คือ

1. กรณีที่  $e > d_2$  แสดงว่า ความถี่ของแรงมากกว่าความถี่ธรรมชาติ ดังนั้นให้มอเตอร์หมุน ตามเข็มนาฬิกาเพื่อปรับระยะห่างของมวลให้สั้นลง ความถี่ธรรมชาติ  $\omega_a$  จะเพิ่มขึ้น
2. กรณีที่  $e < -d_1$  แสดงว่า ความถี่ของแรงน้อยกว่าความถี่ธรรมชาติ ดังนั้นให้มอเตอร์หมุน ทวนเข็มนาฬิกาเพื่อปรับระยะห่างของมวลให้มากขึ้น ความถี่ธรรมชาติ  $\omega_a$  จะลดลง

3. กรณีที่  $-d_1 < e < d_2$  แสดงว่า ความถี่ของแรงมีค่าใกล้เคียงกับความถี่ซิมซัพ โดยที่ความแตกต่างของความถี่ทั้งสองอยู่ในช่วงที่ยอมรับได้ มอเตอร์จะหยุดหมุน



รูปที่ 5.12 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม LabVIEW ที่ใช้ควบคุมอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ซิมซัพ

เนื่องจากในความเป็นจริงแล้ว การแยกสังเคราะห์ (Resolution) ในการวัดยังมีค่ามาก การที่ความถี่ของแรงจะเท่ากับความถี่ซิมซัพพอดีจะมีโอกาสเกิดขึ้นน้อยมากเช่นเดียวกัน ดังนั้นจึงกำหนดให้ความแตกต่างของความถี่อยู่ในช่วง ๆ หนึ่ง  $(-d_1 < e < d_2)$  ซึ่งความกว้างของช่วงดังกล่าวจะมีผลต่อการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อน กล่าวคือ ถ้าความแตกต่างของความถี่ในช่วงกว้างความเร็วในการเข้าสู่สภาวะสมดุลจะเร็วแต่ประสิทธิภาพของการซิมซัพการสั่นจะต่ำในทางกลับกันถ้าช่วงความแตกต่างของความถี่มีช่วงแคบ ประสิทธิภาพจะสูงแต่การทำงานของ



อุปกรณ์ขับเคลื่อนจะเข้าสู่สภาวะสมดุลช้าลงขั้นตอนการทดสอบเกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่  
ชิมซับ

1. ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนกับคานาให้แน่น
2. ปรับระยะห่างมวลไปที่ 90 mm
3. กระตุ้นระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ 11 Hz (660 rpm)
4. เริ่มโปรแกรมควบคุม (LabVIEW)
5. รอจนกระทั่งมอเตอร์ปรับตำแหน่งของมวลขับเคลื่อนหยุดหมุนและการ  
สั่นคงที่ หรืออยู่ในสถานะคงตัวแล้วทำการเก็บบันทึกผล
6. วัดระยะห่างของมวลขับเคลื่อนและบันทึกผล
7. ทำซ้ำขั้นตอนที่ 2-5 โดยเปลี่ยนความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์จาก 11-30 Hz  
โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 1 Hz

#### 5.2.2.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ชิมซับ

ผลการทดสอบการสั่นของคานาที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลามวลคู่ที่  
ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมซับที่สถานะคงตัวจะแสดงดังตารางที่ 5.2 สำหรับ  
รายละเอียดของผลการทดสอบจะแสดงในภาคผนวก ซ

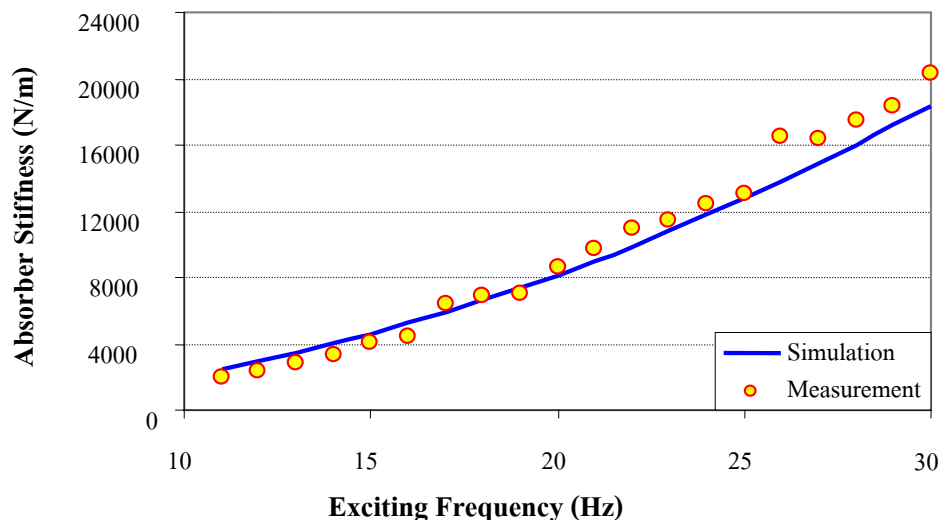
ตารางที่ 5.2 ขนาดการสั่นสูงสุดเฉลี่ยของคานาที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับ  
ค่าความถี่ชิมซับที่สถานะคงตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ต่าง ๆ

ความถี่แรง ฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ขนาดการสั่นสูงสุด เฉลี่ย (mm)	ความถี่แรง ฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ขนาดการสั่นสูงสุด เฉลี่ย (mm)
11	0.004	21	0.004
12	0.005	22	0.006
13	0.005	23	0.005
14	0.004	24	0.005
15	0.006	25	0.004
16	0.007	26	0.008
17	0.006	27	0.005
18	0.004	28	0.006
19	0.005	29	0.006
20	0.004	30	0.005

จากตารางข้างต้นจะเห็นว่า อุปกรณ์ซับการสั่นที่ควบคุมด้วยเกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ซึมซับสามารถซึมซับการสั่นได้ดีทุก ๆ ความถี่ของแรงที่กระทำ อีกทั้งยังไม่เกิดการสั่นอันเนื่องมาจากการสั่นพ้องของความถี่ ส่วนค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ซึมซับ สามารถคำนวณได้จากระยะห่างของมวลซับการสั่นที่ได้จากขั้นตอนของการทดสอบโดยใช้ความสัมพันธ์ดังสมการที่ (3.61) ซึ่งค่าความแข็งสปริงที่ได้จากการจำลองและจากการวัดที่ความถี่ต่างๆ จะแสดงได้ดังตารางที่ 5.3 และแสดงในกราฟรูปที่ 5.13

ตารางที่ 5.3 ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ซึมซับภายใต้แรงกระทำที่ความถี่ต่าง ๆ

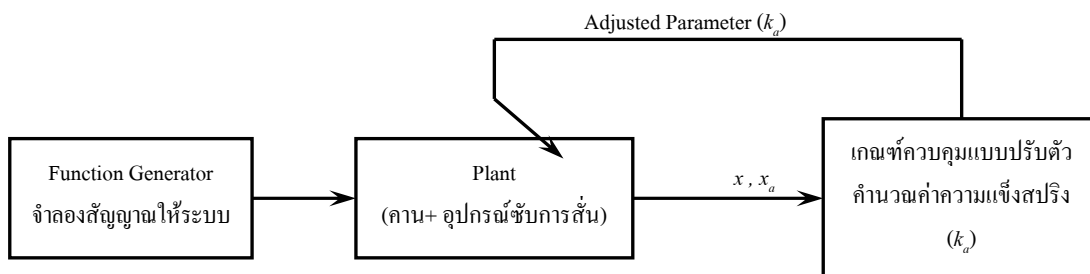
ความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ค่าความแข็งสปริง		
	การจำลอง (N/m)	การทดลอง	
		ระยะห่างมวล (mm)	(N/m)
11	2473	170.23	2001
12	2943	160.58	2368
13	3454	149.89	2888
14	4005	142.73	3323
15	4598	133.24	4048
16	5232	128.91	4448
17	5906	113.67	6364
18	6621	110.48	6899
19	7377	109.85	7012
20	8174	102.01	8645
21	9012	97.97	9687
22	9891	93.76	10959
23	10810	92.36	11431
24	11771	89.71	12402
25	12772	87.96	13104
26	13814	81	16486
27	14897	81.18	16385
28	16021	79.23	17529
29	17186	77.94	18345
30	18392	75.11	20320



รูปที่ 5.13 กราฟความสัมพันธ์ของค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ซึ่งสัมพันธ์กับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์

### 5.2.3 การทดสอบอุปกรณ์ซับการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว

การทดสอบอุปกรณ์ซับการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวด้วยการจำลองการสั่นของระบบ จะมีขั้นตอนดังแสดงในรูปที่ 5.14 โดยตัวกำเนิดสัญญาณจะสร้างสัญญาณการสั่นให้กับระบบทำให้เกิดการสั่นขึ้นในระบบ โดยมีขนาดการสั่นของคานและอุปกรณ์ซับการสั่นเท่ากับ  $x$  และ  $x_a$  เนื่องจากเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวได้นี้ จะทำการปรับค่าจนกระทั่งขนาดการสั่นของคานหมดไป  $error$  ของระบบคือ  $-x$  ซึ่งเกณฑ์ควบคุมปรับตัวจะใช้ขนาดการสั่นของในการคำนวณหาค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่น เพื่อนำไปปรับค่าให้กับระบบต่อไป



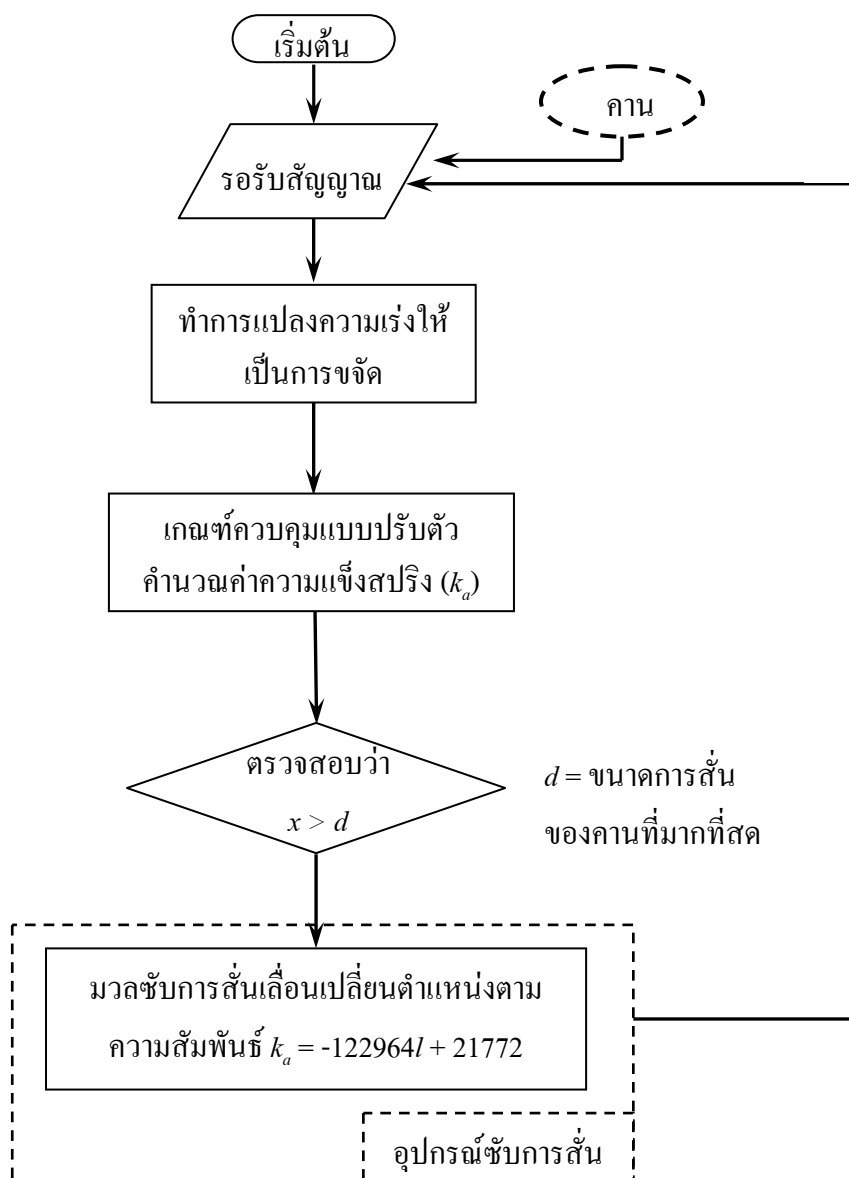
รูปที่ 5.14 แผนภาพบล็อกการจำลองการสั่นของระบบที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว

### 5.2.3.1 ขั้นตอนการทดสอบอุปกรณ์ชั่งการสั่นแบบปรับตัว

ในการทดสอบอุปกรณ์ชั่งการสั่นแบบเพลาตามวลคู่ที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวจากระบบจริงนั้น การควบคุมอุปกรณ์ชั่งการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวจะใช้โปรแกรม LabVIEW ในการควบคุม ดังขั้นตอนการทำงานในรูปที่ 5.15 โดยมีขั้นตอนดังนี้ เมื่อเริ่มโปรแกรม โปรแกรมจะรับสัญญาณความเร่งจากคานและอุปกรณ์ชั่งการสั่น และทำการแปลงความเร่งให้เป็นการจัดของการสั่น เนื่องจากเกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัวจะใช้การจัดในการคำนวณค่าความแข็งสปริง โดยที่มีเงื่อนไขในการปรับค่า คือ ปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั่งการสั่นให้ระบบหลักมีขนาดการสั่นเกิดขึ้นน้อยที่สุด เมื่อเกณฑ์วิธีควบคุมทำการคำนวณค่าความแข็งสปริงมวลชั่งการสั่นจะเลื่อนเปลี่ยนตำแหน่งไปตามการเปลี่ยนแปลงของค่าความแข็งสปริงตามความสัมพันธ์  $k_d = -122964I + 21772$  เนื่องจากในความเป็นจริงการจัดการสั่นของคานจะไม่เท่ากับศูนย์ ดังนั้นจึงกำหนดเงื่อนไขการทำงาน คือ เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัวจะทำงานเมื่อการจัดการสั่นของคานมากกว่าค่าที่กำหนด

ในการทดสอบจะกระตุ้นระบบด้วยความถี่ฮาร์โมนิกส์ที่ 11 Hz ถึง 30 Hz ทำการบันทึกขนาดของการสั่นที่สถานะคงตัว โดยมีขั้นตอนการทดลองดังนี้

1. ปรับระยะห่างมวลไปที่ 90 mm (ค่าความแข็งสปริง 10810 N/m)
2. เริ่ม โปรแกรม
3. กระตุ้นระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ 11 Hz รอจนกระทั่งตำแหน่งของมวลชั่งการสั่นคงที่ (มอเตอร์ขับมวลชั่งการสั่นหยุดหมุน) และการสั่นอยู่ในสถานะคงตัวแล้วทำการเก็บบันทึกผล
4. หยุดโปรแกรม
5. ทำซ้ำในขั้นตอนที่ 2-5 โดยทำการเปลี่ยนความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบจาก 11 Hz จนถึง 30 Hz โดยเพิ่มขึ้นครั้งละ 1 Hz



รูปที่ 5.15 แผนภาพขั้นตอนการทำงานของอุปกรณ์ชั้บการสั้นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว

### 5.2.3.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ชั้บการสั้นแบบปรับตัว

สำหรับผลการทดสอบอุปกรณ์ชั้บการสั้นแบบเพลามวลคู่ที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวที่ถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ จะแสดงดังตารางที่ 5.4 สำหรับรายละเอียดของผลการทดสอบจะแสดงในภาคผนวก ซ

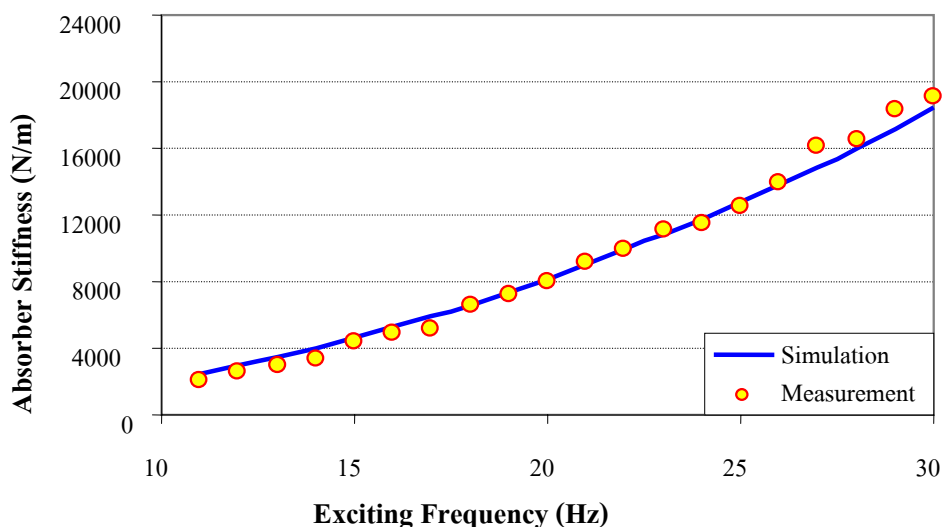
ตารางที่ 5.4 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่ต่าง ๆ

ความถี่แรงฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ขนาดการสั่นสูงสุดเฉลี่ย (mm)	ความถี่แรงฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ขนาดการสั่นสูงสุดเฉลี่ย (mm)
11	0.004	21	0.003
12	0.005	22	0.002
13	0.004	23	0.004
14	0.004	24	0.003
15	0.005	25	0.003
16	0.004	26	0.002
17	0.003	27	0.005
18	0.002	28	0.004
19	0.004	29	0.006
20	0.003	30	0.005

จากตารางข้างต้น แสดงให้เห็นว่าอุปกรณ์ช้บการสั่นที่ควบคุมด้วยเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว สามารถช้บการสั่นได้ดีทุกความถี่ฮาร์โมนิกส์ และไม่มีการสั่นพ้องเกิดขึ้น ส่วนค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้บการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว จะใช้ระยะห่างมวลที่ได้จากการวัดและคำนวณจากความสัมพันธ์  $k_d = -122964l + 21772$  เพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการจำลองการทำงาน ดังแสดงในตารางที่ 5.5 และเขียนเป็นกราฟความสัมพันธ์ได้ ดังรูปที่ 5.16

ตารางที่ 5.5 ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับตัวภายใต้แรงกระทำที่ความถี่ต่าง ๆ

ความถี่แรงฮาร์โมนิกส์ (Hz)	ค่าความแข็งสปริง		
	การจำลอง (N/m)	การทดสอบ	
		ระยะห่างมวล (mm)	(N/m)
11	2473	167.98	2079
12	2943	156.04	2572
13	3454	148.63	2958
14	4005	141.49	3408
15	4598	129.05	4435
16	5232	124.12	4956
17	5906	122.47	5149
18	6621	112.41	6569
19	7377	108.84	7198
20	8174	104.61	8052
21	9012	99.73	9213
22	9891	96.97	9970
23	10810	93.42	11071
24	11771	92.11	11518
25	12772	89.41	12519
26	13814	85.94	13982
27	14897	81.66	16119
28	16021	80.95	16515
29	17186	78.07	18260
30	18392	76.82	19094

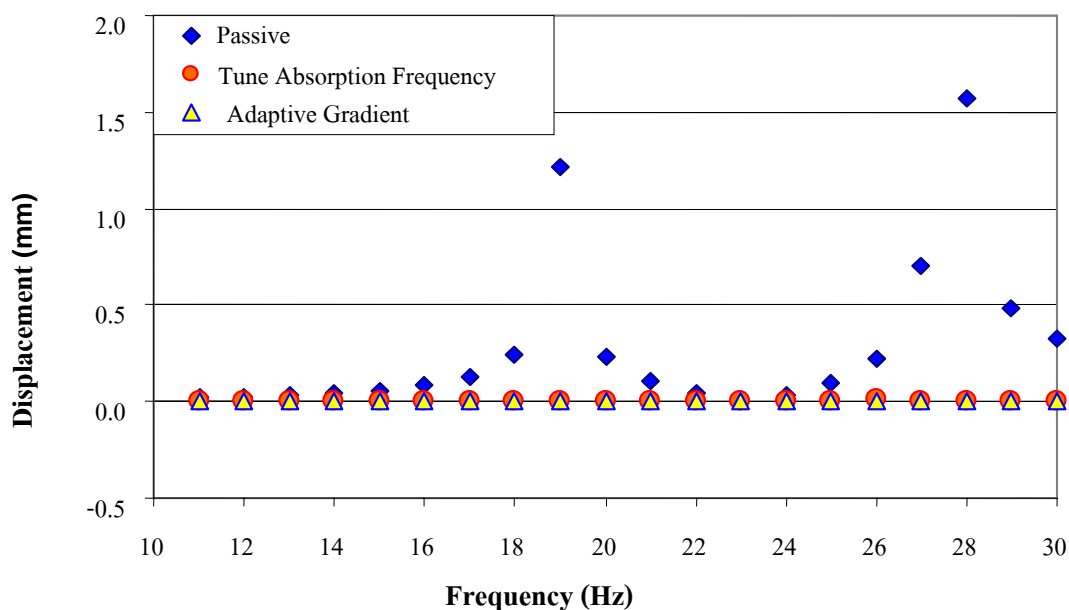


รูปที่ 5.16 กราฟความสัมพันธ์ของค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ซับการสั่นกับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์โดยใช้เกณฑ์วิธีควบคุมแบบปรับตัว

#### 5.2.4 สรุปผลการทดลองแบบแยกชั้นความถี่

ในการทดลองการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์แบบต่างๆ ได้แก่ อุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัว (หัวข้อที่ 5.2.1) อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ซึมซับ (หัวข้อที่ 5.2.2) และอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัว (หัวข้อที่ 5.2.3) นำมาเขียนกราฟเปรียบเทียบขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบต่าง ๆ ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ได้ดังรูปที่ 5.17 จะเห็นได้ว่า อุปกรณ์ซับการสั่นที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับความถี่ซึมซับและแบบปรับตัว ซึ่งอุปกรณ์ซับการสั่นทั้ง 2 แบบนี้จัดว่าเป็นอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าได้ (Active Vibration Absorber) สามารถซับการสั่นได้ดีที่ทุก ๆ ความถี่ฮาร์โมนิกส์ที่กระทำ ส่วนอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวจะสามารถซับการสั่นได้ดีที่ความถี่ที่ได้ออกแบบไว้ โดยทั่วไปมักจะเป็นความถี่วิกฤตของระบบ ซึ่งในกรณีนี้คือ ความถี่ 23 Hz จากผลของการตอบสนองในกราฟจะเห็นว่าขนาดการสั่นของคานที่ 23 Hz จะมีค่าน้อยที่สุด และมีขนาดการสั่นมากขึ้นเมื่อแรงฮาร์โมนิกส์เปลี่ยนไป และระบบจะมีการสั่นอย่างรุนแรงถ้าแรงฮาร์โมนิกส์ไปพ้องกับความถี่ธรรมชาติใหม่ของระบบ เช่น ที่ความถี่ 19 และ 28 Hz ระบบหลักจะมีขนาดการสั่นสูงมาก เนื่องจากเป็นความถี่ที่อยู่ใกล้ความถี่พ้อง (ความถี่รีโซแนนซ์อยู่ที่ 19.11 และ 27.69 Hz)





รูปที่ 5.17 กราฟเปรียบเทียบขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่น โดยใช้เกณฑ์วิธีควบคุมแบบต่างๆ

เมื่อพิจารณาผลการตอบสนองของระบบที่ได้จากการจำลองสถานการณ์เปรียบเทียบกับผลที่วัดได้จากการทดลอง ในการทดสอบอุปกรณ์ซับการสั่นที่ใช้เกณฑ์วิธีควบคุมทั้ง 3 วิธี จะพบว่าขนาดการสั่นและความถี่ที่ได้จากการทดลอง กับผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งการทดสอบในระบบจริงจะมีสัญญาณรบกวนต่าง ๆ เกิดขึ้นในระบบ เช่น สัญญาณรบกวนความถี่ต่ำ สัญญาณรบกวนในตัวตรวจวัดความเร่ง การรบกวนในภาคขยายสัญญาณ เป็นต้น นอกจากนี้แบบจำลองที่ใช้ในการทดสอบยังขาดการพิจารณาความหน่วงที่เกิดขึ้นในอุปกรณ์ซับการสั่นจึงทำให้ผลการตอบสนองที่ได้มีความแตกต่างกันบ้างเล็กน้อย ดังนั้นจึงสามารถพิจารณาได้ว่าความถี่และขนาดการสั่นของคานที่ได้จากการจำลองสถานการณ์และการทดลองมีความสอดคล้องกันและเป็นที่ยอมรับได้

### 5.3 การทดสอบการสั่นในลักษณะการทำงานต่อเนื่อง

การทดสอบการทำงานต่อเนื่องในที่นี้ หมายถึง เมื่ออุปกรณ์ซับการสั่นมีการสนองตอบต่อแรงฮาร์โมนิกส์ที่ความถี่หนึ่งแล้ว ถ้าความถี่ของแรงเปลี่ยนไป ตำแหน่งของมวลซับการสั่นไม่จำเป็นจะต้องปรับไปที่ตำแหน่งเริ่มต้น แต่ให้ทำงานต่อไปอย่างต่อเนื่อง

การทดสอบในขั้นตอนนี้เป็นการทดสอบเพื่อดูพฤติกรรมการตอบสนองของระบบต่อความถี่ของแรงที่เปลี่ยนไป โดยการเปลี่ยนแปลงฮาร์โมนิกส์ของแรงกำหนดให้เป็นแบบขั้น (Step) และในการทดสอบจะไม่ปรับระยะห่างมวลซึมซับ ( $Z$ ) กลับไปที่ระยะเริ่มต้น แต่จะใช้ระยะห่างมวลที่เปลี่ยนไปเป็นระยะห่างเริ่มต้นของความถี่ทดสอบต่อไป การทดสอบนี้จะใช้ลำดับขั้นตอนในการทดสอบเหมือนกันทั้ง 3 เกณฑ์วิธีควบคุม โดยจะทำการทดสอบ 2 ครั้งด้วยความถี่ 2 ชุด คือ

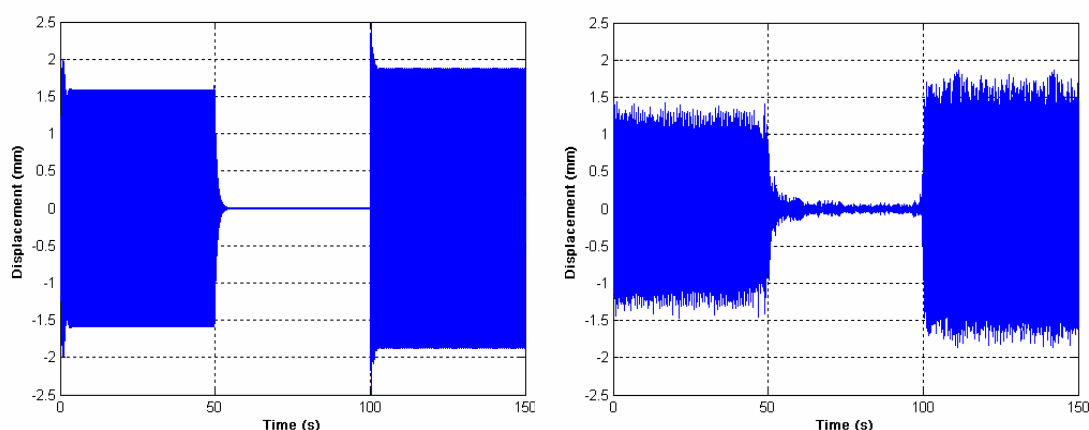
ครั้งที่ 1 กำหนดระยะห่างมวลเริ่มต้นไว้ที่ 90 mm (ค่าความแข็งสปริงมีค่า 10810 N/m และความถี่ซึมซับเท่ากับ 23 Hz) ทดสอบด้วยความถี่ 19, 23 และ 28 Hz ตามลำดับ

ครั้งที่ 2 กำหนดระยะเริ่มต้นเท่ากับ 145 mm (ซึ่งมีค่าความแข็งสปริง 4557 N/m และมีความถี่ซึมซับมีค่า 14 Hz) ทดสอบโดยใช้ความถี่ 15, 24 และ 20 Hz กระตุ้นระบบ ตามลำดับ

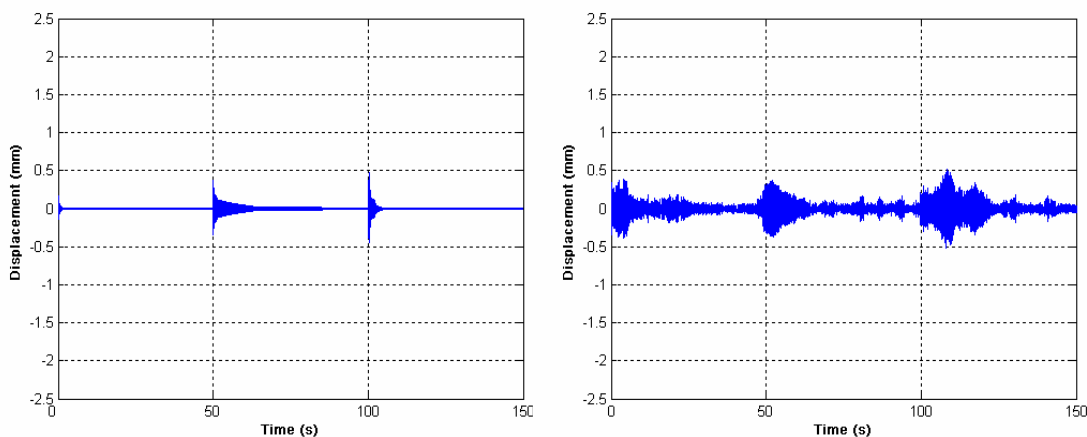
ขั้นตอนการทดสอบ

1. ปรับระยะห่างมวลไปที่ 90 mm (145 mm ในการทดสอบครั้งที่ 2) ซึ่งกำหนดให้เป็นระยะเริ่มต้น
2. กระตุ้นระบบด้วยแรงที่มีความถี่ 19 Hz (15 Hz ในครั้งที่ 2) โดยปรับมอเตอร์ไปที่ 1140 rpm (900 rpm ในครั้งที่ 2)
3. เริ่มต้น โปรแกรมและเก็บบันทึกผลเป็นเวลา 50 วินาที
4. ทำซ้ำขั้นตอนที่ 2 และ 3 โดยปรับความเร็วมอเตอร์ไปที่ 1380 และ 1680 rpm (1380 และ 1200 rpm ในครั้งที่ 2) หรือเท่ากับ 23 และ 28 Hz (23 และ 20 Hz ในครั้งที่ 2) ตามลำดับ

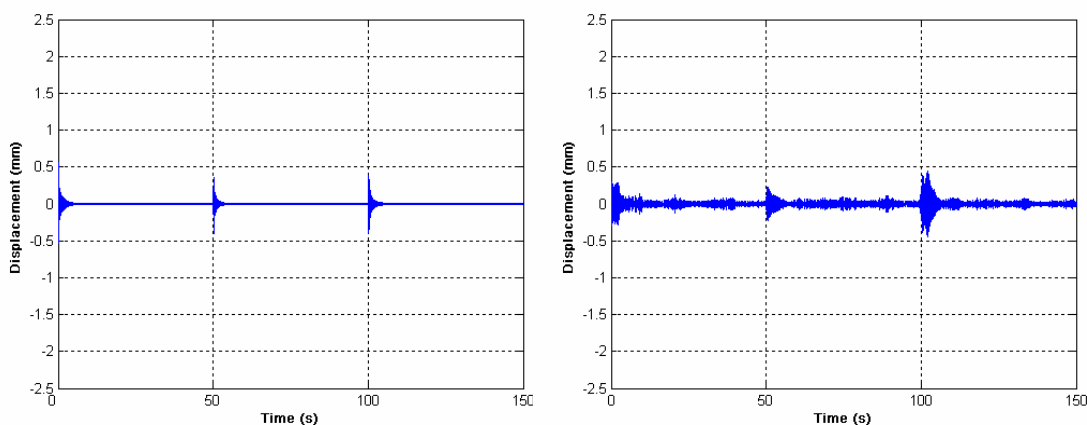
ผลการทดสอบแบบต่อเนื่องครั้งที่ 1 โดยรูปที่ 5.18 5.19 และ 5.20 เป็นขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั่งการสั่นแบบตายตัว แบบปรับความถี่ซึมซับ และแบบปรับตัวได้ ตามลำดับ



รูปที่ 5.18 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั่งการสั่นแบบตายตัวจากการทดสอบครั้งที่ 1 (ซ้าย) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ขวา) ผลที่วัดได้จากการทดลอง



รูปที่ 5.19 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับความถี่ซิมซัจากการทดสอบครั้งที่ 1 (ซ้าย) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ขวา) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

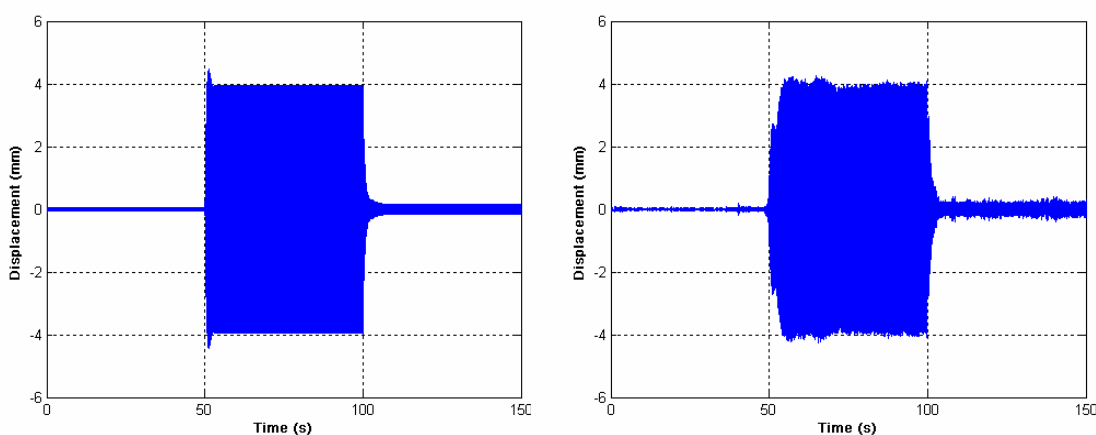


รูปที่ 5.20 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับตัวได้จากการทดสอบครั้งที่ 1 (ซ้าย) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ขวา) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

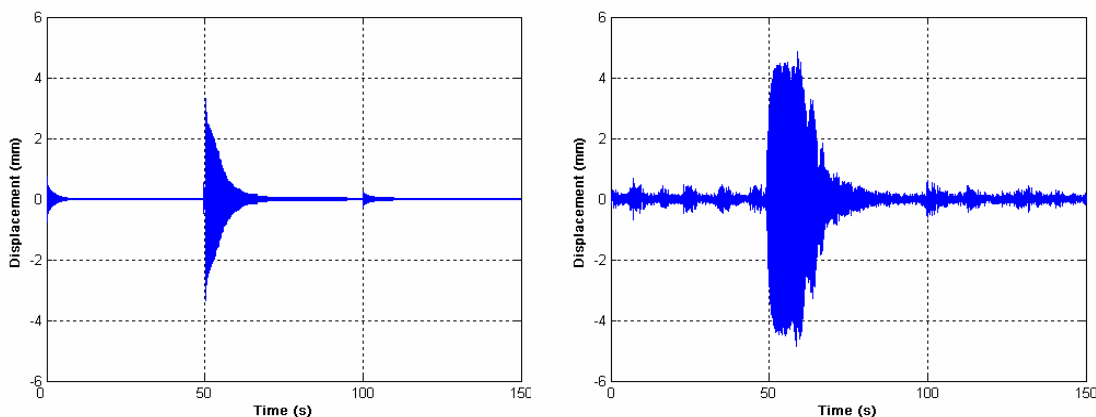
ในการทดสอบครั้งที่ 1 เมื่อกำหนดระยะเริ่มต้นไว้ที่ 90 mm หรือเท่ากับความถี่ซิมซั 23 Hz ระบบจะมีความถี่โซแนนซ์ที่ 19.11 และ 27.69 Hz และกระตุ้นระบบด้วยความถี่ฮาร์โมนิกส์ 19, 23 และ 28 Hz ในกรณีอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัว เมื่อระบบหลักถูกกระทำด้วยแรงที่มีความถี่ 23 Hz (ในช่วงเวลา 50-100 วินาที) อุปกรณ์รับการสั่นจะสามารถซิมซัการสั่นได้อย่างมีประสิทธิภาพ แต่ถ้าความถี่ของแรงเปลี่ยนเป็นความถี่อื่น อุปกรณ์รับการสั่นจะซิมซัการสั่นได้เพียงบางส่วน การสั่นของคานจึงมากขึ้น เช่น ที่ความถี่ 19 Hz (ในช่วงเวลา 0-50 วินาที) และ 28 Hz (100-50 วินาที) คานจะมีการสั่นอย่างรุนแรงเนื่องจากอยู่ใกล้ความถี่โซแนนซ์ ดังรูปที่ 5.18 ส่วน

อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับความถี่ซึ่มซั่มและแบบปรับตัวได้ จะสามารถขับเคลื่อนได้ดีในทุกๆ ความถี่ที่ทำการทดสอบ โดยที่เกณฑ์ควบคุมทั้ง 2 แบบ จะทำการปรับค่าความถี่สปริงโดยการเลื่อนตำแหน่งมวลขับเคลื่อนจนได้ความถี่ซึ่มซั่มที่เหมาะสม ขนาดการสั่นของแกนจึงค่อย ๆ ลดลง ดังแสดงในรูปที่ 5.19 สำหรับระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับความถี่ซึ่มซั่ม และรูปที่ 5.20 สำหรับอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้

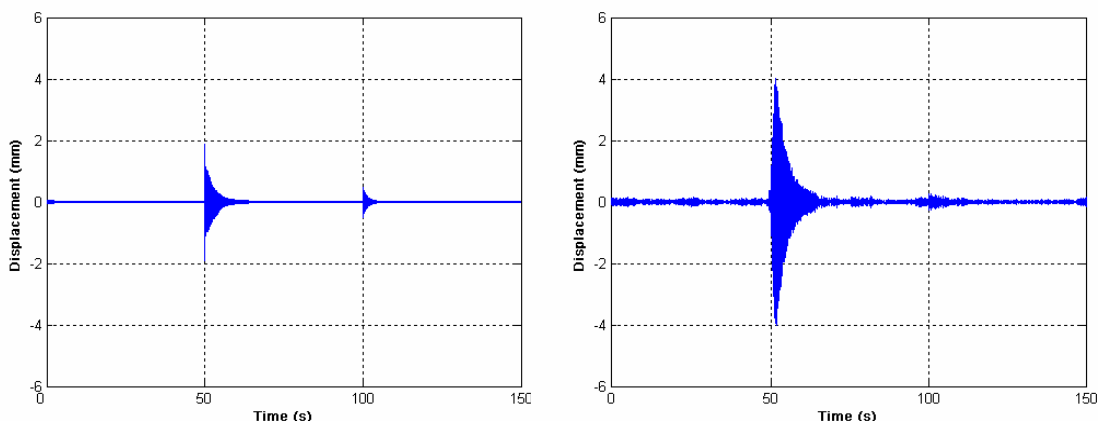
ส่วนผลการทดสอบครั้งที่ 2 ของแกนที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัว แบบปรับความถี่ซึ่มซั่ม และแบบปรับตัว จะแสดงดังรูปที่ 5.21 5.22 และ 5.23 ตามลำดับ



รูปที่ 5.21 ขนาดการสั่นของแกนที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบตายตัวจากการทดสอบครั้งที่ 2 (ซ้าย) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ขวา) ผลที่ได้จากการทดลอง



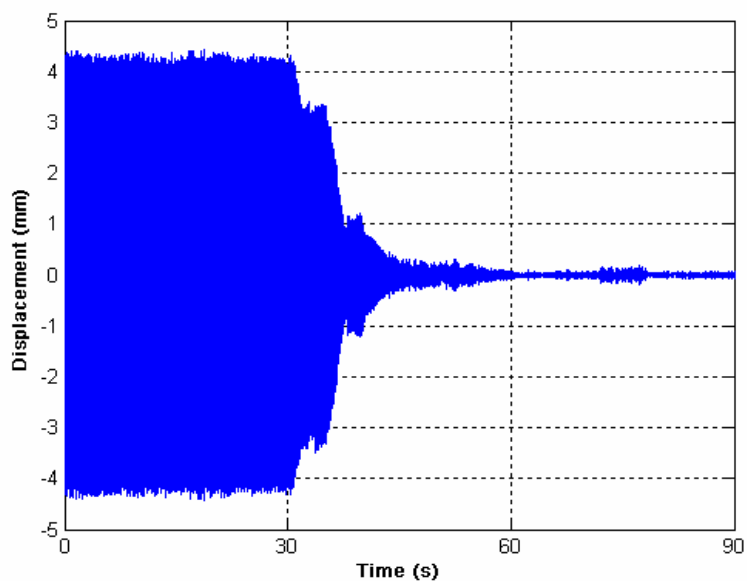
รูปที่ 5.22 ขนาดการสั่นของแกนที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับความถี่ซึ่มซั่มจากการทดสอบครั้งที่ 2 (ซ้าย) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ขวา) ผลที่ได้จากการทดลอง



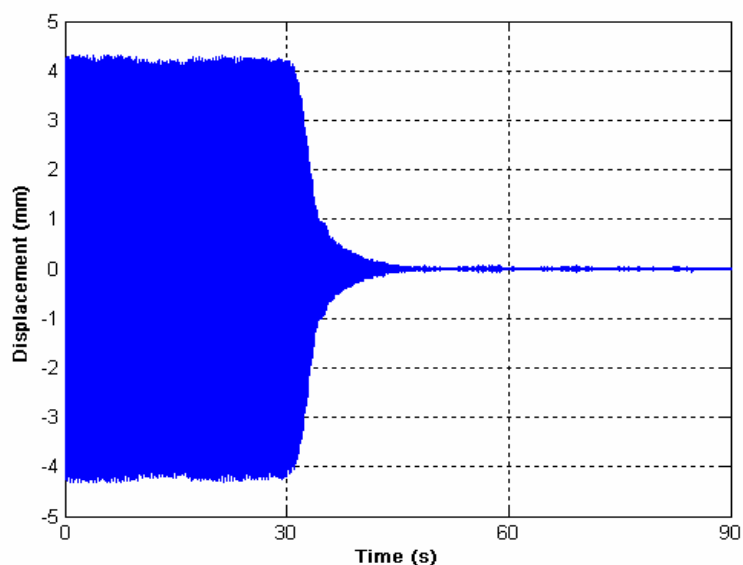
รูปที่ 5.23 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับค่าได้จากการทดสอบ ครั้งที่ 2 (ซ้าย) ผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ (ขวา) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

การทดสอบครั้งที่ 2 กำหนดระยะเริ่มต้นของมวลชับการสั่นไว้ที่ 145 mm ซึ่งจะทำให้ อุปกรณ์ชับการสั่นมีความถี่ชับเท่ากับ 14 Hz ความถี่รีโซแนนซ์ใหม่ของระบบจะอยู่ที่ 13.48 และ 23.88 Hz โดยทดสอบเป็น 3 ช่วง ช่วงละ 50 วินาที ด้วยความถี่ 15, 24 และ 20 Hz ตามลำดับ ผลการทดสอบครั้งที่ 2 จะมีลักษณะเหมือนกับการทดสอบในครั้งที่ 1 กล่าวคือ อุปกรณ์ชับการสั่นแบบตายตัวจะชับการสั่นได้ดีที่ความถี่ที่ออกแบบและการสั่นจะเพิ่มขึ้นเมื่อความถี่เปลี่ยนเป็นความถี่อื่น ในกรณีนี้ อุปกรณ์ชับการสั่นมีความถี่ชับ 14 Hz ในช่วงแรกถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ 15 Hz การสั่นของคานจะเกิดขึ้นเล็กน้อย จนความถี่ของแรงเปลี่ยนเป็น 24 Hz คานจะมีการสั่นอย่างรุนแรงเนื่องจากอยู่ใกล้ความถี่รีโซแนนซ์ (23.88 Hz) ดังรูปที่ 5.21 ส่วนการตอบสนองของระบบที่ใช้ อุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับความถี่ชับ (ดังแสดงในรูปที่ 5.22) และอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับค่าได้ ในรูปที่ 5.23 ขนาดการสั่นของคานจะค่อย ๆ ลดลงในทุกความถี่ที่มากระทำ เช่นเดียวกับ การทดสอบครั้งที่ 1

ส่วนความเร็วในการปรับค่าของอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับค่าได้ทั้ง 2 แบบ จะแสดง ตัวอย่างการทดสอบดังนี้ กำหนดให้ อุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับค่าได้ทั้งสองแบบมีความถี่ชับ เริ่มต้นที่ 14 Hz และถูกกระทำด้วยแรงที่มีความถี่ 23 Hz ซึ่งจะเกิดการสั่นอย่างรุนแรง หลังจากนั้น เมื่อเวลาผ่านไป 30 วินาที จึงเปิดสวิตช์การทำงานของตัวควบคุมเพื่อควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ ชับการสั่น ซึ่งผลการปรับค่าจะแสดงดังขนาดการสั่นของคานในรูปที่ 5.24 สำหรับอุปกรณ์ชับการ สั่นแบบปรับความถี่ชับ และ 5.25 สำหรับอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับค่าได้



รูปที่ 5.24 ความเร็วในการปรับค่าของอุปกรณ์ช้การสันแบบปรับความถี่ชิมช้บ (ผลจากการวัด)



รูปที่ 5.25 ความเร็วในการปรับค่าของอุปกรณ์ช้การสันแบบปรับตัวได้ (ผลจากการวัด)

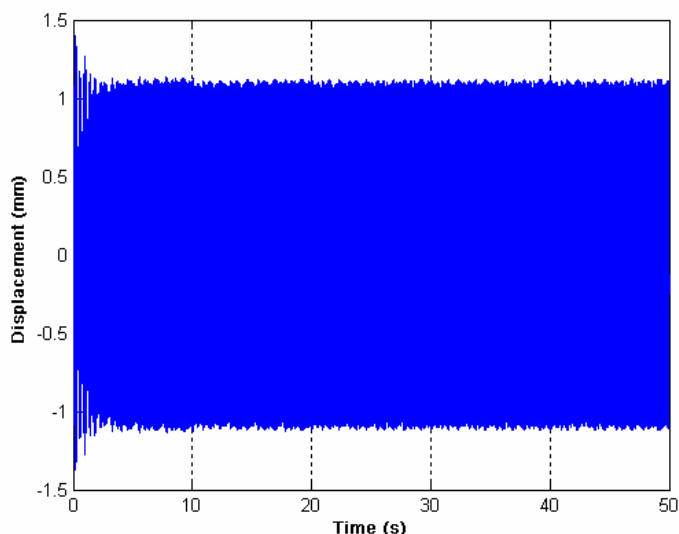
เมื่อเปรียบเทียบขนาดการสันของระบบที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับความถี่ชิมช้บและแบบปรับตัวได้ จากการทดสอบทั้ง 2 กรณี จะพบว่าระบบที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับความถี่ชิมช้บจะมีขนาดของการสันมากกว่า อันเนื่องมาจากระบบที่ใช้ในการทดลองนั้น ยังมีความถี่อื่น ๆ เกิดขึ้นอีก เช่น ความถี่ของการสันที่เกิดขึ้นในตลับลูกปืนที่จุดรองรับทั้ง 2 ข้างของคาน สัญญาณความถี่

รบกวนอันเนื่องมาจากการแกว่งของสายสัญญาณ เป็นต้น จึงมีผลทำให้มวลซึมซับการสั่นไม่หยุดนิ่ง กล่าวคือ เมื่ออุปกรณ์ซับการสั่นปรับค่าจนกระทั่งมีความถี่ซึมซับ ( $\omega_d$ ) เท่ากับความถี่ของแรง ( $\omega_f$ ) แล้ว มวลซึมซับการสั่นจะยังคงมีการเคลื่อนที่ไป-มา สั้นๆ ตลอดเวลาซึ่งสังเกตได้จากขนาดการสั่นของคานที่ไม่ราบเรียบดังผลในรูปที่ 5.19 และ 5.22 ส่วนระบบที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวได้นั้นจะมีขนาดการสั่นน้อยและราบเรียบกว่าดังผลการทดลองในรูปที่ 5.20 และ 5.23 นอกจากนี้จะเห็นว่าอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าได้ทั้ง 2 แบบนี้ สามารถทำงานอย่างต่อเนื่องได้โดยไม่มีผลกระทบใดๆ และในกรณีที่ระบบหลักถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีขนาดและความถี่เดียว อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าได้ทั้ง 2 แบบ สามารถลดขนาดการสั่นและปัญหาการสั่นพ้องขึ้นในระบบได้อย่างมีประสิทธิภาพ

สำหรับการทดสอบกับระบบจริงนั้นจะมีปัจจัยอื่น ๆ เข้ามาเกี่ยวข้อง เช่น ความถี่ที่เกิดขึ้นในระบบไม่ใช่ความถี่เพียงความถี่เดียวอย่างแท้จริง รวมถึงสัญญาณรบกวนต่าง ๆ ในขณะที่ทำการทดสอบ นอกจากนี้ยังมีความเสียดทานที่เกิดขึ้นในขณะที่ตัวซึมซับการสั่นมีการเคลื่อนที่ เป็นต้น ผลที่ได้จากการวัดและการจำลองจึงมีความแตกต่างกันเล็กน้อย อย่างไรก็ตามหากพิจารณาเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้จากการวัดกับผลจากการจำลองสถานการณ์ทั้งหมดในการทดสอบแบบแยกชิ้นความถี่ในหัวข้อ 5.2 และการทดสอบแบบต่อเนื่องทั้ง 2 ครั้ง ในหัวข้อที่ 5.3 จะเห็นได้ว่ามีความใกล้เคียงกัน ดังนั้นในการทดสอบการทำงานของระบบในขั้นต่อไปจะใช้วิธีการจำลองสถานการณ์แทนการทดลองจากระบบจริง เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ และปัญหาในการหาอุปกรณ์มาตรฐานในการสร้างแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีหลายขนาดและหลายความถี่ที่ทราบค่า นั้นเป็นข้อจำกัดในการทดลอง อีกทั้งยังเป็นการประหยัดค่าใช้จ่ายในการทดลอง

#### 5.4 การทดสอบการสั่นภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่มีขนาดและความถี่ที่ซับซ้อน

เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่า การสั่นที่เกิดขึ้นในระบบทางกลโดยทั่วไปจะมีลักษณะเป็นแบบไดนามิกส์ ซึ่งมีขนาดและความถี่ไม่คงที่ และมีหลายความถี่และหลายขนาดของแรงฮาร์โมนิกส์ ซึ่งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับโดยทั่วไปที่ใช้วิธีในการปรับค่าให้ความถี่ซึมซับเท่ากับความถี่ของแรงจึงไม่สามารถนำมาใช้กับเครื่องจักรหรือระบบหลักได้อย่างมีประสิทธิภาพ เช่น ในการทดสอบครั้งที่ 2 ในหัวข้อที่ 5.3 จะเห็นว่าอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับจะสามารถซับการสั่นได้ทุกความถี่ฮาร์โมนิกส์ที่มากระทำต่อระบบ แต่ถ้าแรงไดนามิกส์ดังกล่าวเกิดขึ้นพร้อมกันหรือกระทำกับระบบพร้อม ๆ กัน ผลการตอบสนองจะแสดงดังรูปที่ 5.26



รูปที่ 5.26 การสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้การสั่นแบบปรับความถี่ชิมช้เมื่ออยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม

จากรูปที่ 5.26 จะเห็นว่าเมื่อระบบถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ผสม อุปกรณ์ช้การสั่นแบบปรับความถี่ชิมช้ไม่สามารถช้การสั่นได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ในการใช้งานอุปกรณ์ช้การสั่นแบบปรับความถี่ชิมช้หรืออุปกรณ์ช้การสั่นใด ๆ ก็ตามที่ใช้เกณฑ์ควบคุมลักษณะนี้จะมีปัญหาในการนำไปควบคุมการสั่นสะเทือนในระบบที่มีความถี่ที่ซับซ้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จะนำเสนอการแก้ปัญหาดังกล่าวด้วยการนำวิธีการควบคุมแบบปรับตัวได้มาประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ช้การสั่นเพื่อควบคุมการสั่นให้เกิดขึ้นน้อยที่สุด

#### 5.4.1 วิธีการทดสอบระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้การสั่น

เนื่องจากมีข้อจำกัดในการทดลอง คือ ตัวกำเนิดการสั่นที่ใช้ในชุดปฏิบัติการสามารถสร้างแรงฮาร์โมนิกส์ได้เพียงขนาดและความถี่เดียว ดังนั้นการทดสอบในขั้นตอนนี้จะใช้วิธีการจำลองสถานการณ์ (Simulation) ด้วยโปรแกรม MATLAB ซึ่งผลในการทดสอบที่ผ่านมา จะเห็นว่าผลที่ได้จากการจำลองสถานการณ์มีความถูกต้องใกล้เคียงกับการทดสอบจากระบบจริง

ในการทดสอบจะกระทำ 2 ครั้ง ดังนี้

ครั้งที่ 1 กระตุ้นระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ผสม คือ

$$F(t) = 2.5\sin(15 \cdot 2\pi t) + 1.5\sin(18 \cdot 2\pi t) + 3.0\sin(22 \cdot 2\pi t) + 2.0\sin(27 \cdot 2\pi t) + A \cdot \sin(f \cdot 2\pi t)$$

โดยที่  $f$  มีการเปลี่ยนแปลงเป็นช่วง มีค่าเท่ากับ 13, 19, 23, 16 และ 20 Hz ตามลำดับ



ครั้งที่ 2 กระตุ้นระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ผสม ดังนี้

$$F(t) = 5 \sin(105.99t) + 4 \sin(119.38t) + 4.5 \sin(113t) + A \cdot \sin(f_{\text{var}} \cdot 2\pi t)$$

โดยที่ความถี่  $f_{\text{var}}$  มีค่าเท่ากับ 10-30 Hz

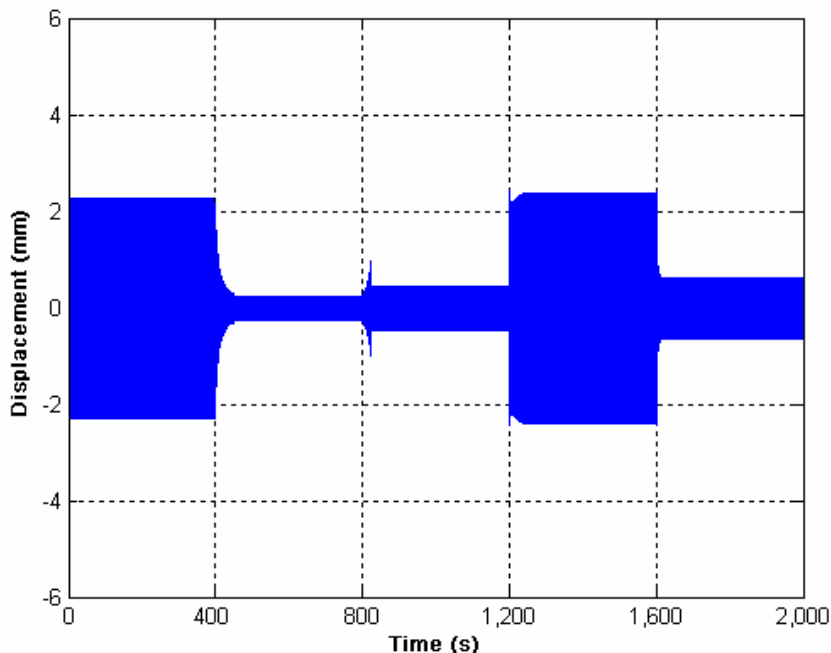
#### 5.4.2 ผลการทดสอบระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่น

การทดสอบครั้งที่ 1 ทำการทดสอบระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ที่มีขนาดและความถี่ต่าง ๆ พร้อมกัน คือ

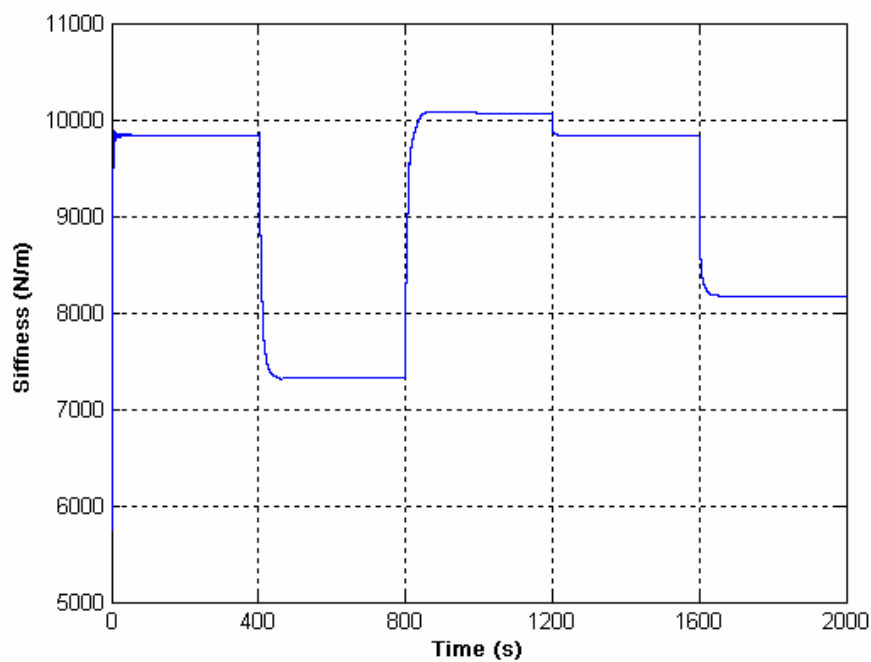
$$F(t) = 2.5 \sin(15 \cdot 2\pi t) + 1.5 \sin(18 \cdot 2\pi t) + 3.0 \sin(22 \cdot 2\pi t) + 2.0 \sin(27 \cdot 2\pi t) + A \cdot \sin(f \cdot 2\pi t)$$

โดยที่  $A = 0.0002581\omega^2$  คือ ขนาดของแรง และมีการกระตุ้นเป็น 5 ช่วง ช่วงละ 50 วินาที ด้วยความถี่ 13, 19, 23, 16 และ 20 Hz ตามลำดับ

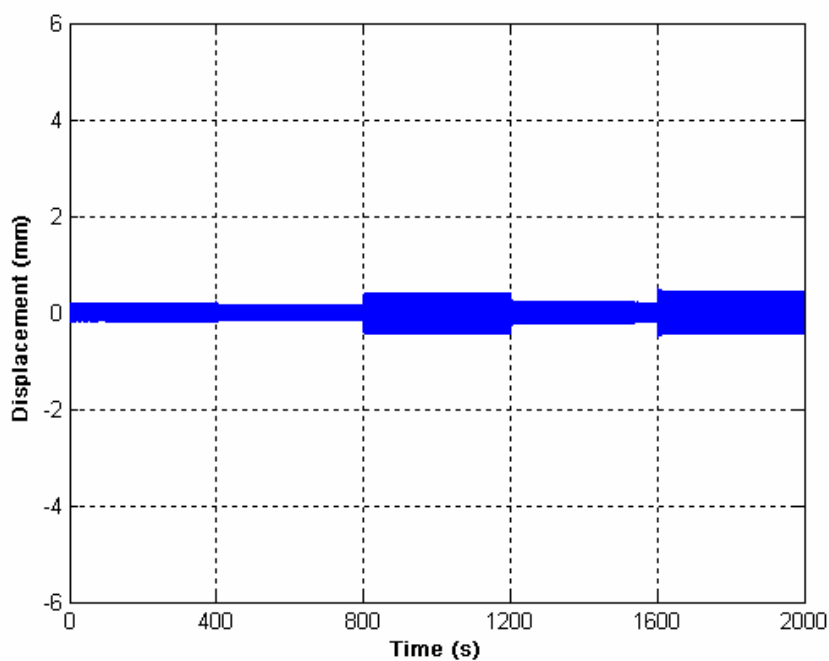
ขนาดของการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซิมซับ ซึ่งอยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสมจะแสดงดังรูปที่ 5.27 และค่าความแข็งสปริงแสดงดังรูปที่ 5.28 ส่วนผลการทดสอบของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวได้และค่าความแข็งสปริงจะแสดงในรูปที่ 5.29 และรูปที่ 5.30



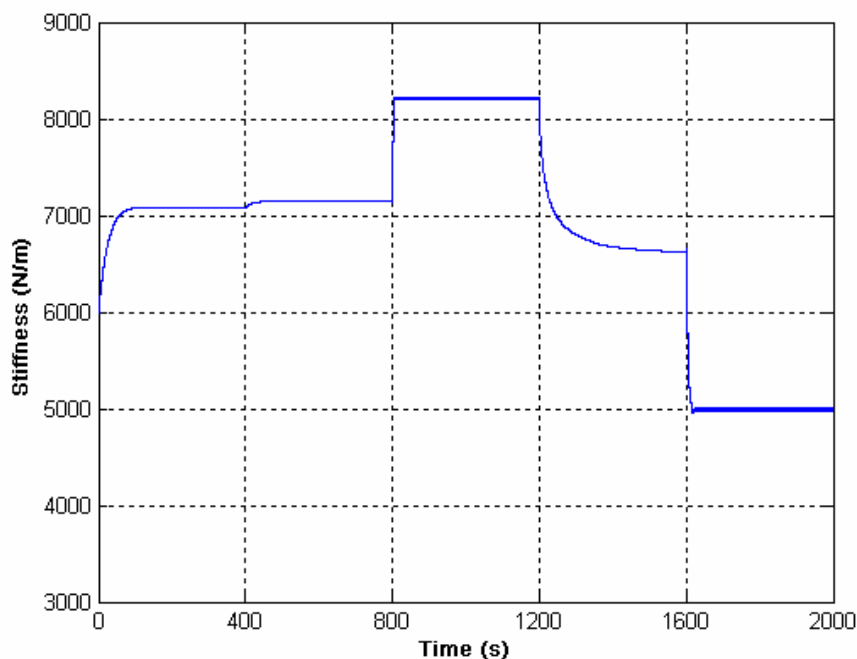
รูปที่ 5.27 ผลการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซิมซับเมื่อถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ผสม



รูปที่ 5.28 ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับความถี่ซึ่มีชั้บที่อยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม



รูปที่ 5.29 ผลการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชั้บการสั่นแบบปรับตัวได้เมื่อถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ผสม

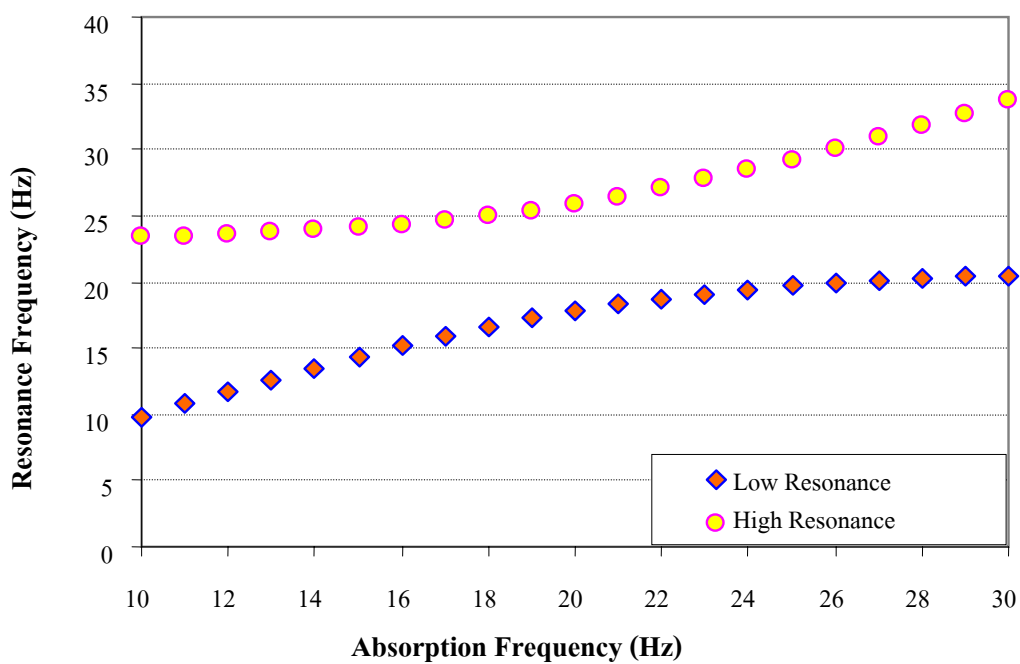


รูปที่ 5.30 ค่าความแข็งสปริงของอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวที่อยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกผสม

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในตอนต้นว่า ระบบที่มีหนึ่งลำดับขึ้นความเร็วจะมีค่าความถี่วิกฤตหรือความถี่พ้องอยู่ค่าหนึ่ง ซึ่งโดยปกติแล้วเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนสะเทือนที่มีความถี่ซึ่มซับเท่ากับความถี่ธรรมชาติของระบบจะทำให้การสั่นของระบบมีขนาดเท่ากับศูนย์ ณ ตำแหน่งความถี่ซึ่มซับ และการติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนจะทำให้ระบบดังกล่าว กลายเป็นระบบสองลำดับขึ้นความเร็ว ซึ่งจะมีค่าความถี่พ้องเกิดขึ้นใหม่สองความถี่ โดยความถี่ดังกล่าวจะมีค่าสูงและต่ำกว่าค่าความถี่พ้องเดิม สำหรับตารางที่ 5.6 จะเป็นตารางแสดงค่าความถี่พ้องที่เกิดขึ้นใหม่ของระบบ ณ ตำแหน่งความถี่ซึ่มซับต่าง ๆ ของอุปกรณ์ขับเคลื่อนสะเทือน ซึ่งนำไปเขียนเป็นกราฟความสัมพันธ์ได้ดังรูปที่ 5.31

ตารางที่ 5.6 ความถี่พ้องของระบบ ณ ตำแหน่งความถี่ชิมซับต่างๆ ของอุปกรณ์ชำระล้าง

ความถี่ ชิมซับ (Hz)	ความถี่ พ้องที่ 1 (Hz)	ความถี่ พ้องที่ 2 (Hz)	ความถี่ ชิมซับ (Hz)	ความถี่ พ้องที่ 1 (Hz)	ความถี่ พ้องที่ 2 (Hz)
10	9.84	23.37	21	18.3	26.39
11	10.78	23.46	22	18.74	27
12	11.7	23.58	23	19.12	27.69
13	12.61	23.72	24	19.42	28.43
14	13.48	23.89	25	19.68	29.22
15	14.32	24.09	26	19.9	30.05
16	15.13	24.33	27	20.08	30.92
17	15.88	24.61	28	20.24	31.82
18	16.59	24.96	29	20.37	32.74
19	17.23	25.37	30	20.48	33.68
20	17.8	25.84			



รูปที่ 5.31 กราฟความสัมพันธ์ของความถี่ชิมซับของอุปกรณ์ชำระล้างกับความถี่พ้องของระบบ

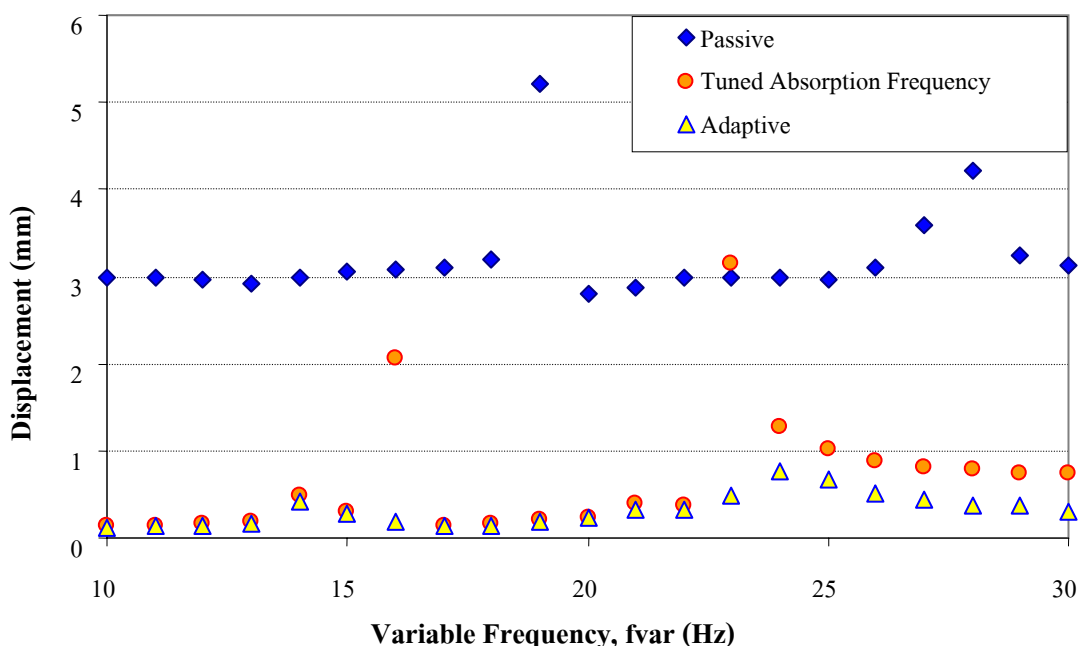
การทดสอบครั้งที่ 2 จะทดสอบระบบด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ผสม คือ

$$F(t) = 5\sin(105.99t) + 4\sin(119.38t) + 4.5\sin(113t) + A \cdot \sin(f_{\text{var}} \cdot 2\pi)$$

เมื่อกำหนดให้  $A = 0.0002581\omega^2$  และ  $f_{\text{var}}$  คือ ความถี่ที่มีการเปลี่ยนแปลง เนื่องจากแรงฮาร์โมนิกส์ผสมจะมีการเปลี่ยนแปลงตามความถี่  $f_{\text{var}}$  ดังนั้นจึงทำการบันทึกผลการสั่นของคานาที่สถานะคงตัว ณ ตำแหน่งของความถี่  $f_{\text{var}}$  ต่าง ๆ ดังแสดงในตารางที่ 5.7 และนำไปเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่างขนาดการสั่นของคานากับความถี่ที่เปลี่ยนแปลง ( $f_{\text{var}}$ ) ได้ดังรูปที่ 5.32

ตารางที่ 5.7 ขนาดการสั่นของคานาที่ติดตั้งอุปกรณ์จับการสั่นเมื่ออยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม

ความถี่ $f_{\text{var}}$ (Hz)	ขนาดการสั่นของคานาที่ติดตั้งอุปกรณ์จับการสั่น (mm)		
	แบบตายตัว	แบบปรับความถี่ชิมซ์	แบบปรับตัว
10	2.98	1.51	0.12
11	2.98	1.74	0.15
12	2.97	1.01	0.14
13	2.93	3.46	0.17
14	2.98	2.28	0.41
15	3.05	1.23	0.28
16	3.07	1.31	0.19
17	3.11	3.71	0.13
18	3.20	0.94	0.13
19	5.21	0.71	0.19
20	2.80	1.00	0.23
21	2.88	0.85	0.32
22	2.98	1.26	0.33
23	2.99	2.58	0.48
24	2.98	1.34	0.77
25	2.96	2.32	0.68
26	3.11	1.96	0.52
27	3.59	1.32	0.43
28	4.22	1.10	0.38
29	3.25	0.95	0.36
30	3.12	0.85	0.31



รูปที่ 5.32 กราฟความสัมพันธ์ของขนาดการสั่นของคานกับความถี่เปลี่ยนแปลง ( $f_{var}$ )

#### 5.4.3 สรุปผลการทดสอบอุปกรณ์ซับการสั่นภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ที่ซับซ้อน

จากผลการทดสอบครั้งที่ 1 จะเห็นว่าขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับเมื่ออยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสมจะมีขนาดของการสั่นสูงกว่า จากรูปที่ 5.27 ในช่วงเวลา 0-400 วินาที และ 1,200-1,600 วินาที คานจะมีการสั่นที่รุนแรง ซึ่งเมื่อดูในรูปที่ 5.28 จะมีค่าความแข็งสปริงประมาณ 9,890 N/m อุปกรณ์ซับการสั่นจะมีค่าความถี่ซึมซับเท่ากับ 22 Hz และดูตารางที่ 5.6 หรือพิจารณารูปที่ 5.31 จะเห็นว่าที่ค่าความถี่ซึมซับ 22 Hz ความถี่รีโซแนนซ์ของระบบจะมีค่า 18.74 และ 27 Hz ซึ่งความถี่ 27 Hz เป็นความถี่ที่พ้องกับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ (ความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ประกอบด้วย 15, 18, 22, 27, 13 Hz ที่ 0-400 วินาที และ 15, 18, 22, 27, 16 Hz ที่ 1,200-1,600) ส่วนอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้จะสามารถซับการสั่นได้ดีตลอดการทดสอบ ดังจะเห็นได้จากผลของขนาดการสั่นในรูปที่ 5.29 และค่าความแข็งของสปริงจะแสดงดังรูปที่ 5.30

สำหรับผลการทดสอบครั้งที่ 2 ซึ่งเป็นการทดสอบคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นทั้ง 3 ชนิดภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม จากรูปที่ 5.32 จะเห็นว่าคานที่ใช้อุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวนั้นจะมีขนาดของการสั่นมากตลอดเวลาและเกิดการสั่นอย่างรุนแรงที่ 19 และ 28 Hz ซึ่งเป็นความถี่ที่อยู่ใกล้ความถี่สั่นพ้อง ในกรณีของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับ จะมีการสั่นรุนแรงในบางความถี่อันเนื่องมาจากการสั่นพ้องกับความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ ส่วน

อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้สามารถขับเคลื่อนได้ดีในทุกความถี่ ขนาดการสั่นของคานจึงเกิดขึ้นน้อย

จากการเปรียบเทียบผลของการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับความถี่ขับเคลื่อนกับอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้ จะเห็นว่าถ้าแรงที่กระทำกับระบบเป็นแรงที่มีหลายขนาดและหลายความถี่พร้อมกัน การใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับความถี่ขับเคลื่อนมีโอกาสที่จะเกิดการสั่นพ้องขึ้นกับระบบ ซึ่งทำให้ระบบมีขนาดการสั่นสูงมาก และอาจจะทำให้ระบบหลักหรือเครื่องจักรเกิดการเสียหายได้ ส่วนระบบที่ใช้อุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้จะสามารถควบคุมการสั่นได้อย่างมีประสิทธิภาพตลอดช่วงความถี่ของการทำงานความถี่

## บทที่ 6

### สรุปและข้อเสนอแนะ

วิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการศึกษาและเปรียบเทียบให้เห็นถึงประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์ซับการสั่นสะเทือนชนิดไร้ความหน่วงแบบปรับค่าได้ (Active Dynamics vibration Absorber) เมื่ออยู่ภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์เดียวและแรงฮาร์โมนิกส์ผสม การนำอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับค่าได้ที่ใช้เทคนิคแบบปรับค่าความถี่ซีมซับหรือความถี่ธรรมชาติของอุปกรณ์ให้เท่ากับความถี่ของแรง ซึ่งเป็นเทคนิคที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายโดยทั่วไปนั้น ไม่สามารถนำไปใช้กับระบบที่มีหลายแรงฮาร์โมนิกส์ที่เกิดขึ้นพร้อมกันได้

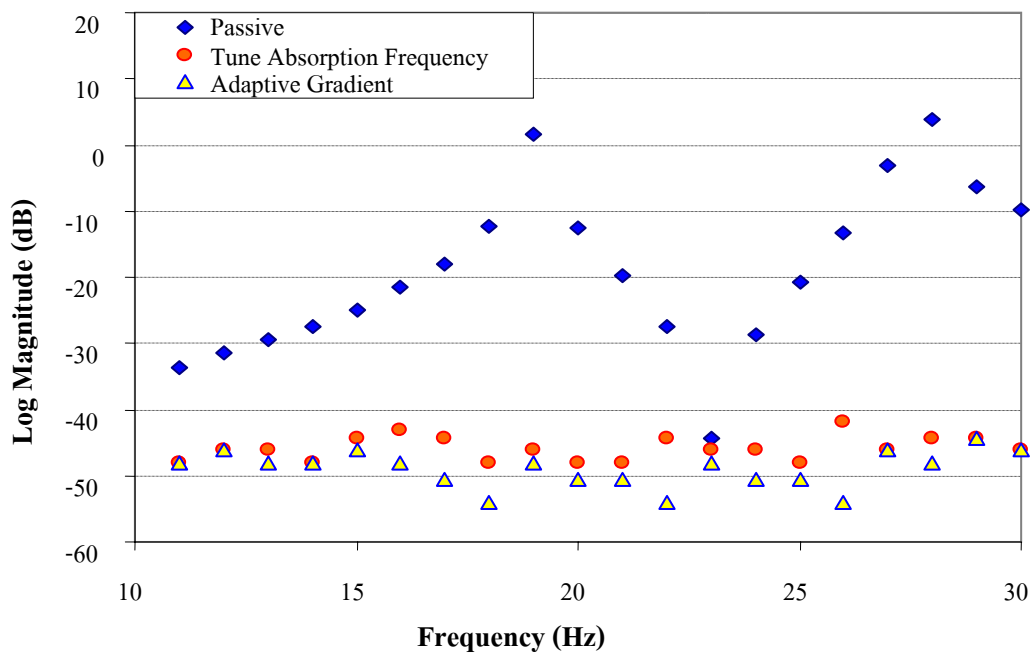
วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้จึงได้มุ่งเน้นแก้ไขปัญหาดังกล่าวโดยนำวิธีการควบคุมแบบปรับตัวได้ (Adaptive control) มาประยุกต์ใช้ในการปรับค่าความถี่สปริงของอุปกรณ์ซับการสั่นเพื่อควบคุมอุปกรณ์ซับการสั่นสะเทือนให้สามารถนำไปใช้กับระบบที่มีแรงฮาร์โมนิกส์ผสมได้อย่างมีประสิทธิภาพ

#### 6.1 สรุปผลงานวิจัย

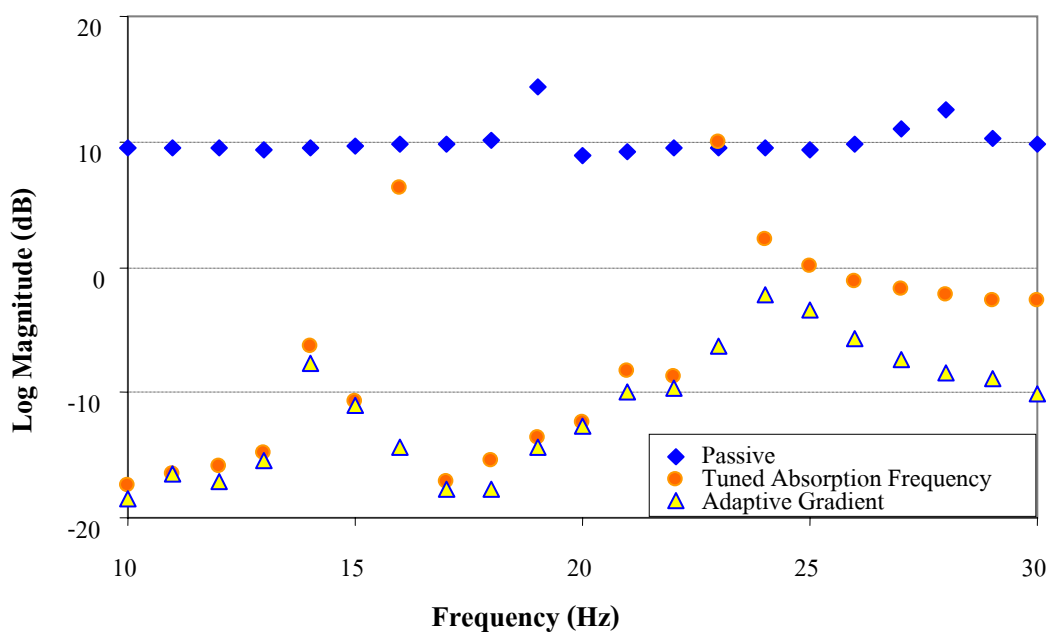
งานวิจัยวิทยานิพนธ์นี้บรรลุวัตถุประสงค์ตามที่ตั้งไว้ทุกประการ ซึ่งมีผลการวิจัยดังนี้

ในการดำเนินงานวิจัยได้เปรียบเทียบการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแบบต่าง ๆ ได้แก่ อุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัว อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซีมซับ อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้ จากรูปที่ 5.17 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแต่ละชนิดที่สถานะคงตัวต่อความถี่ฮาร์โมนิกส์ที่กระทำ เมื่อนำขนาดการสั่นมาพิจารณาในหน่วยเดซิเบล (dB) เพื่อให้เห็นขนาดการสั่นที่ชัดเจนจะเห็นว่า ที่ความถี่ 19 และ 28 Hz อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซีมซับจะมีขนาดการสั่นน้อยกว่าอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัว 47.7 และ 48.4 dB ส่วนอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้จะมีขนาดการสั่นน้อยกว่าแบบตายตัว 49.7 และ 51.9 dB ดังแสดงในรูปที่ 6.1 และจากรูปที่ 5.32 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นแต่ละชนิดที่สถานะคงตัวภายใต้ความถี่ฮาร์โมนิกส์ผสม ที่พิจารณาขนาดการสั่นเป็นหน่วยเดซิเบล (dB) ดังรูปที่ 6.2 จะเห็นว่าอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้สามารถวัดการสั่นได้ดีกว่าซับการสั่นแบบปรับความถี่ซีมซับอย่างชัดเจน ซึ่งจะเห็นได้จากขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ซับการสั่นทั้ง 2 แบบมีความต่างกันมากพอสมควร





รูปที่ 6.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแต่ละชนิดที่สถานะคงตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์เดี่ยว



รูปที่ 6.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแต่ละชนิดที่สถานะคงตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์ผสม

จากผลการทดสอบข้างต้นสามารถสรุปการทำงานและลักษณะของการนำอุปกรณ์ซับการสั่นแต่ละชนิดไปใช้งานได้ดังนี้

อุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวมีความเหมาะสมที่จะนำไปใช้กับระบบที่มีความถี่ของแรงที่กระทำกับระบบคงที่เพียงความถี่เดียว ซึ่งถ้าความถี่ฮาร์โมนิกส์ของแรงมีการเปลี่ยนแปลงอาจทำให้เกิดการสั่นพ้องขึ้นในระบบ และต้องคำนึงถึงความถี่ในการเปิดใช้งานเครื่องจักร กล่าวคือ เมื่อมีการเปิดหรือปิดเครื่องจักรระบบจะต้องมีการทำงานผ่านย่านความถี่พ้อง จึงทำให้เกิดการสั่นอย่างรุนแรงขึ้น ดังนั้นอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวจึงเหมาะกับเครื่องจักรที่เปิดใช้งานตลอดเวลา เช่น หม้อแปลงหรือเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดใหญ่ในโรงไฟฟ้า โครงสร้างอาคารหรืออาจนำไปติดกับสายไฟฟ้าแรงสูงเพื่อป้องกันการโยนตัวของสายไฟ แต่ไม่เหมาะสมในการนำไปใช้กับปั๊มน้ำหรือซิลเลอร์ (Chiller) ในระบบทำความเย็นที่มีการเปิด-ปิดการทำงานอยู่เสมอ

อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับสามารถทำงานได้ดีกับระบบที่มีการเปลี่ยนแปลงความถี่ของแรงฮาร์โมนิกส์ โดยมีข้อจำกัดคือ แรงฮาร์โมนิกส์นี้ต้องมีค่าเดียวเท่านั้น ดังจะเห็นได้จากการทดสอบในหัวข้อที่ 5.2 และ 5.3 อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับสามารถซับการสั่นได้ดีตลอดย่านความถี่ที่นำมาทดสอบ แต่เมื่อนำไปใช้กับระบบที่มีแรงฮาร์โมนิกส์ผสม การสั่นอาจเกิดการสั่นพ้องขึ้นได้ อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับจึงสามารถนำไปใช้กับระบบที่มีการเปลี่ยนแปลงทางความถี่ได้ดี เพียงแต่แรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำกับระบบนั้นต้องเป็นแรงฮาร์โมนิกส์เดียว

อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้สามารถซึมซับการสั่นสะเทือนได้ดีในระบบที่มีความแปรผันของแรงฮาร์โมนิกส์ กล่าวคือ ไม่ว่าแรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบจะมีขนาดเดียว ความถี่เดียว หรือหลายขนาดและหลายความถี่ที่เกิดขึ้นพร้อมกัน อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้ก็สามารถควบคุมการสั่นเหล่านั้นได้อย่างมีประสิทธิภาพ สำหรับการสั่นสะเทือนทางกลที่เกิดขึ้นจริงโดยทั่วไปจะมีลักษณะการสั่นที่มีความแปรผันทางความถี่และขนาดค่อนข้างมาก อุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับตัวได้จึงมีความเหมาะสมในการที่จะนำไปใช้ควบคุมการสั่นสะเทือนเหล่านั้นได้โดยปราศจากการสั่นพ้องขึ้นในระบบ

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

1. การเพิ่มขนาดมวลซับการสั่นจะทำให้ช่วงการทำงานกว้างขึ้น ดังนั้นในกรณีของอุปกรณ์ซับการสั่นแบบตายตัวอาจใช้อุปกรณ์ซับการสั่นที่มีมวลซับการสั่นใหญ่ขึ้น
2. ในการนำอุปกรณ์ซับการสั่นแบบปรับความถี่ซึมซับไปใช้กับระบบที่มีแรงฮาร์โมนิกส์ผสม บางครั้งสามารถกระทำได้โดยการเพิ่มตัวหน่วง (Damper) ให้กับระบบ แต่ต้องมีการกำหนดขอบเขต

ช่วงการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อน

3. การทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวได้ในงานวิทยานิพนธ์นี้ ได้กำหนดช่วงการทำงานของอุปกรณ์ขับเคลื่อนขึ้นมา โดยช่วงดังกล่าวเป็นช่วงที่มีการประมาณค่าความเป็นเชิงเส้น ช่วงหนึ่งของค่าความแข็งสปริง อย่างไรก็ตามการนำอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัวไปใช้งานนั้น สามารถที่จะขยายย่านการทำงานให้กว้างขึ้นได้ ซึ่งต้องมีการวิเคราะห์ความเสถียรในช่วงการทำงานดังกล่าวของระบบก่อน

4. ในการนำอุปกรณ์ขับเคลื่อนไปใช้งานจริงควรทำภาคควบคุมให้ทำงานในลักษณะ Stand alone โดยนำเกณฑ์ควบคุมและตัวควบคุมต่าง ๆ มาพัฒนาบน ไมโคร โพรเซสเซอร์ ดังนั้นผู้ทำวิจัย จะทำการพัฒนาวิธีการควบคุมแบบปรับตัวได้นี้ลงบนระบบฝังตัวเพื่อให้มีความสะดวกต่อการนำไปใช้งานในอุตสาหกรรมจริงต่อไปในอนาคต

5. การนำเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวไปใช้กับเครื่องจักรต่าง ๆ ในอุตสาหกรรมสามารถนำเอาทฤษฎีของ Lyapunov มาประยุกต์ใช้ในการสร้างเกณฑ์ควบคุมซึ่งจะทำให้เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัวมีเสถียรภาพ ทำให้ช่วยลดขั้นตอนการวิเคราะห์ความเสถียรของระบบลงได้ นอกจากนี้อาจนำวิธีการของ Kalmann มาช่วยในการวัดค่าของพารามิเตอร์ต่าง ๆ และกรองสัญญาณรบกวนในตัวควบคุม ซึ่งจะทำให้เกณฑ์วิธีควบคุมปราศจากสัญญาณรบกวน ทำให้มีประสิทธิภาพในการใช้งานสูงมากยิ่งขึ้น

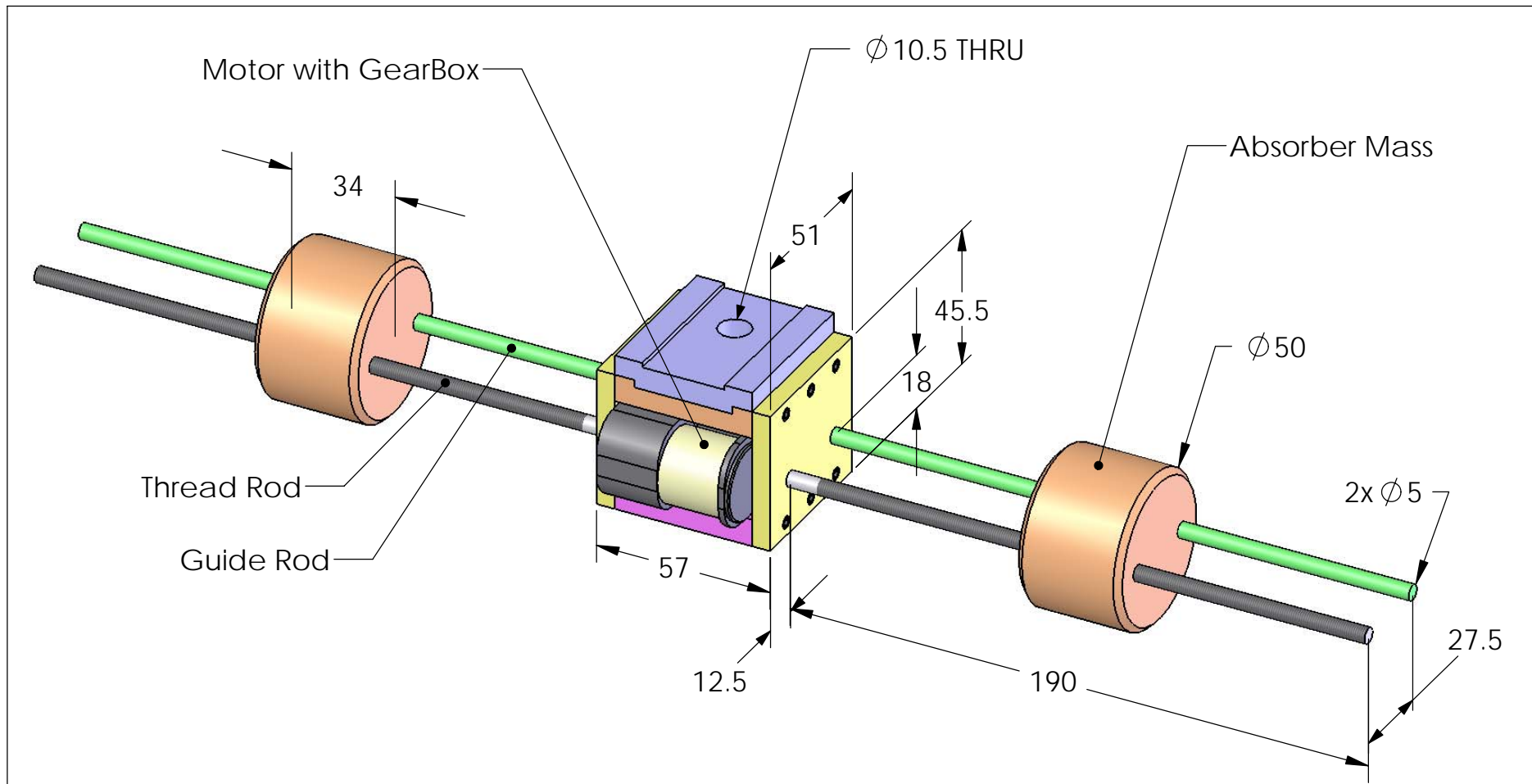
## รายการอ้างอิง

- เจิมชง ปรรารถนารักษ์ และ จิระพล ศรีเสริฐผล. (ตุลาคม 2548). การปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของ ตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่โดยวิธีการควบคุมแบบปรับตัว. ใน **การประชุมเสนอ ผลงานวิจัยระดับบัณฑิตศึกษาแห่งชาติครั้งที่ 5**. กรุงเทพมหานคร.
- เดช พุทธเจริญทอง. (2538). การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน. (พิมพ์ครั้งที่ 5). กรุงเทพฯ: พิมพ์ดี.
- ราโอ สังกัจเรชู เอส. (2545). การสั่นทางกล. แปลโดย กนต์ธร ชำนิประศาสน์. กรุงเทพฯ: เพียร์สัน เอ็ดดูเคชั่น อินโดไชน่า.
- Buhr, C., Franchek, M.A., and Bernhard, R.J. (1997). Non-collocated adaptive-passive vibration control. **J. of Sound and Vibration**. 206(3): 371-398.
- Carneal, J.P., Charette, F., and Fuller, C.R. (2003). Minimization of sound radiation from plates using adaptive tuned vibration absorbers. **J. of Sound and Vibration**. 284(3): 1-11.
- Carneal, J.P., Charette, F., and Fuller, C.R., (2004). Minimization of sound radiation from plates using adaptive tuned vibration absorbers, **J. of Sound and Vibration**. 270(4-5): 781-792.
- Christopher T.-K. (1998). **Design of adaptive dynamic vibration absorber**. Master thesis. University of Adelaide. 97 pp.
- Den Hartog, J.P. (1956). **Mechanical Vibrations** (4<sup>th</sup> edition). New York: Mc Graw-Hill.
- Dimarogonas, A.D., and Haddad, S. (1992). **Vibration for engineers**. New Jersey: Prentice-Hall.
- Flannelly, W.G. (1963). **“Dynamics Antiresonant Vibration Isolator” Kaman Aircraft Corporation**, Bloomfield, Conn., Report Rn63-1, Nov.
- Franchek, M.A., Ryan, M.W., and Bernhard, R.J. (1995). Adaptive-passive vibration control. **J. of Sound and Vibration**. 189(5): 565-585.
- Pratthanarak, C., and Srisertpol, J. (2004). Synthesis algorithm of adaptive dynamics vibration absorber to suppress beam vibration. In **Proceedings of the 8<sup>th</sup> Annual National Symposium on Computational Science and Engineering**. Nakhon Ratchasima.
- Goldman, S. (1991). **Vibration spectrum analysis: a practical approach**. New York: Industrial Press.

- Hatch, M.R. (2001). **Vibration simulation using MATLAB and ANSYS**. New York: Chapman & Hall/CRC.
- Hill, S. (1999). **Adaptive vibration absorber** [On-line]. Available: <http://www.library.net/science/direct.adaptive.vibration>.
- Hunt, J.B. (1979). **Dynamic Vibration Absorbers**. Mechanical Engineering Publications, London.
- Korenev, B.G. and Reznikov, L.M. (1993). **Dynamic vibration absorbers- Theory and Technical Applications**. Wiley. New York.
- Lamancusa, J.S. (1987). An Actively Tuned, Passive Muffler System for Engine Silencing. **Noise-Con**. 87: 313-318.
- Lee, E.C., Nian, C.Y. and Tarng, Y.S. (2000). Design of a dynamic vibration absorber against vibrations in turning operations. **J. of Material Processing Technol.**
- Rockwell, T.H. (1956). Investigation of structure-borne Active vibration dampers. **J. of Acoustical Society America**. 38: 623-628.
- Ryan, M.W., Franchek, M.A. and BernHard, R. (1994). Adaptive-passive vibration control of single frequency excitations applied to noise control. **Noise-Con**. 94: 461-466.
- Simon, G.H., Scott, D., Snyder, B. and Cazzolato, B. (2002). **An adaptive vibration absorber**, Proceedings of the Annual Australian Acoustical Society Conference, Adelaide, Australia, pp.34-41.
- Simon, G.H., Scott, D. and Snyder, B. (2002). Design of an adaptive vibration absorber to reduce electrical transformer structural vibration, **Transactions of the ASME, J. of Vibration and Acoustics**. 124(4): 606-611.
- Tammi, K. (2003). **Adaptive (resonance) vibration control of rotors** [On-line]. Available: [http://www.google.vibration control/](http://www.google.vibration%20control/)
- Ting-Kong, C.T. (1998). **Design of an adaptive dynamic vibration absorber** [On-line]. Available: [http://www.google.vibration control/](http://www.google.vibration%20control/)
- Thomson, W.T. (2002). **Theory of vibration with applications** (3<sup>rd</sup> edition). London: Unwin Hyman.
- Wowk, V. (1994). **Machinery vibration: balancing**. New York: Mc Graw-Hill.
- Yoshida, K., Shimogo, T. and Nishimura, H. (1988). Optimal control of random vibration by the use of active dynamic absorber. **Trans. JSME International J. Series III**. 31(2).

ภาคผนวก ก

มติของอุปกรณ์จัดการสันแบบไร้ความหวังที่ใช้ในงานวิจัย



**DYNAMIC VIBRATION ABSORBER**

DRAWN BY **PRATTANARAK CH.** | DATE **31-07-2006**

**MECHANICAL ENGINEERING**  
 SURANAREE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, THAILAND

ภาคผนวก ข

โปรแกรมออกแบบอุปกรณ์จัดการสันแบบไร้ความหน่วง



```

*****
% These Program is used to Design an Undamped Vibration Absorber
%   Program with Chermthong Prattanarak
%   October 2004
*****

clc
clear all

disp('*****')
disp('          Design An Undamped Vibration Absorber          ')
disp('-----')
disp('          Please given the Parameter of the primary system          ')
disp(' the vibration absorber will be designed to absorp vibration  ')
disp('          at that frequency with you want          ')
disp('-----')
disp(' The absorber will be designed with these conditions now  ')
disp(' Please selected once condition that you want to specified  ')
disp(' ---> 1. Maximum amplitude of absorber mass at steady-state  ')
disp(' ---> 2. The mass of the absorber          ')
disp('-----')
disp(' After you select Once The absorber has been designed  ')
disp('*****')
disp('          ')
%-----
c1=input('          Now please enter Once of Condition : ');
while c1 ~=1 & c1~=2
    disp('          Invalid input!!')
    c1=input('          Please enter either 1 or 2 : ');
end
disp('          ===== ')
disp(' ')
%-----
m1=input('Please enter Primary Mass in "kg" ');
while m1 <=0
    disp('Invalid input!!, Primary Mass must be only "positive!" ')
    m1=input('Please reenter Primary Mass in "kg" ');
end
%-----
k1=input('Please enter Primary stiffness in "N/m" ');
while k1<=0
    disp('Invalid input!!, Primary stiffness must be only "positive!" ')
    k1=input('Please reenter Primary stiffness in "N/m" ');
end
%-----

```

```

wn=sqrt(k1/m1);
disp(' ')
disp('Natural frequency of primary system in -- rad/s --'),disp(wn)
%-----
wa=input('Please enter frequency that you want to eliminated in "rad/s" ');
while wa <=0
    disp('Invalid inout!!, frequency must be only "positive!" ')
    wa=input('Please reenter exictation frequency in "rad/s" ');
end
%-----
F0=input('Please enter excitation ampliude at this frequency in "N" ');
while F0<=0
    disp('Invalid input!!, excitation amplitude must be only "positive!" ')
    F0=input('Please reenter excitation amplitude in "N" ');
end
%-----
%-----
if c1==1
    X2=input('Please enter Maximum amplitude of absorber in "m" ');
    while X2<=0
        disp('Invalid input!!, absorber amplitude must be only "positive!" ')
        X2=input('Please reenter absorber amplitude in "m" ');
    end
    k2=F0/X2;
    m2=k2/wa^2;
    mu=m2/m1;
else
    m2=input('Please enter Absorber mass in "kg" ');
    while m2<=0
        disp('Invalid input!!, mass must be only "positive!" ')
        m2=input('Please reenter Absorber mass in "kg" ');
    end
    k2=m2*wa^2;
    X2=F0/k2;
    mu=m2/m1;
end
%-----
disp(' ')
disp('*****')
disp('          Absorber has been designed          ')
disp(' ----- ')
disp(' Absorber stiffness in -- N/m --')
disp(k2)
disp(' Absorber mass in -- kg --')

```

```

disp(m2)
disp(' Mass ratio')
disp(mu)
disp(' Steady-state amplitude of absorber at excitation Frequency in -- m --')
disp(X2)
q=wa/wn;
b1=sqrt(q^4*(1+mu)^2+2*(mu-1)*q^2+1);
omeg1=wn/sqrt(2)*sqrt(1+q^2*(1+mu)-b1);
omeg2=wn/sqrt(2)*sqrt(1+q^2*(1+mu)+b1);
disp(' Low resonance frequency of system with absorber in -- rad/s -- ')
disp(omeg1)
disp(' High resonance frequency of system with absorber in -- rad/s -- ')
disp(omeg2)
disp('*****')
disp(' ')
%-----
%-----
w=linspace(0,2.5*wa,1001);
for i=1:1001
    r1=w(i)/wn;
    r2=w(i)/wa;
    X(i)=F0/(m1*wn^2*abs(1-r1^2));
    X1(i)=abs(F0/k1*(1-r2^2))/(r1^2*r2^2-r2^2-(1+mu)*r1^2+1);
    X2(i)=abs(F0/k1/(r1^2*r2^2-r2^2-(1+mu)*r1^2+1));
end
figure
plot(w,X1,'-.',w,X,'-')
axis([0 2.5*wa 0 10*F0/k1])
xlabel('Excitation Frequency (rad/s)')
ylabel('Steady-State Amplitude (m) ')
legend('With absorber','Without absorber')
title('Steady-state Amplitude of primary system')
figure
plot(w,X2,'-')
axis([0 2.5*wa 0 10*F0/k1])
xlabel('Excitation Frequency (rad/s) ')
ylabel('Steady-State Amplitude (m)')
title('Steady-state Amplitude of Absorber')

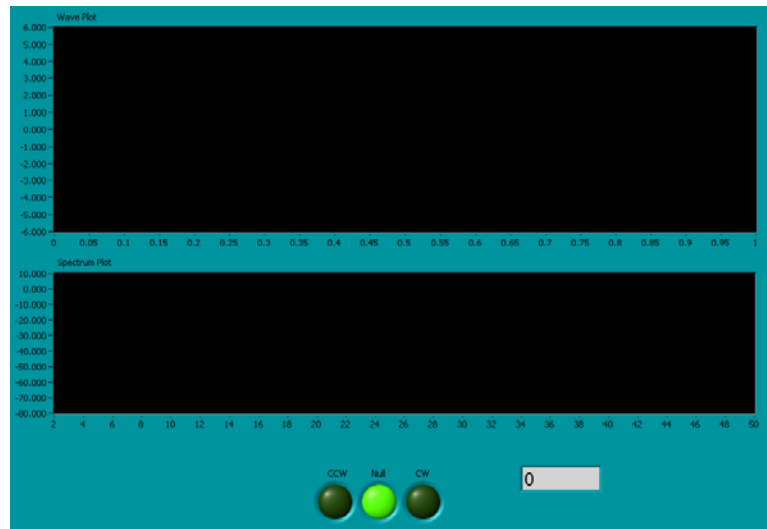
```

ภาคผนวก ค

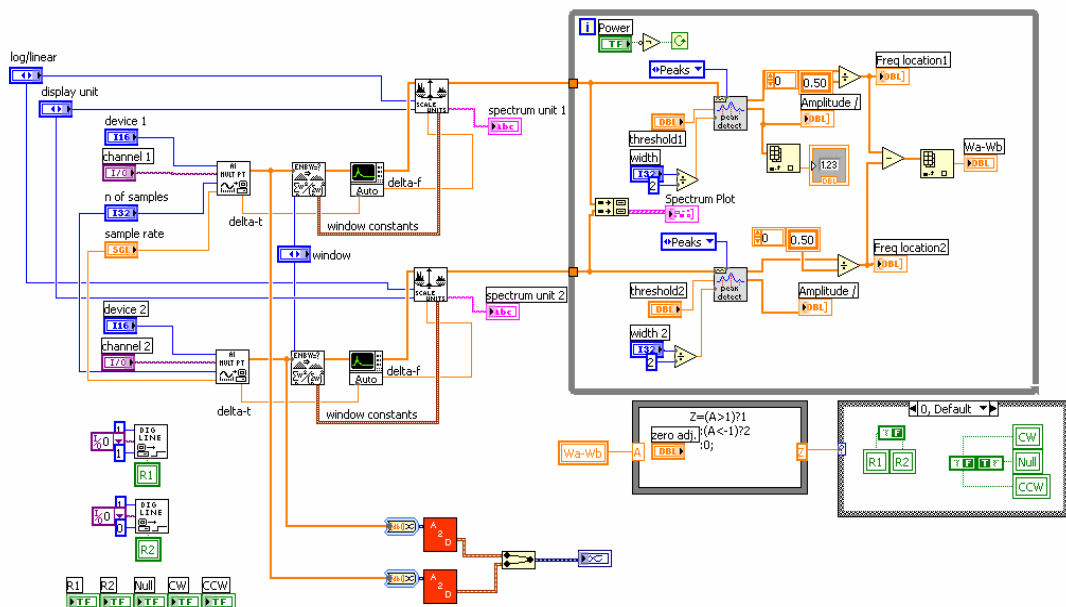
โปรแกรมควบคุมอุปกรณ์จัดการต้นแบบไร้ความหน่วง

โปรแกรมควบคุมอุปกรณ์ชิ้นงานวิจัยนี้ใช้โปรแกรม LabVIEW Version 7.1 ซึ่งมีรายละเอียดนี้

1. เกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมซ์



รูปที่ ค.1 Panel ของ โปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมซ์

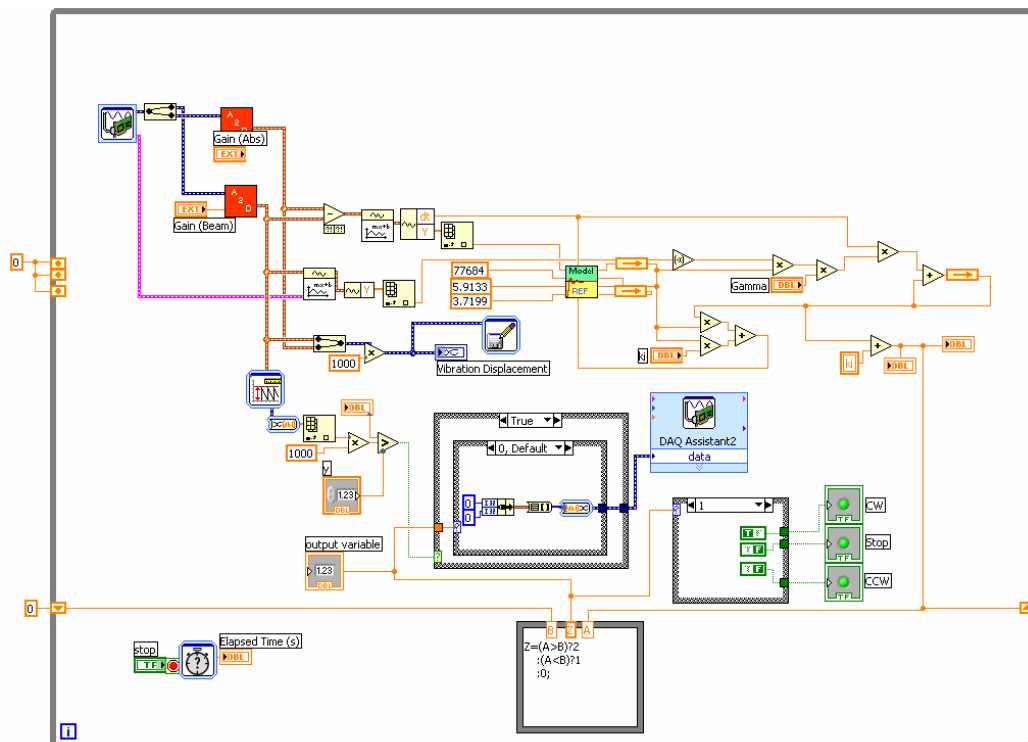


รูปที่ ค.2 Block Diagram ของ โปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ชิมซ์

## 2. เกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว



รูปที่ ก.3 Panel ของโปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว



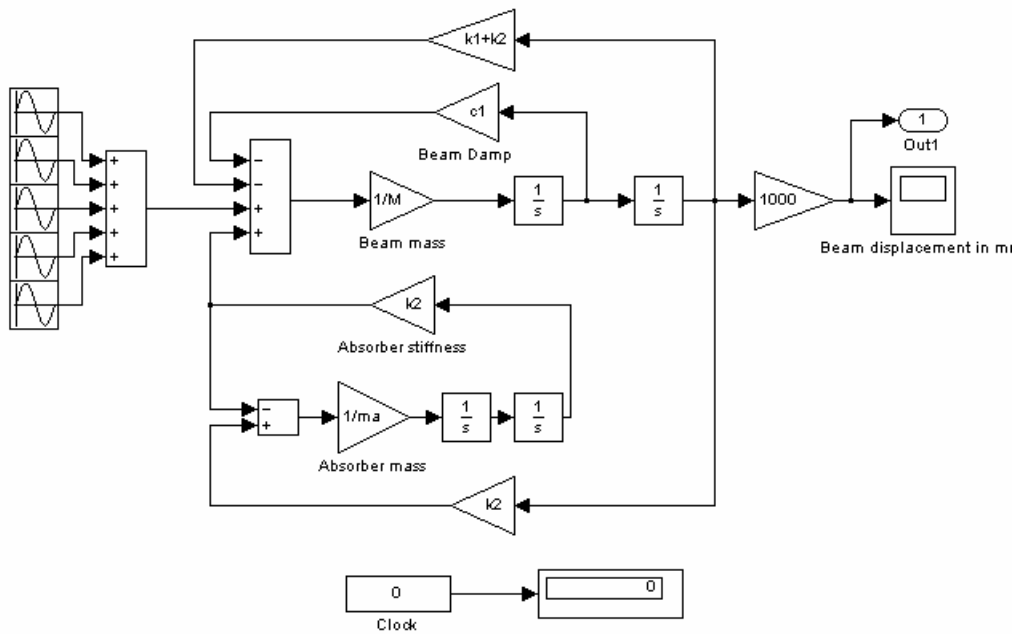
รูปที่ ก.4 Block Diagram ของ โปรแกรมเกณฑ์ควบคุมแบบปรับตัว

ภาคผนวก ง

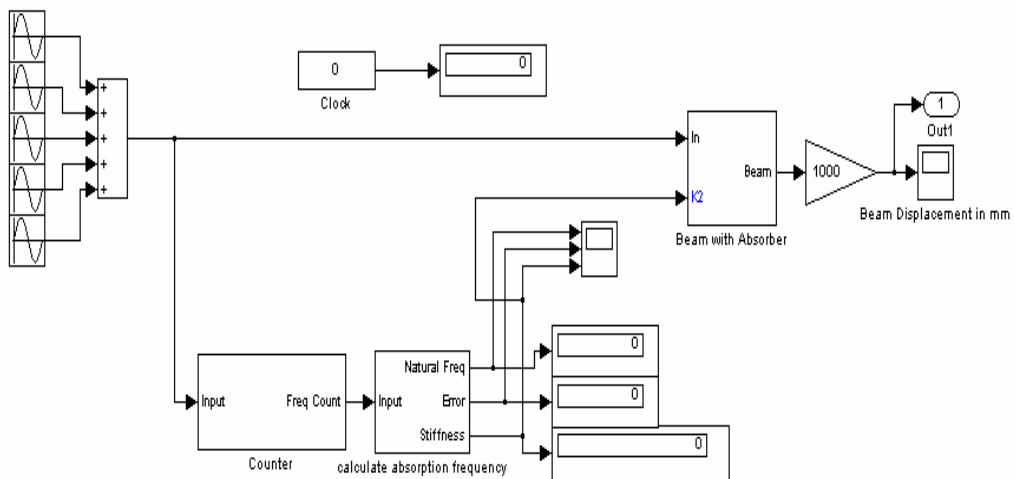
โปรแกรมจำลองสถานการณ์การสิ้นสละเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์  
ชั้นการสั่นชนิดต่างๆ

โปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่นชนิดต่างๆ จะใช้ทูลบล็อก SIMULINK ในโปรแกรม MATLAB ดังแสดงต่อไปนี้

โปรแกรม ง.1 โปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบตายตัว

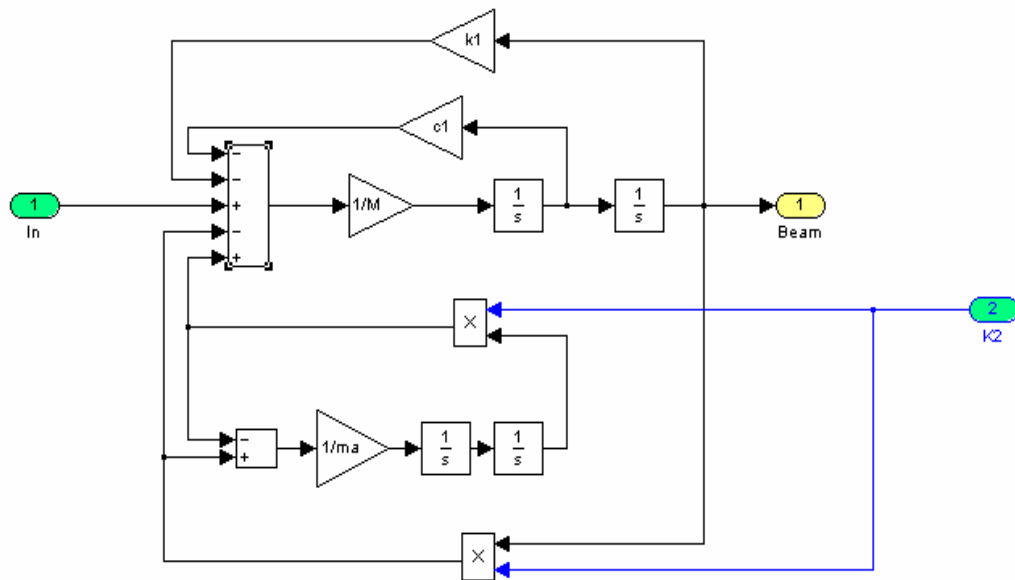


โปรแกรม ง.2 โปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้บการสั่นแบบปรับความถี่ชิมซ้ำ

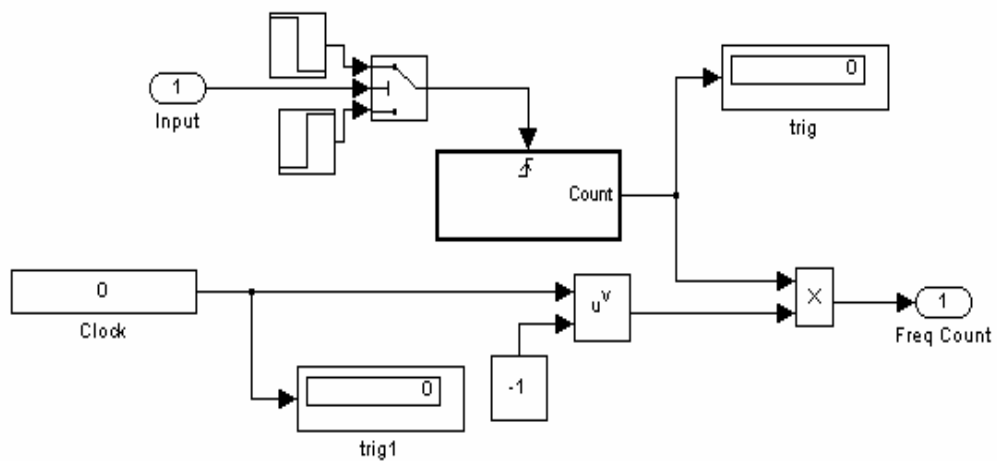




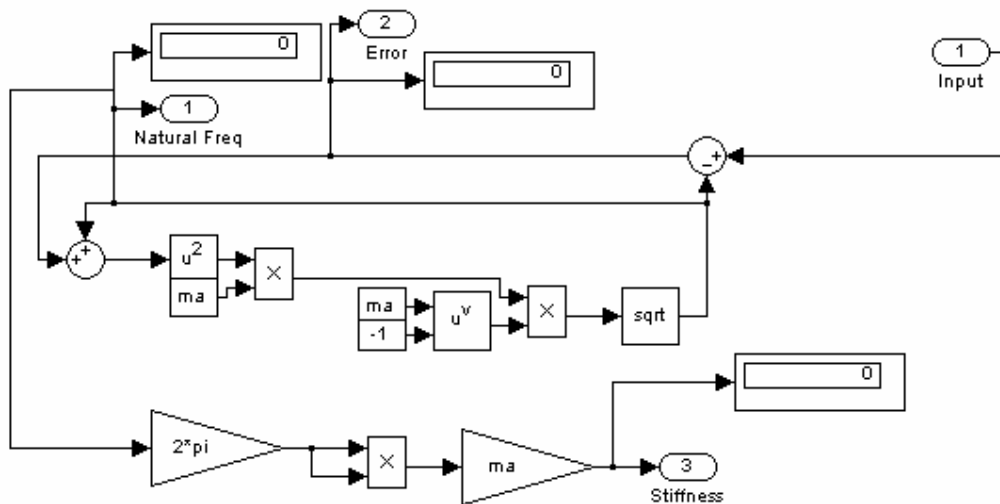
โปรแกรม ง.2.1 บล็อกโปรแกรมย่อย Beam with Absorber ของโปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับความถี่ชิมซับ



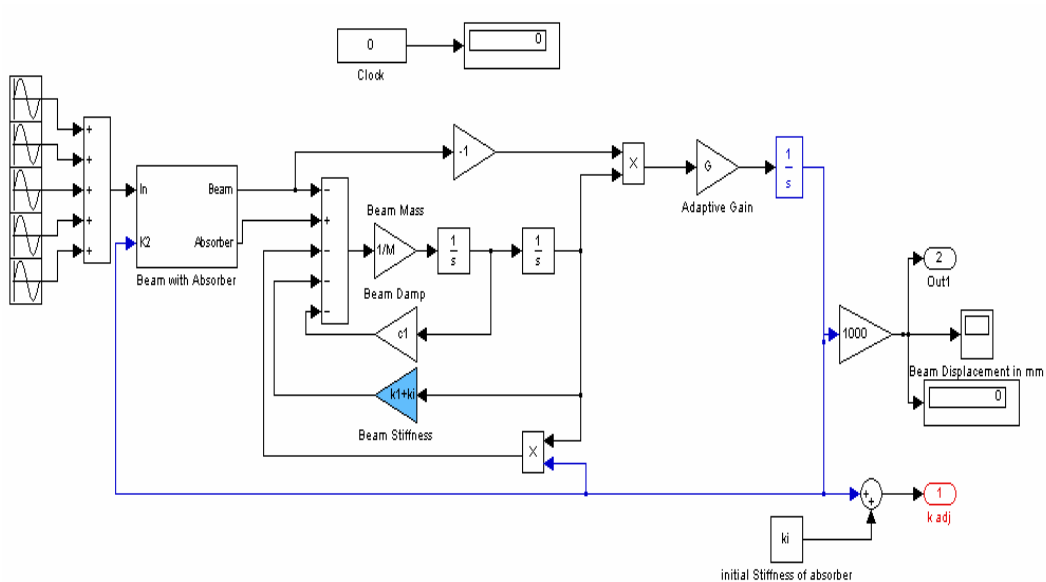
โปรแกรม ง.2.2 บล็อกโปรแกรมย่อย calculate absorption frequency ของโปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับความถี่ชิมซับ



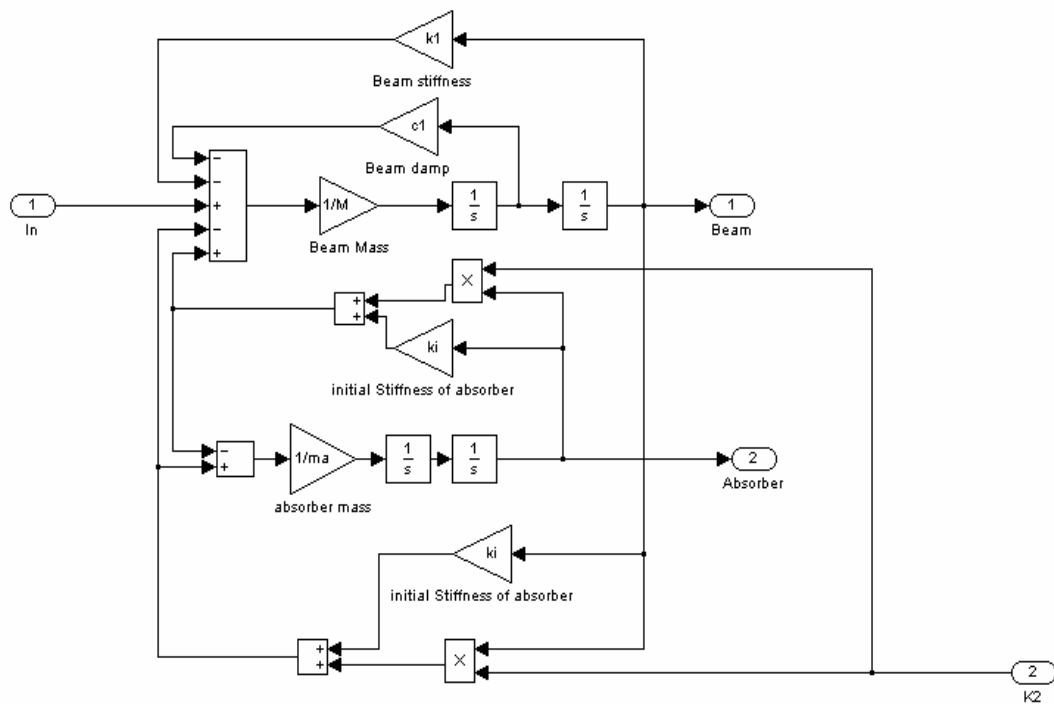
โปรแกรม ง.2.3 บล็อกโปรแกรมย่อย counter ของโปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับความถี่ชิมชับ



โปรแกรม ง.3 โปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแบบปรับตัวได้



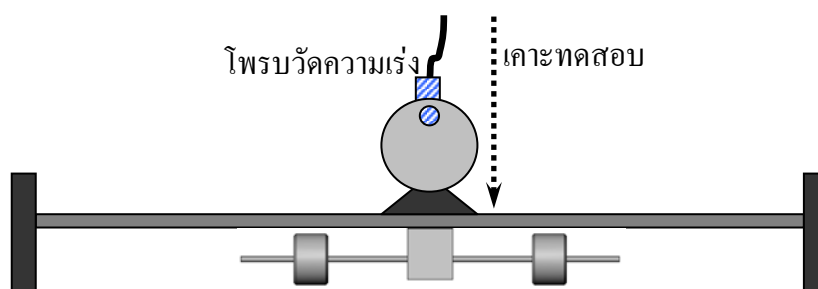
โปรแกรม ง.3.1 บล็อกโปรแกรมย่อย Beam with Absorber ของโปรแกรมจำลองสถานการณ์การสั่นสะเทือนของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช่วยการสั่นแบบปรับตัวได้



ภาคผนวก จ

การทดสอบเพื่อหาอัตราส่วนความหน่วงของระบบ

เนื่องจากระบบมีค่าความหน่วงแฝงอยู่ ซึ่งค่าความหน่วงนี้เกิดจากมีพลังงานส่วนหนึ่งตกค้างอยู่ในเนื้อวัสดุของคานในแต่ละรอบของการสั่นที่เกิดขึ้น เรียกว่าความหน่วงเชิงโครงสร้าง (Structural Damping) สำหรับการทดสอบหาค่าความหน่วงจะใช้วิธีการเคาะทดสอบ (Bump Test) พิจารณาระบบในรูป จ.1 ซึ่งเป็นระบบที่ใช้ในการทดสอบ จะมีการติดตั้งตัวตรวจวัดสัญญาณความเร่ง (Accelerometer) ไว้ที่อุปกรณ์จับยึดตัวกำเนิดการสั่นที่อยู่กึ่งกลางคาน เพื่อวัดขนาดการสั่นของคานเป็นค่าความเร่งในโดเมนของเวลาในช่วงของการสั่นชั่วครู่ (Transient)

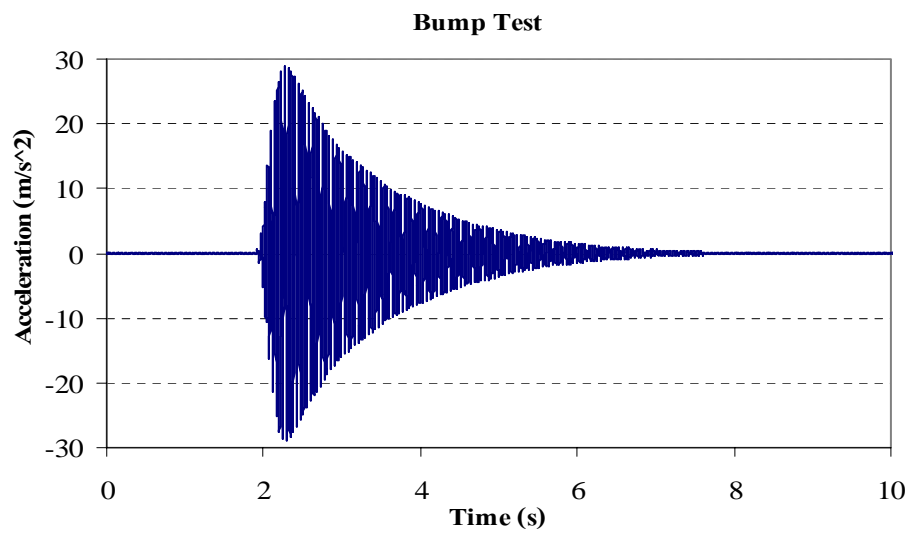


รูปที่ จ.1 ระบบในการทดสอบหาค่าความหน่วงโดยการเคาะทดสอบ

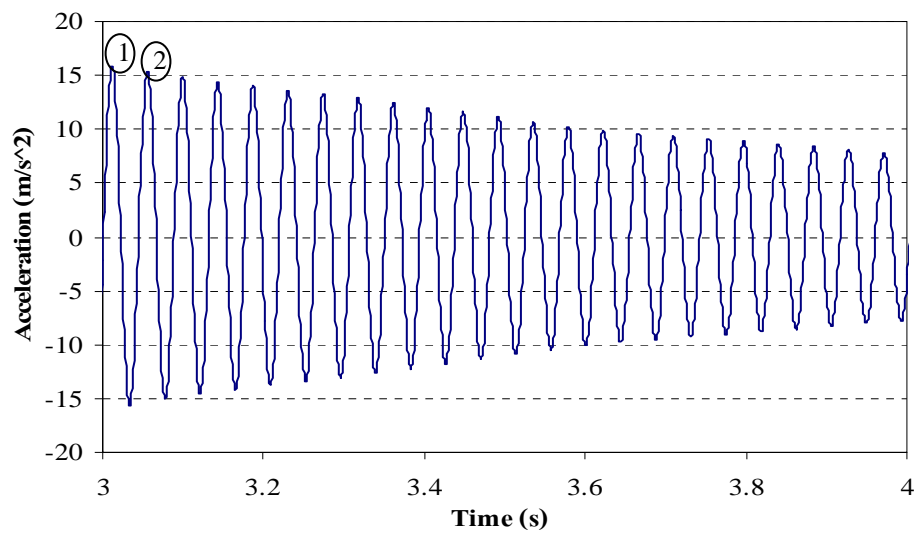
ขั้นตอนในการเคาะทดสอบเพื่อหาค่าความหน่วง

1. เปิดสวิทช์จ่ายไฟให้กับเครื่องมือวัดอันได้แก่ ตัวตรวจวัดความเร่งและตัวขยายสัญญาณ
2. เปิดโปรแกรมบันทึกข้อมูล LabVIEW
3. ใช้ค้อนยางเคาะลงไปบนคาน (ยกค้อนออกทันที)
4. รอจนคานหยุดนิ่งแล้วจึงหยุดโปรแกรม

ซึ่งผลของการเคาะทดสอบได้แสดงดังรูปที่ จ.2



รูปที่ จ.2 สัญญาณความเร่งของคานในการเคาะทดสอบ



รูปที่ จ.3 สัญญาณความเร่งที่พิจารณาในช่วงเวลา 3-4 วินาที

นำสัญญาณที่ได้จากการเคาะทดสอบมาวิเคราะห์หาค่าความหน่วงโดยคำนวณจากค่าการลดลงแบบลอการิทึม (Logarithmic Decrement) ของเส้นกราฟ ซึ่งค่าความหน่วงสามารถหาได้จากความสัมพันธ์คือ

$$\delta = \frac{1}{n-1} \ln\left(\frac{X_1}{X_n}\right) = \frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{จ.1})$$

- โดยที่  $\delta$  คือ การลดลงแบบลอการิทึม (Logarithmic Decrement)  
 $X_1$  คือ แอมพลิจูดแรกของการสั่นที่นำมาวิเคราะห์  
 $X_n$  คือ แอมพลิจูดรอบที่  $n$  ที่นำมาวิเคราะห์  
 $\zeta$  คือ อัตราส่วนความหน่วงของระบบ

ซึ่งสามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$\zeta = \frac{\frac{1}{n-1} \left[ \ln \frac{X_1}{X_n} \right]}{\sqrt{4\pi^2 + \left[ \frac{1}{n-1} \left( \ln \frac{X_1}{X_n} \right) \right]^2}} \quad (\text{จ.2})$$

จากรูปที่ จ.3 ซึ่งเป็นภาพสัญญาณความเร่งของคานในการเคาะทดสอบที่พิจารณาในช่วงเวลา 3-4 วินาที แอมพลิจูดของการสั่นที่นำมาวิเคราะห์คือตำแหน่งที่ 1 และ 2 ซึ่งมีค่าเท่ากับ 15.330218 และ 14.810875  $m/s^2$  ตามลำดับ และ  $n = 2$  จากสมการที่ จ.2 จะคำนวณได้ค่าอัตราส่วนความหน่วง  $\zeta = 0.0055$  อย่างไรก็ตามสามารถประมาณค่าอัตราส่วนความหน่วงของวัสดุชนิดต่างๆ ได้จากตารางที่ จ.1

ตารางที่ จ.1 ค่าอัตราส่วนความหน่วง (Damping Ratio) โดยประมาณของวัสดุชนิดต่างๆ

Material	Approximate Damping Ratio
Steel Spring	0.005
Natural Rubber	0.05
Neoprene	0.05
Friction-Damped Springs	0.33
Metal Mesh	0.12
Air Damping	0.17
Felt and Cork	0.06

ที่มา JK Baker "Vibration Isolation" Oxford University Press

## ภาคผนวก ฉ

ตัวอย่างการคำนวณหาแอมพลิจูดและเฟสของคานภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์



เมื่อระบบของกานซึ่งเป็นระบบอันดับ 2 (Second Order System) ถูกกระทำด้วยแรงฮาร์โมนิกส์ ผลการตอบสนองของระบบที่สถานะคงตัวคือ

$$x(t) = F_0 |G(j\omega)| \sin(\omega t - \phi) \quad (\text{ฉ.1})$$

สำหรับฟังก์ชันถ่ายโอน (Transfer Function) ของระบบอันดับ 2 จะอยู่ในรูป

$$G(s) = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (\text{ฉ.2})$$

เมื่อจัดให้อยู่ในรูปของจำนวนเชิงซ้อน ส่วนจริง (Real Part, Re) และส่วนจินตภาพ (Imaginary Part, Im) ของฟังก์ชันถ่ายโอนดังกล่าวสามารถหาได้จาก

$$\text{Re}(\omega) = \frac{K[1 - (\omega/\omega_n)^2]}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (\text{ฉ.3})$$

$$\text{Im}(\omega) = -\frac{2K\zeta(\omega/\omega_n)}{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2\zeta(\omega/\omega_n)]^2} \quad (\text{ฉ.4})$$

ขนาดของฟังก์ชันถ่ายโอนหาได้จาก  $|G(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}(\omega)^2 + \text{Im}(\omega)^2}$  เมื่อกำหนดให้  $r = \frac{\omega}{\omega_n}$

ดังนั้น

$$|G(j\omega)| = \frac{K}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r^2)^2}} \quad (\text{ฉ.6})$$

และเฟสของการตอบสนองของระบบ คือ

$$\phi = -\tan^{-1}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \quad (\text{ฉ.7})$$

ดังนั้น การตอบสนองของระบบที่ถูกกระทำด้วยแรง ฮาร์โมนิกส์จะมีแอมพลิจูดการสั่นเท่ากับ

$$X = F_0 \frac{K}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (\text{จ.8})$$

เมื่อ  $K = \frac{1}{k}$

ความถี่ธรรมชาติของระบบมีค่าเท่ากับ 144.513 rad/s และ  $m_{eff}$  มีค่า 3.72 kg ค่าความแข็งสปริงสามารถหาได้จากความสัมพันธ์  $k = \omega_n^2 m_{eff}$  ดังนั้นค่าความแข็งสปริงจึงมีค่าเท่ากับ 77688 N/m และ  $F_0 = 0.0002581\omega^2$  เพราะฉะนั้นจากสมการที่ (จ.8) จะได้ แอมพลิจูดของเอาท์พุท คือ

$$X = \frac{(3.3222 \times 10^{-9})\omega^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (\text{จ.9})$$

ตัวอย่างการคำนวณ

แรงฮาร์โมนิกส์ที่กระทำต่อระบบมีความถี่ 22 Hz หรือเท่ากับ 138.23 rad/s

$$\begin{aligned} \text{อัตราส่วนความถี่} \quad r &= 138.23 / 144.51 \\ &= 0.9565 \end{aligned}$$

และอัตราส่วนความหน่วง มีค่า 0.0055

ดังนั้น ขนาดการสั่นของระบบที่สถานะคงตัวคือ

$$\begin{aligned} X &= \frac{(3.3222 \times 10^{-9}) \times (138.23)^2}{\sqrt{(1-(0.9565)^2)^2 + (2 \times 0.0055 \times 0.9565)^2}} \\ &= 0.0007406 \text{ m} \\ &= 0.741 \text{ mm} \quad \# \end{aligned}$$

เฟสของระบบหาได้จาก

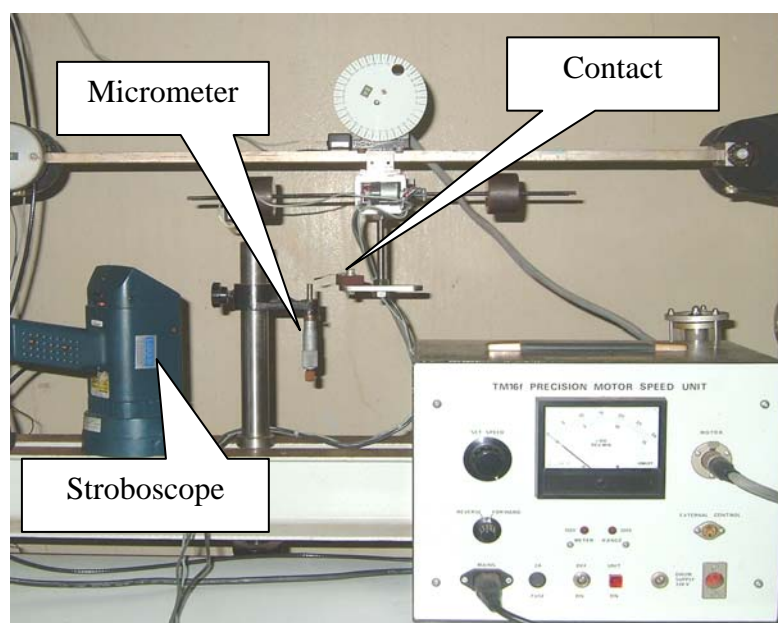
$$\begin{aligned} \phi &= -\tan^{-1}\left(\frac{2\zeta r}{1-r^2}\right) \\ &= -\tan^{-1}\left(\frac{2 \times 0.0055 \times 0.9565}{1-0.9565^2}\right) \\ &= -7.05^\circ \quad \# \end{aligned}$$

ภาคผนวก ข

การปรับมาตรฐานโปรแกรมวัดการอ่าน

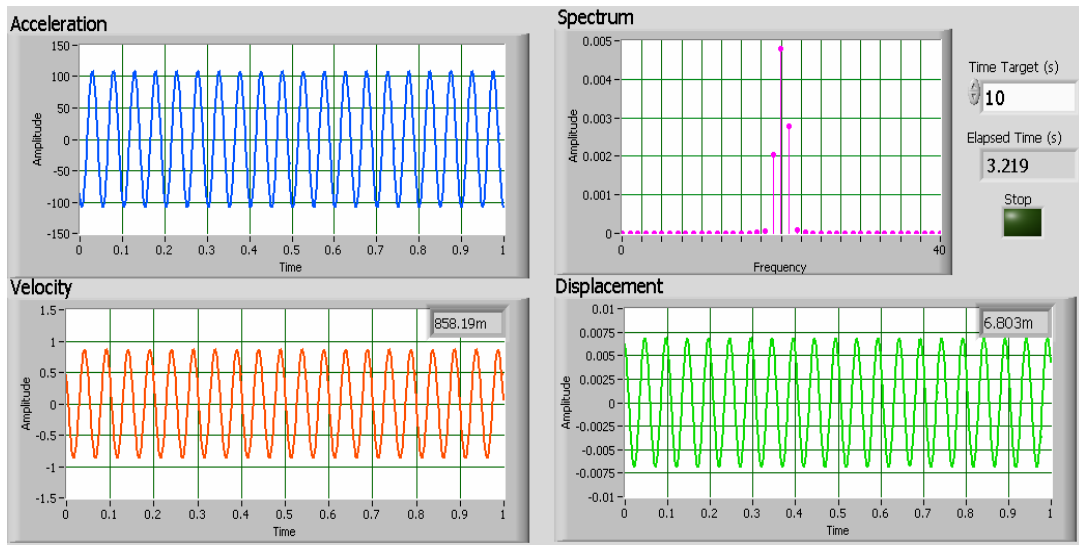
อุปกรณ์ตรวจวัด (Sensor) ความสั่นสะเทือนที่นิยมใช้ทั้งในภาคอุตสาหกรรมและสถานศึกษาในปัจจุบัน โดยทั่วไปจะใช้อุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง (Accelerometer) สำหรับการวัดขนาดการสั่นสะเทือนนั้นสามารถเป็นความเร่ง (Acceleration) ความเร็ว (velocity) หรือการขจัด (Displacement) ก็ได้ตามความเหมาะสมในการวิเคราะห์วิเคราะห์ข้อมูล

ในงานวิจัยนี้จะใช้ DAQ Card ของบริษัท National Instrument เป็นอุปกรณ์แปลงสัญญาณอะนาล็อกให้เป็นสัญญาณดิจิทัล (Analog to Digital Converter, ADC) ควบคู่กับโปรแกรม LabVIEW ในการวัดการสั่นสะเทือน โดยในการดำเนินงานวิจัยจะใช้การขจัดการสั่น (Displacement) ในการวิเคราะห์ ดังนั้นจึงต้องทำการเปลี่ยนค่าความเร่งที่ได้จาก accelerometer ให้เป็นการขจัดของการสั่น และต้องทำการปรับมาตรฐาน (Calibration) กับเครื่องมือวัดที่ถูกต้องก่อน ซึ่งในที่นี้ใช้ micrometer ในการเปรียบวัด

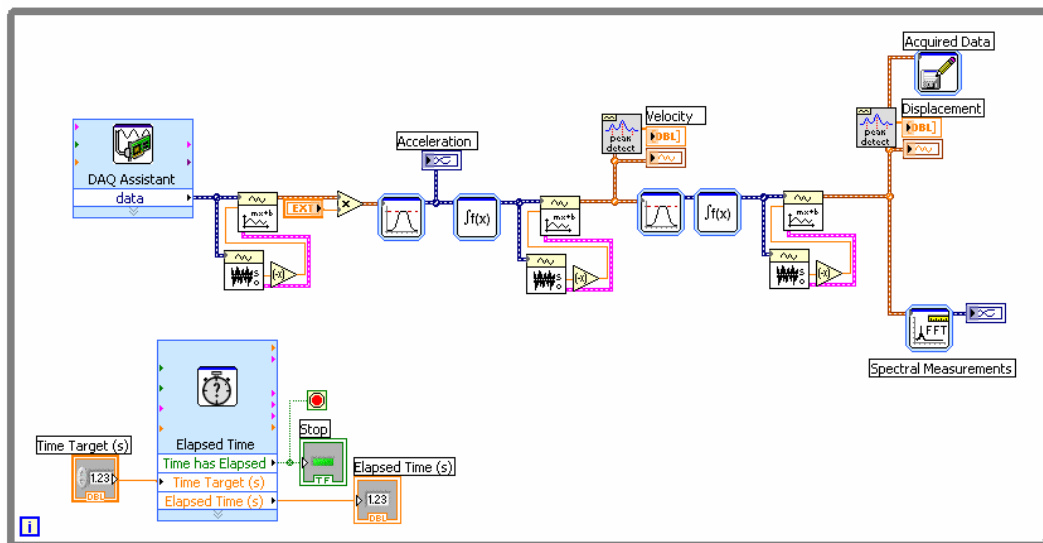


รูปที่ ข.1 การติดตั้งไมโครมิเตอร์ในชุดปฏิบัติการ

จากรูป ข.1 เป็นระบบที่ใช้วัดการขจัดการสั่นของคาน โดยติดตั้งหน้าสัมผัส (Contact) เข้ากับคานซึ่งจะทำหน้าที่เป็นทรigger เมื่อสัมผัสกับไมโครมิเตอร์ Stroboscope ก็จะมีการกะพริบ ในการวัดการขจัดการสั่นของคานจะทำการปรับไมโครมิเตอร์จนสัมผัสกับหน้าสัมผัสพอดี (Stroboscope เริ่มกะพริบ)



รูปที่ ข.2 Panel ของโปรแกรมวัดการขจัดการสั่น

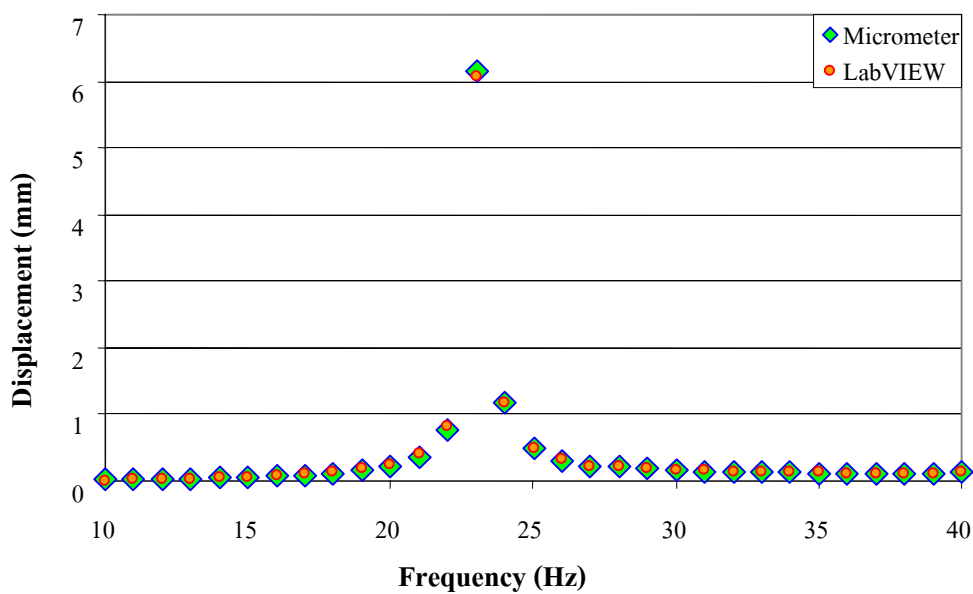


รูปที่ ข.3 Block Diagram ของโปรแกรมวัดการขจัดการสั่น

รูปที่ ข.2 และ ข.3 เป็น โปรแกรมที่ใช้แปลงค่าความเร่งให้เป็นการขจัดของการสั่น สำหรับผลของการวัดขนาดการขจัดของคานที่อ่านได้จากไมโครมิเตอร์และโปรแกรม LabVIEW จะแสดงดังตารางที่ ข.1 และเขียนเป็นกราฟความสัมพันธ์ได้ดังรูปที่ ข.4

ตาราง ข.1 ขนาดการขจัดกาสรันที่อ่านได้จากไมโครมิเตอร์เปรียบเทียบกับโปรแกรม LabVIEW

Frequency (Hz)	Displacement (mm)		Frequency (Hz)	Displacement (mm)	
	Micrometer	LabVIEW		Micrometer	LabVIEW
10	0.015	0.013	26	0.306	0.318
11	0.022	0.021	27	0.220	0.218
12	0.026	0.027	28	0.209	0.211
13	0.033	0.034	29	0.188	0.187
14	0.042	0.051	30	0.171	0.165
15	0.052	0.059	31	0.149	0.155
16	0.071	0.082	32	0.143	0.145
17	0.089	0.101	33	0.132	0.138
18	0.111	0.131	34	0.128	0.131
19	0.167	0.183	35	0.110	0.128
20	0.221	0.233	36	0.120	0.115
21	0.368	0.398	37	0.118	0.120
22	0.754	0.816	38	0.108	0.107
23	6.147	6.076	39	0.108	0.103
24	1.180	1.181	40	0.150	0.142
25	0.480	0.481			



รูปที่ ข.4 กราฟเปรียบเทียบการขจัดกาสรันที่อ่านได้จากไมโครมิเตอร์และโปรแกรม LabVIEW

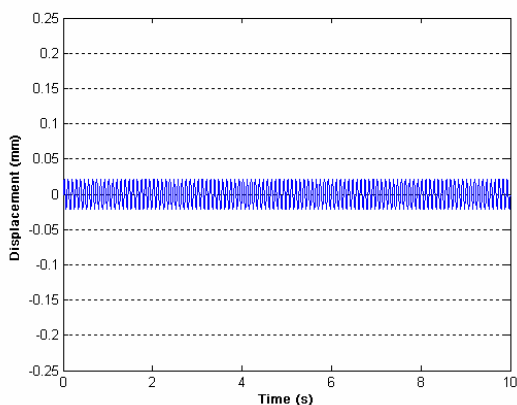
## ภาคผนวก ซ

ขนาดการสั้นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับภาระสั้นแบบต่าง ๆ  
ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์

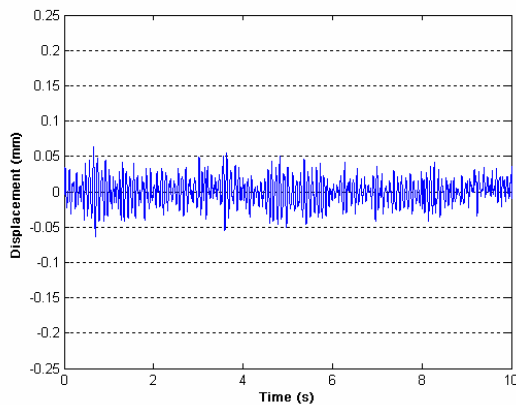
### ข.1 ผลการทดสอบอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัว

โดยผลที่ได้จากการจำลองจะแสดงในรูปแบบที่ ข.1 (ก) และผลที่วัดได้จากการวัดจะแสดงในรูปแบบที่ ข.1 (ข)

#### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 11 Hz

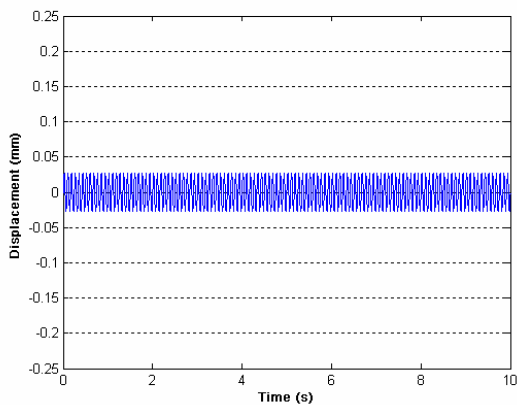


(ก)

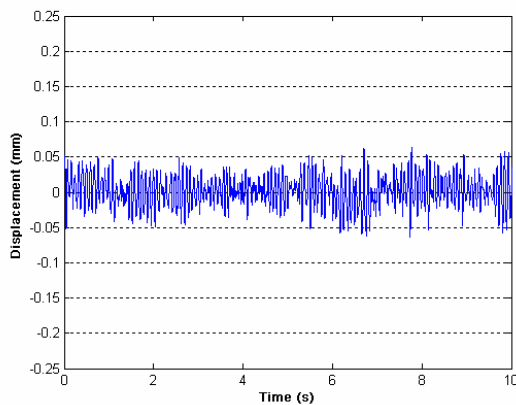


(ข)

#### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 12 Hz



(ก)



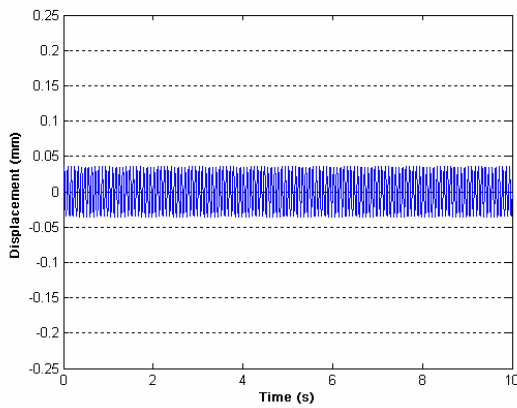
(ข)

รูปที่ ข.1 ขนาดการสั่นของกานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์

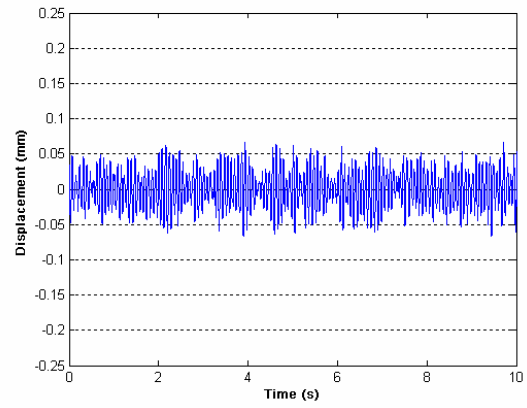
(ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 13 Hz

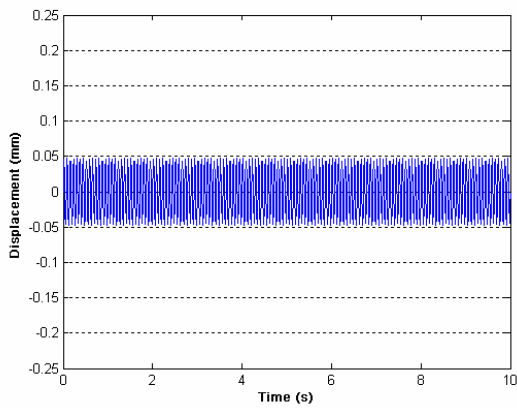


(ก)

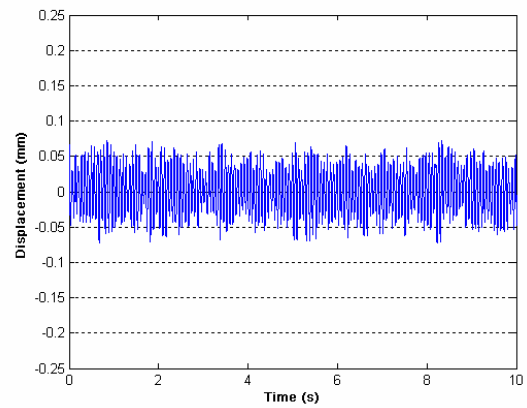


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 14 Hz

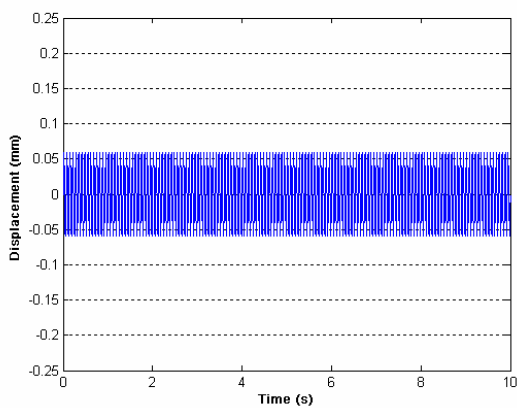


(ก)

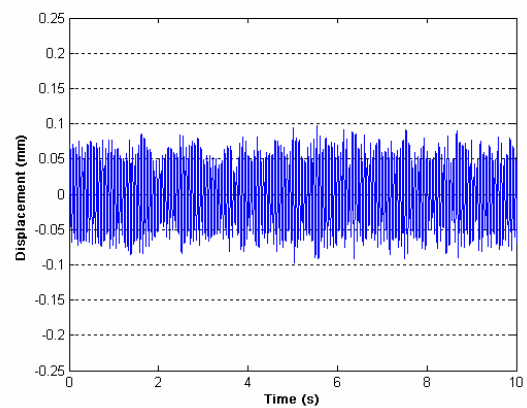


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 15 Hz



(ก)

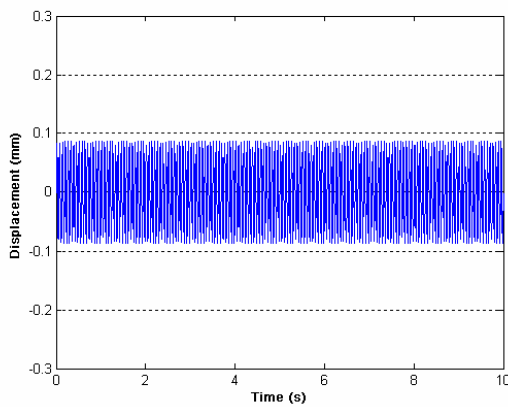


(ข)

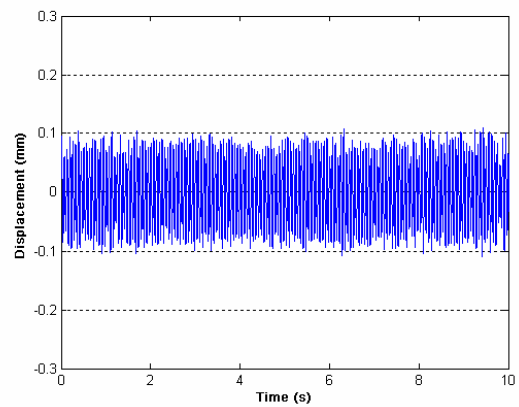
รูปที่ ข.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์

(ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 16 Hz

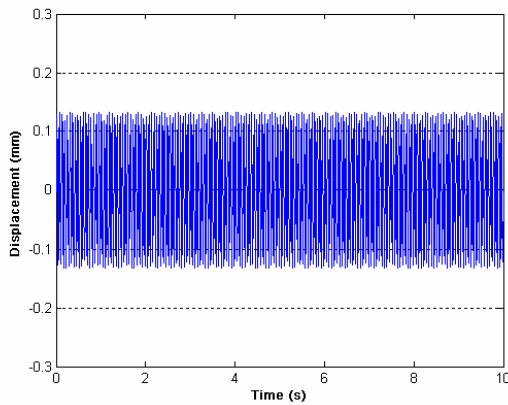


(ก)

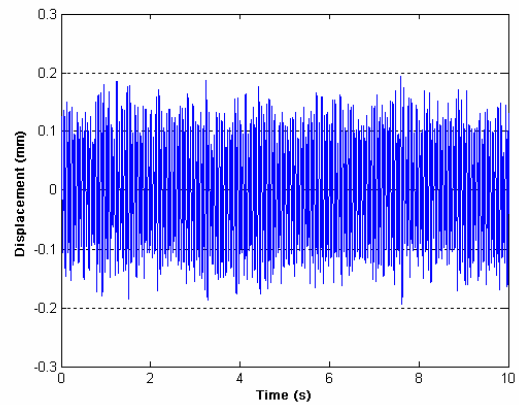


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 17 Hz

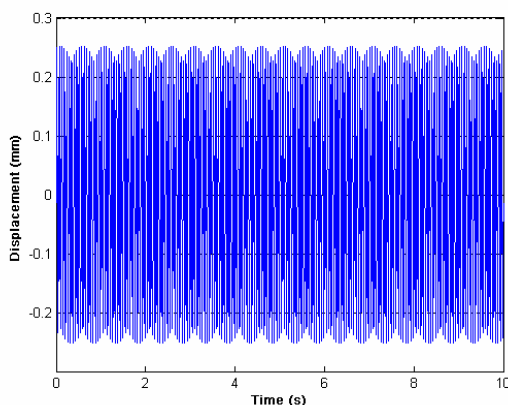


(ก)

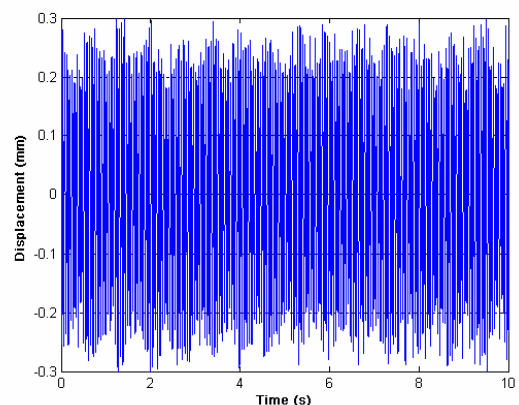


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 18 Hz



(ก)

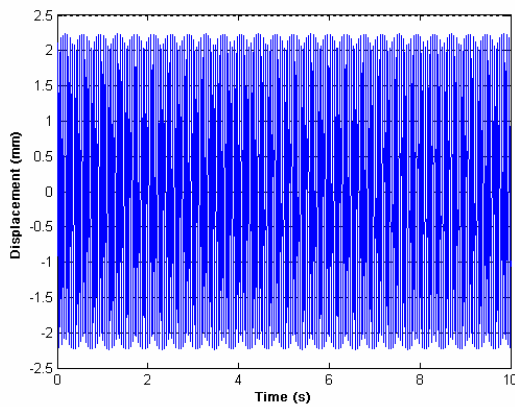


(ข)

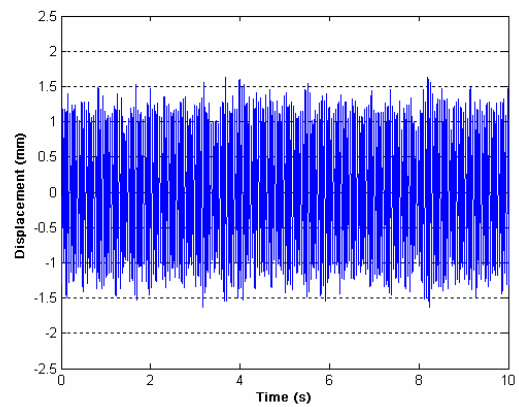
รูปที่ ข.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์

(ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 19 Hz

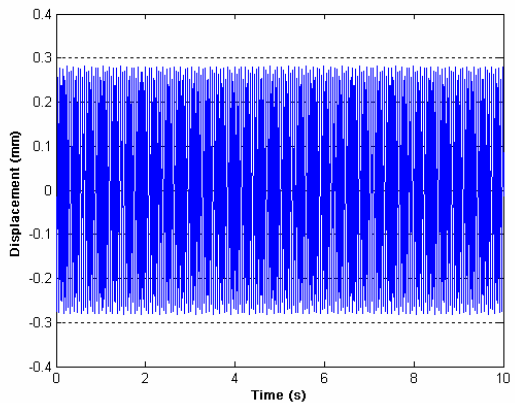


(ก)

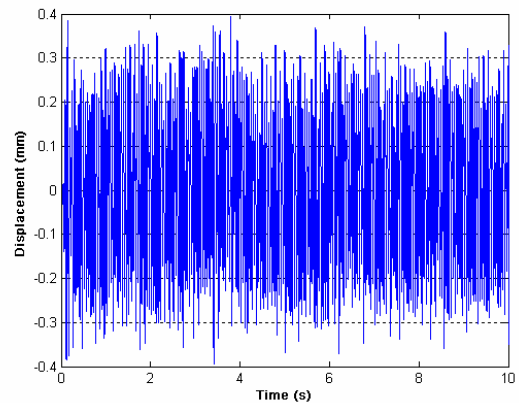


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 20 Hz

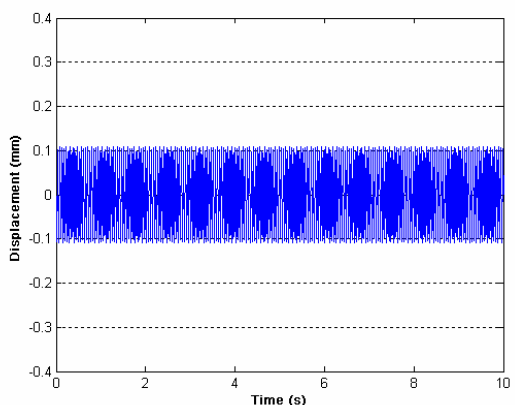


(ก)

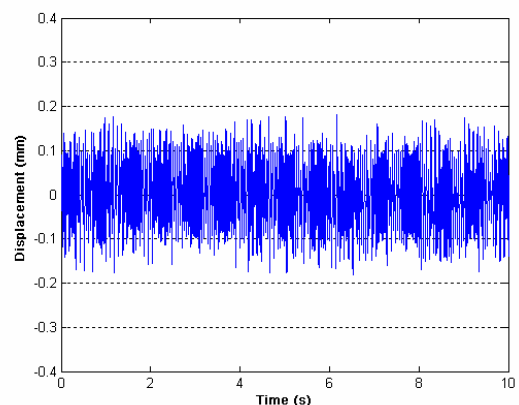


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 21 Hz



(ก)

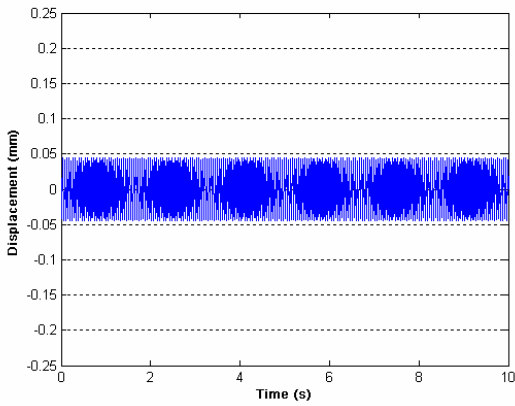


(ข)

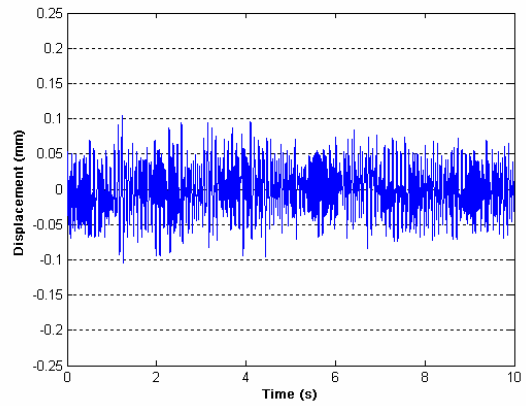
รูปที่ ข.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์

(ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 22 Hz

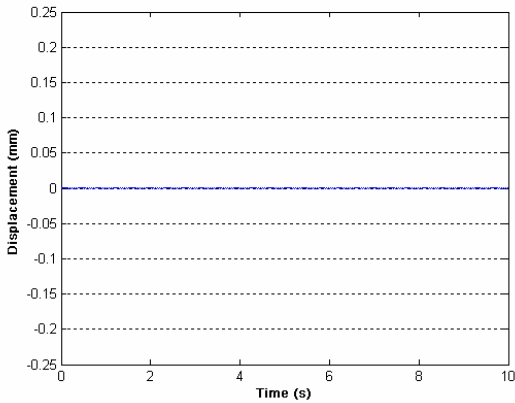


(ก)

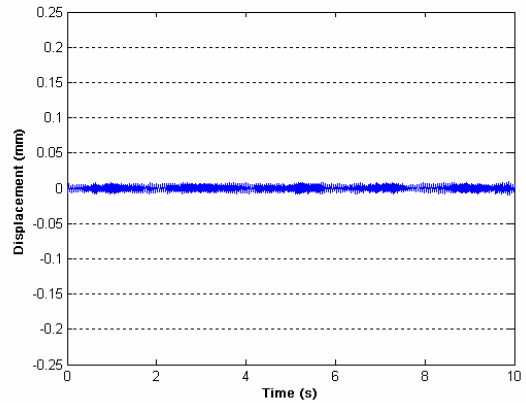


(ข)

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 23 Hz

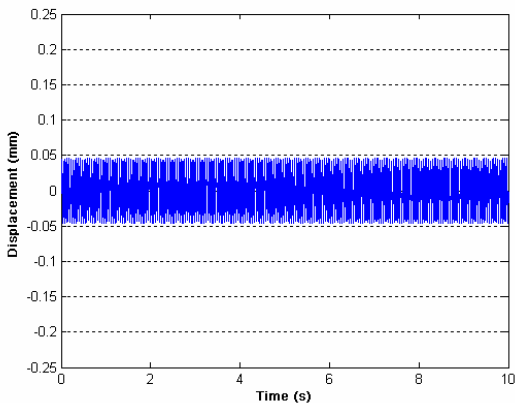


(ก)

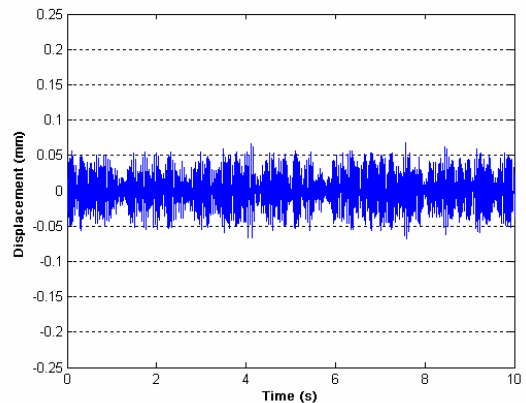


(ข)

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 24 Hz



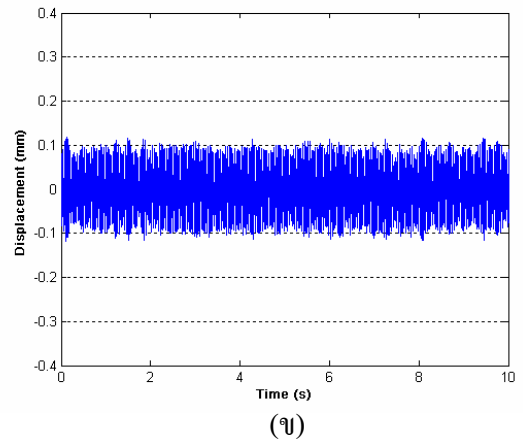
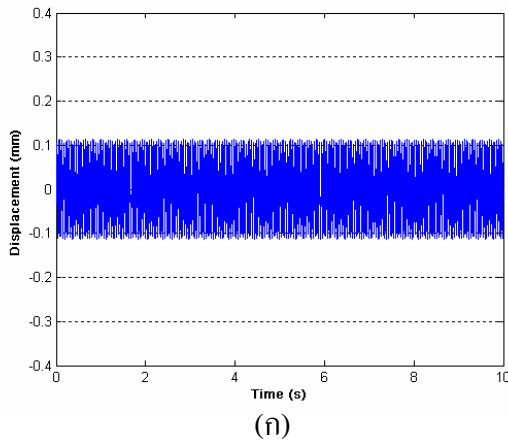
(ก)



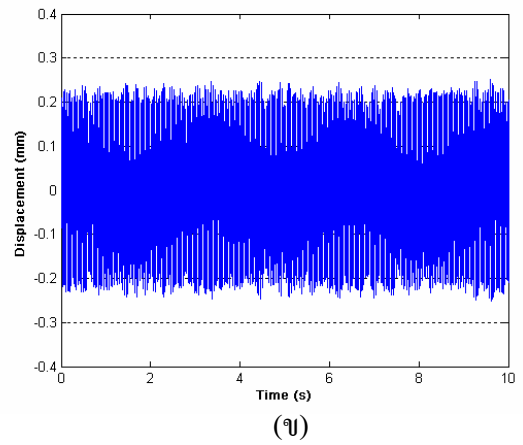
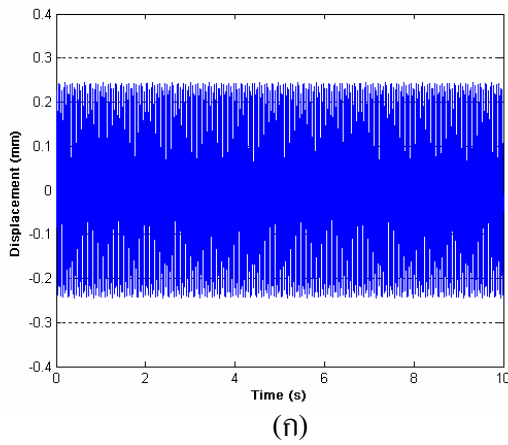
(ข)

รูปที่ ช.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์  
 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

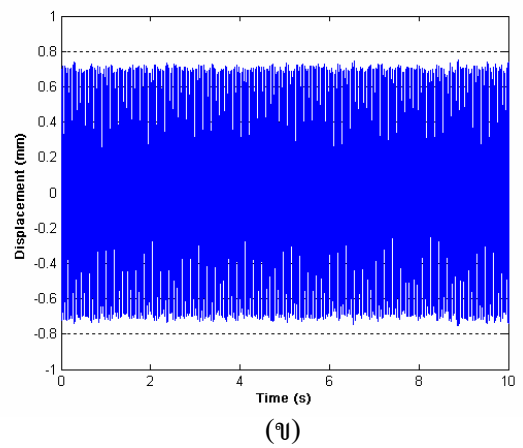
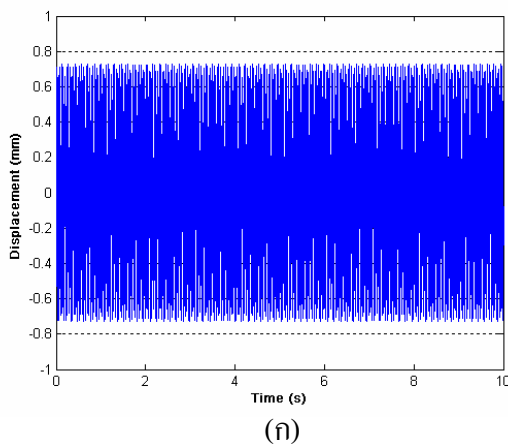
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 25 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 26 Hz

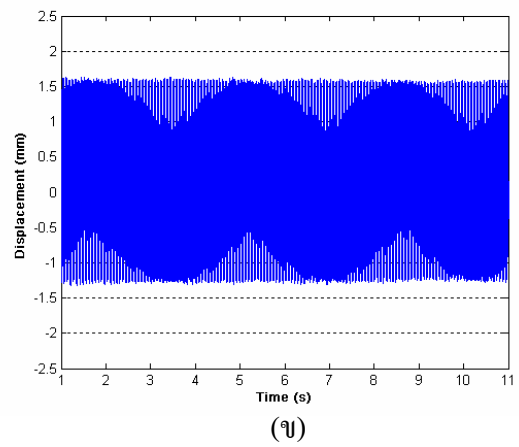
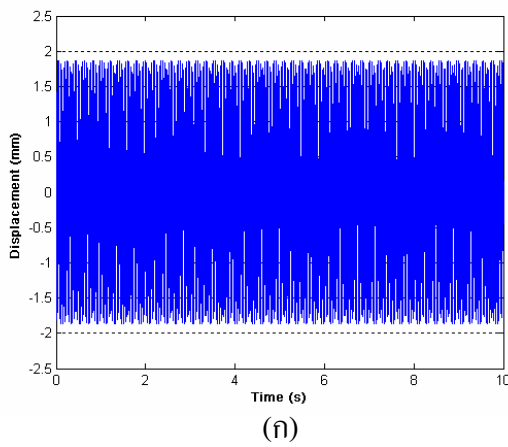


### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 27 Hz

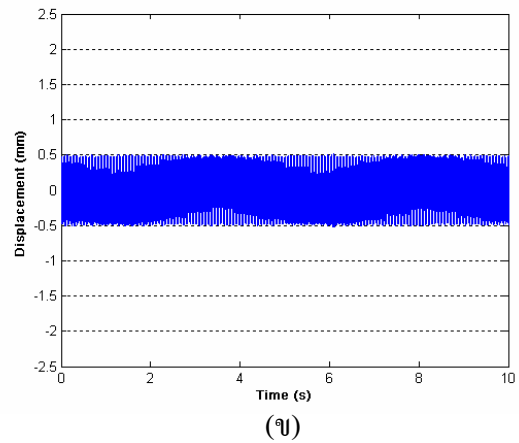
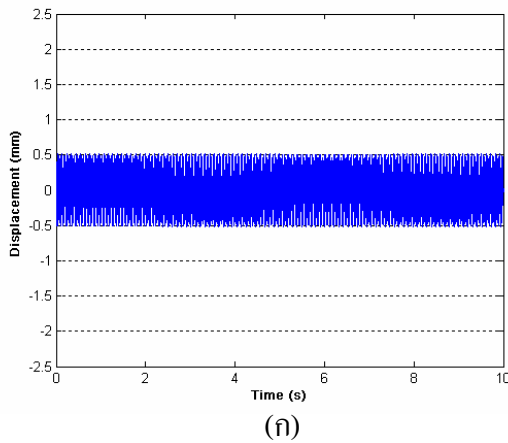


รูปที่ ข.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์  
(ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

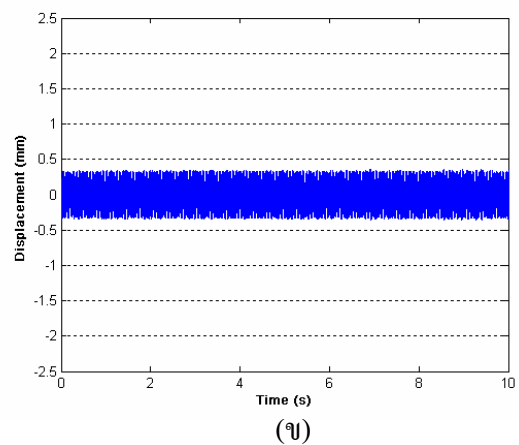
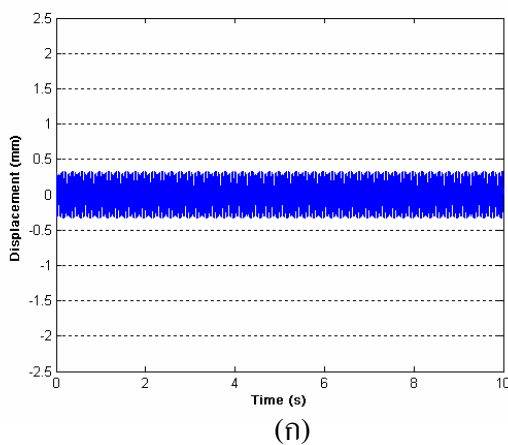
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 28 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 29 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 30 Hz

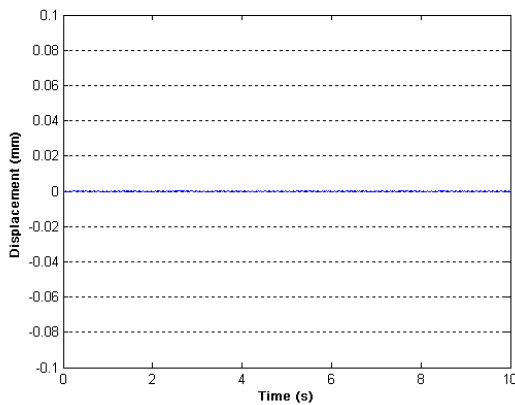


รูปที่ ข.1 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบตายตัวภายใต้แรงฮาร์โมนิกส์  
(ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

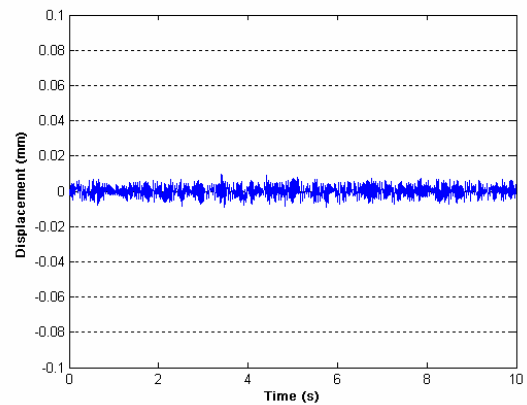
## ช.2 ผลการทดสอบอุปกรณ์ช้การสั่นแบบปรับค่าความถี่ช้มีช้

สำหรับผลการทดสอบการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้การสั่นแบบเพลามวลคู่ที่ช้  
เกณฑ์ควบคุมแบบปรับค่าความถี่ช้มีช้ที่สถานะคงตัว โดยผลการจำลองการทำงานแสดงในรูปที่  
ช.1 (ก) และผลที่วัดได้จากการทดลองแสดงดังรูปที่ ช.1 (ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 11 Hz

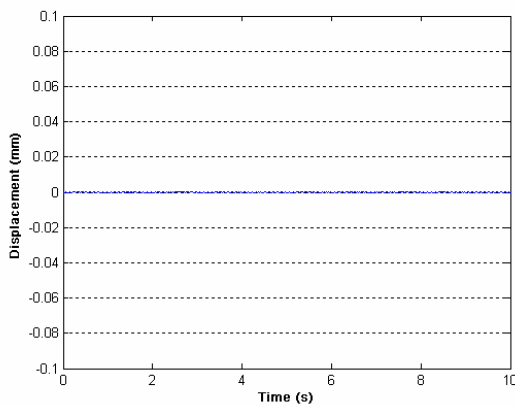


(ก)

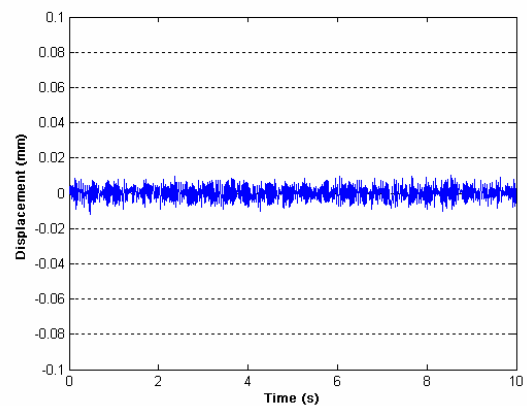


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 12 Hz



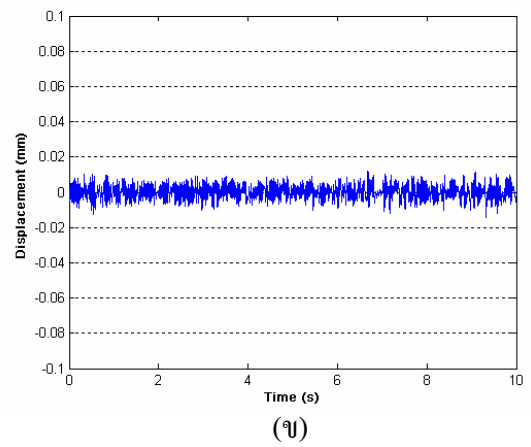
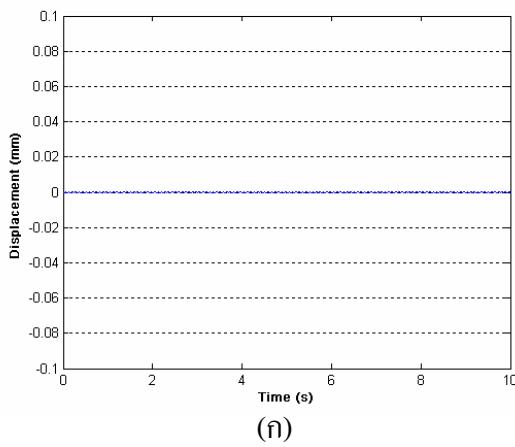
(ก)



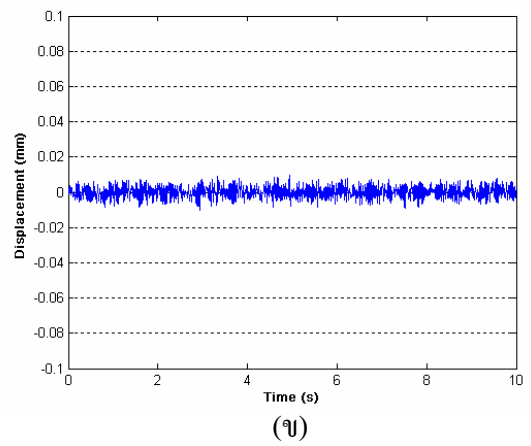
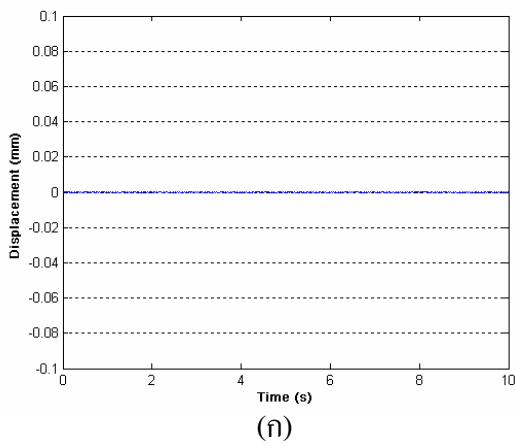
(ข)

รูปที่ ช.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ช้การสั่นแบบปรับค่าความถี่ช้มีช้ที่สถานะคงตัว  
ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จาก  
การทดลอง

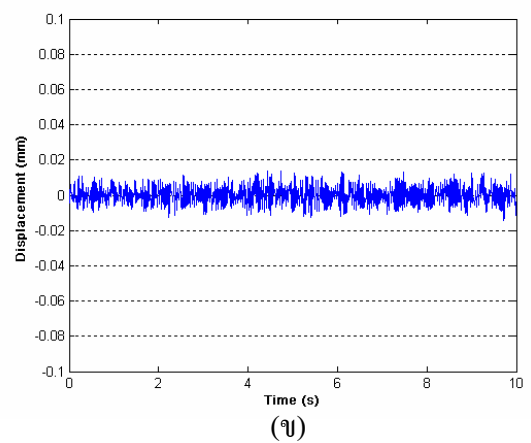
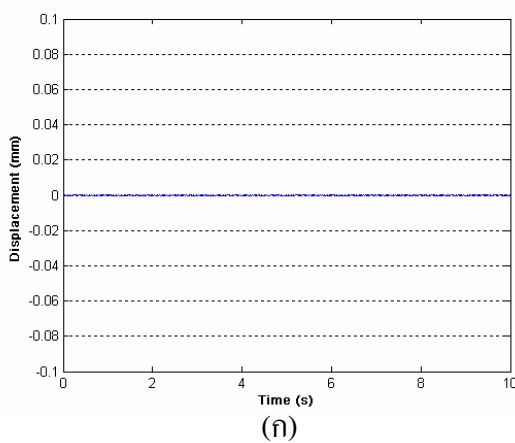
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 13 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 14 Hz



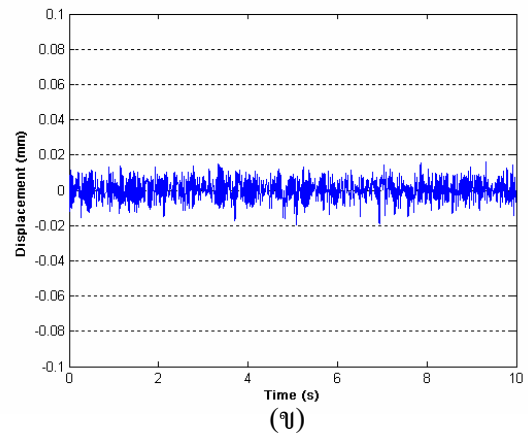
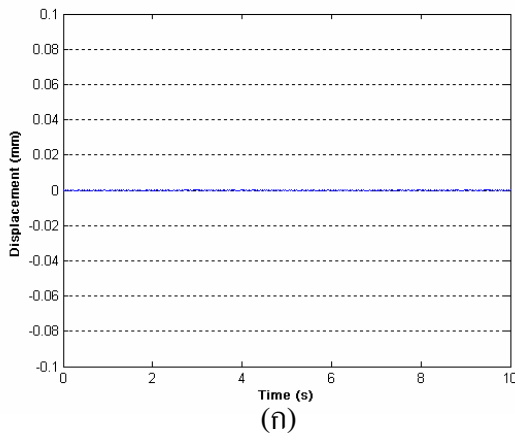
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 15 Hz



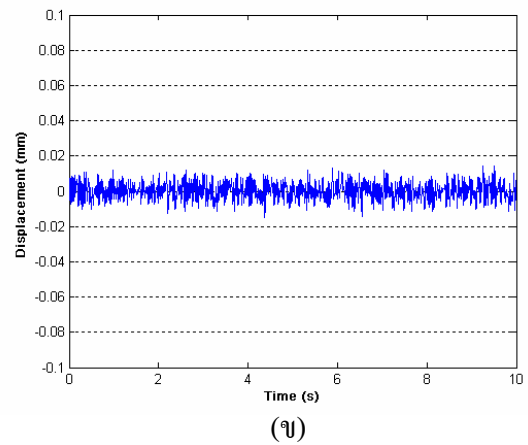
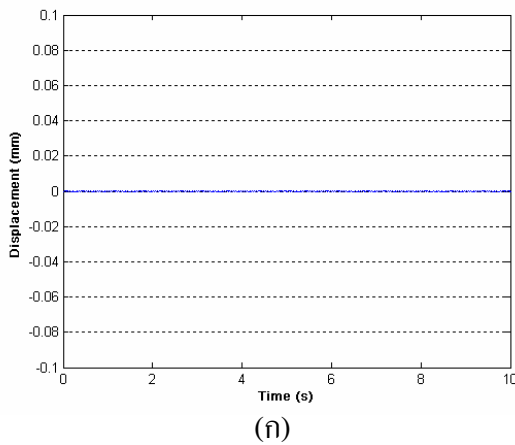
รูปที่ ๕.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ชิมซับที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง



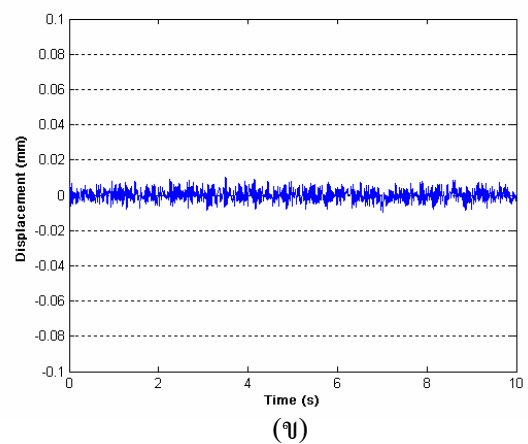
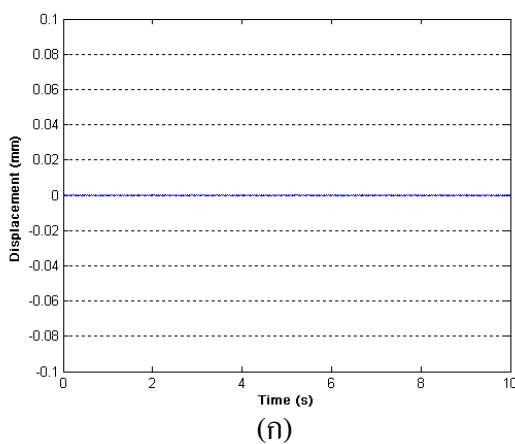
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 16 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 17 Hz

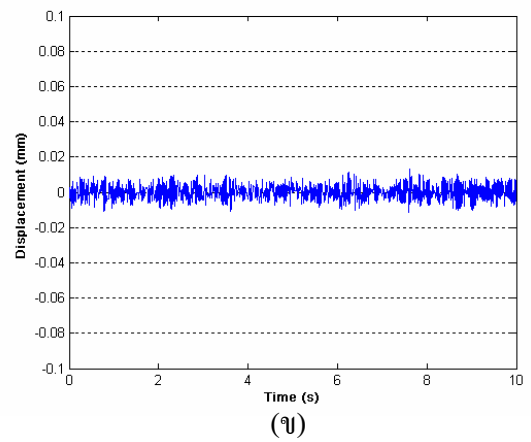
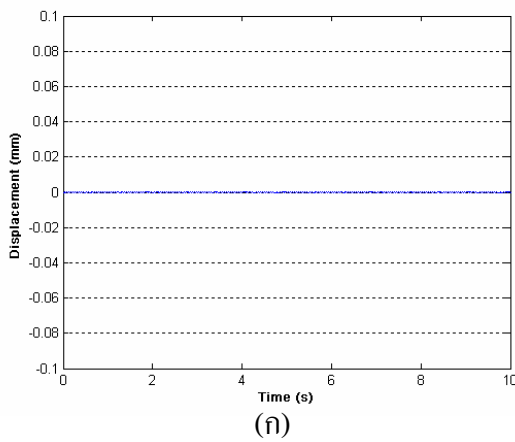


### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 18 Hz

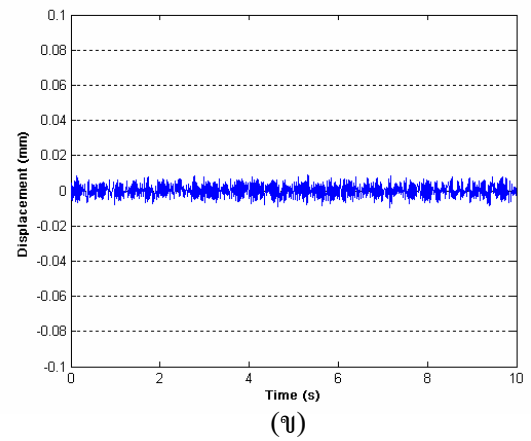
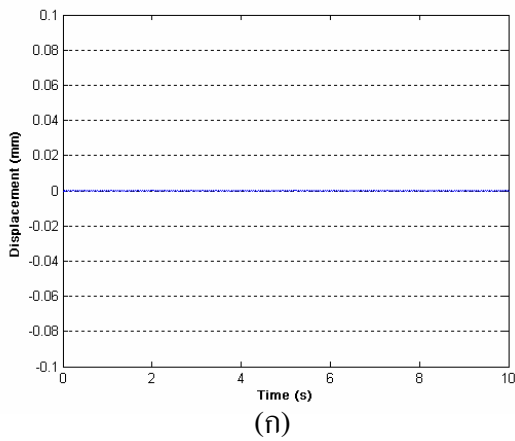


รูปที่ ๗.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับค่าความถี่ที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

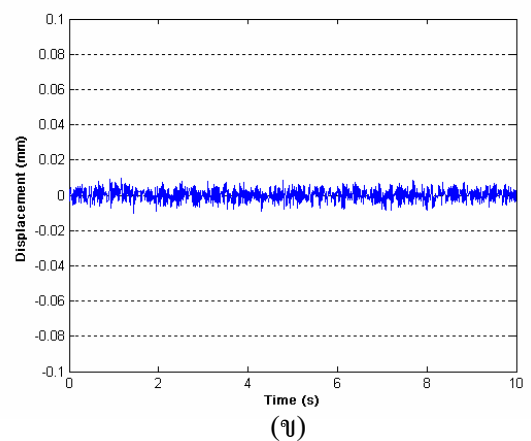
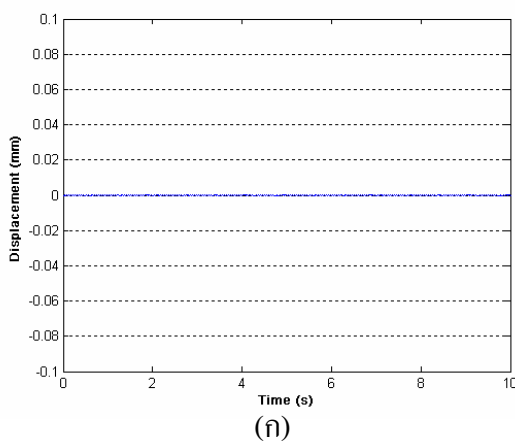
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 19 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 20 Hz

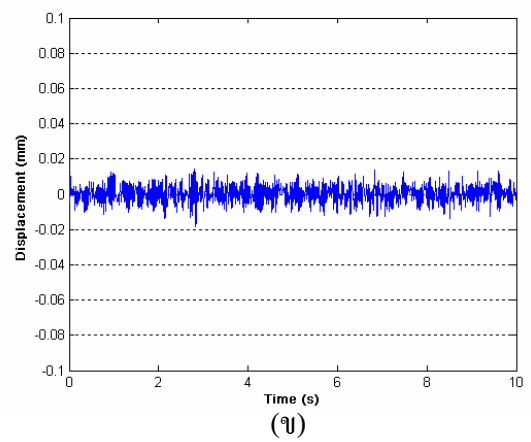
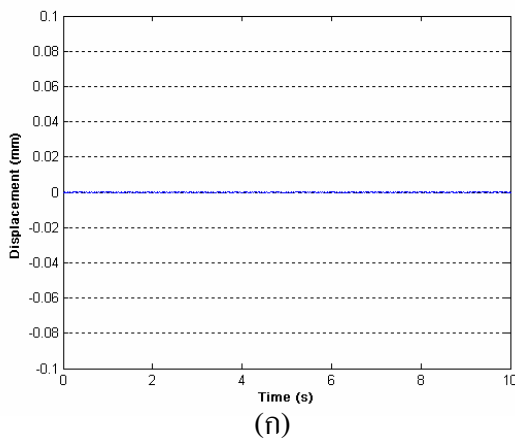


### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 21 Hz

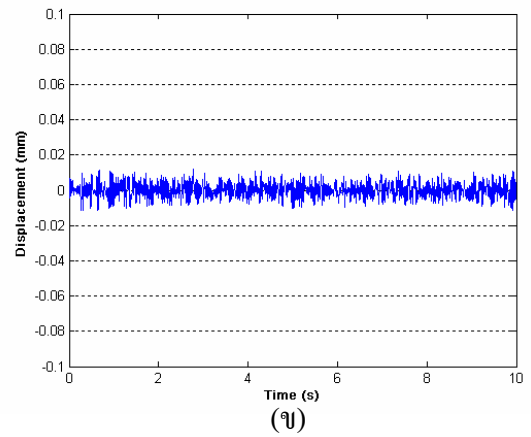
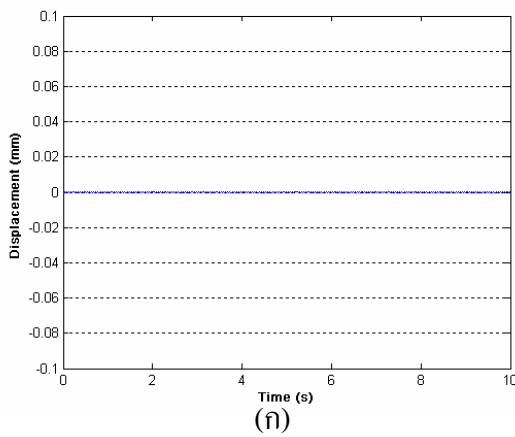


รูปที่ ๕.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ซึ่งติดตั้งที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

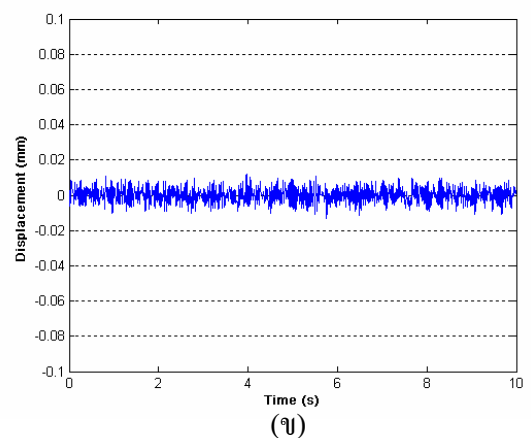
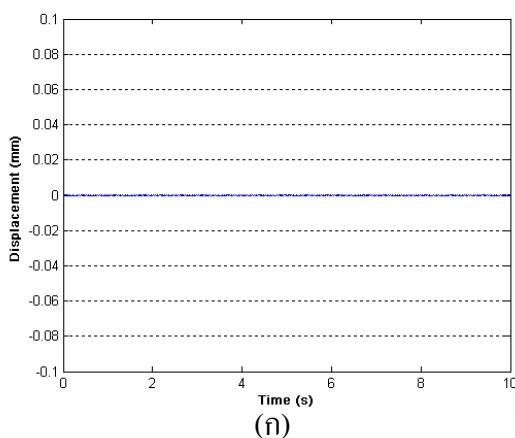
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 22 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 23 Hz

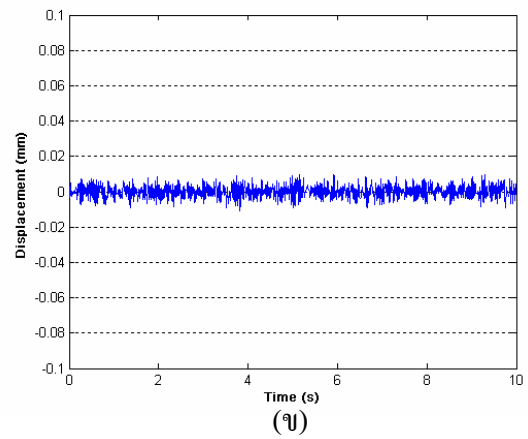
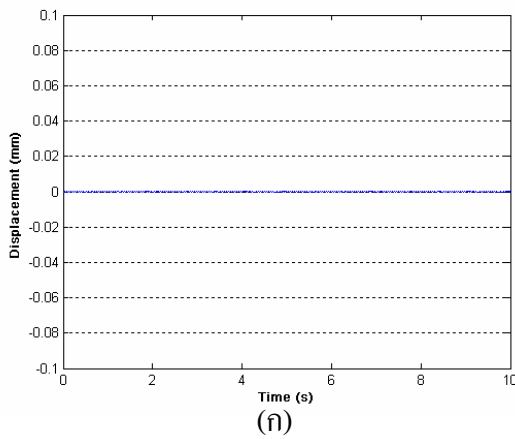


### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 24 Hz

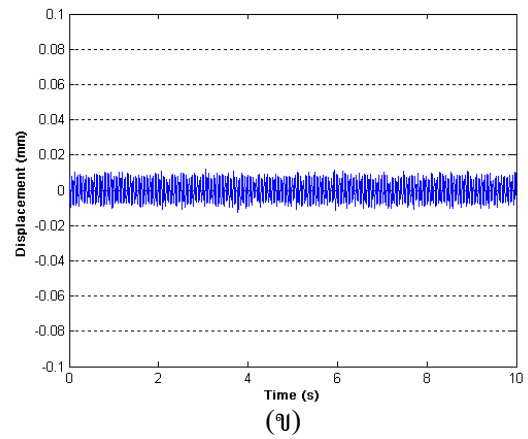
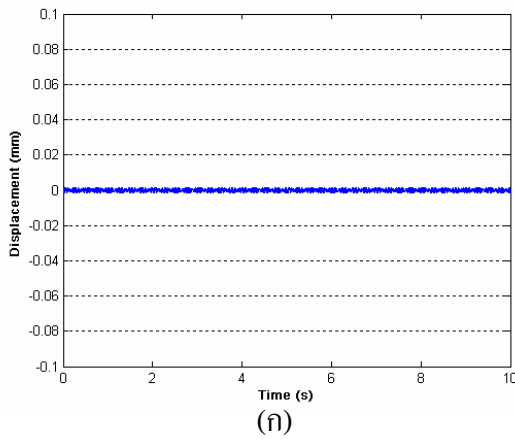


รูปที่ ๕.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ชิมซับที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

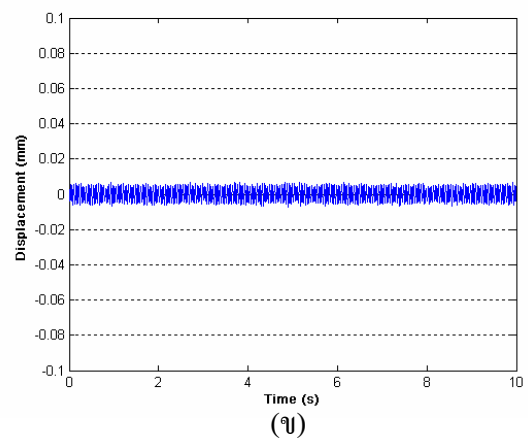
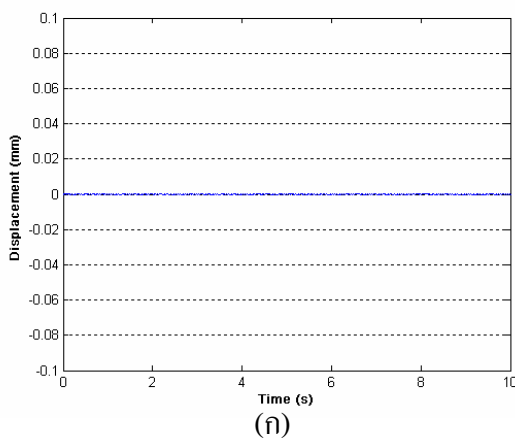
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 25 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 26 Hz

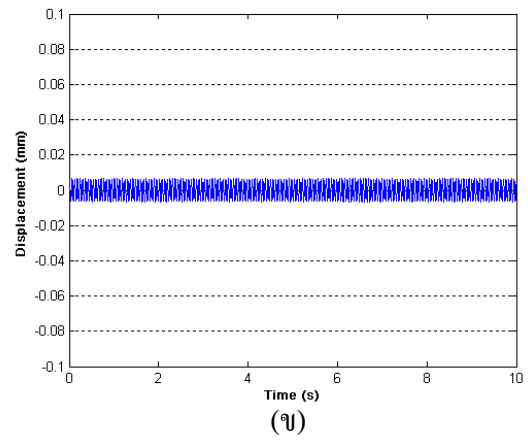
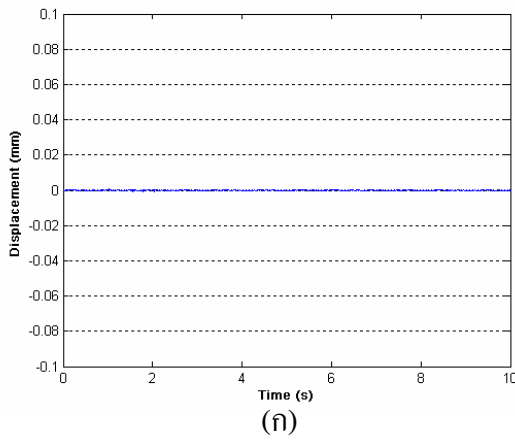


### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 27 Hz

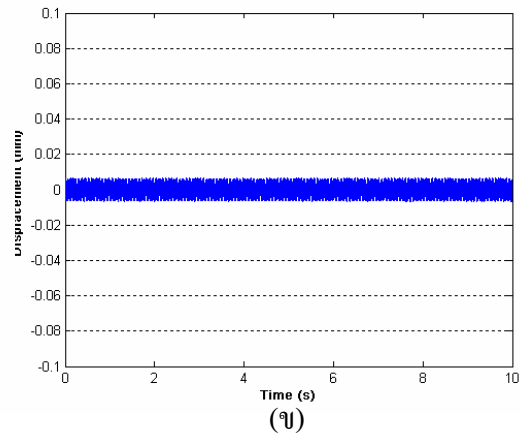
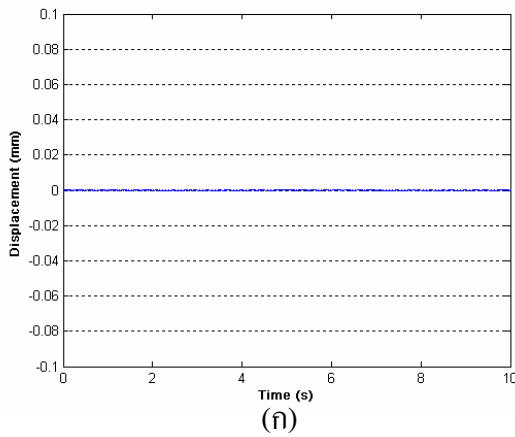


รูปที่ ๗.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ชิมซบที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

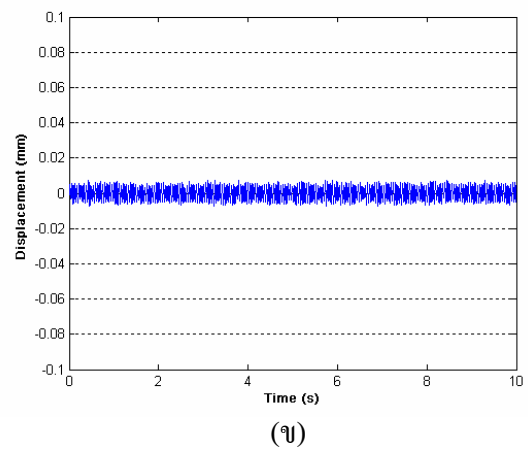
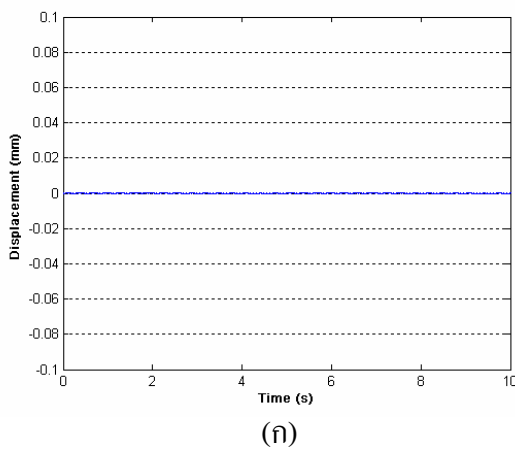
### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 28 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 29 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 30 Hz

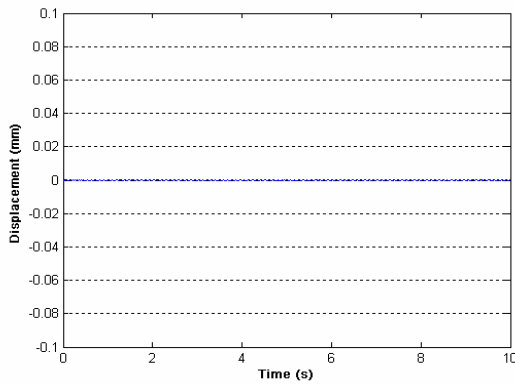


รูปที่ ๗.2 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบปรับค่าความถี่ซึ่งติดตั้งที่สถานะคงตัว ภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

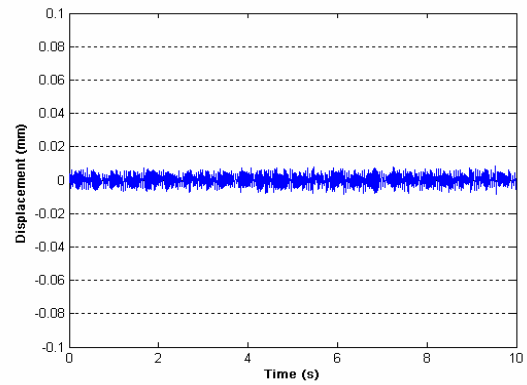
### ข.3 ผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบปรับตัว

สำหรับผลการทดสอบอุปกรณ์ขับเคลื่อนที่ใช้เกณฑ์ควบคุมแบบเฟลามาวลคู่จะแสดงดังรูปที่ ข.3 (ก) ผลที่ได้จากการจำลองการสั่น (ข) ผลที่วัดได้จากการทดลอง

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 11 Hz

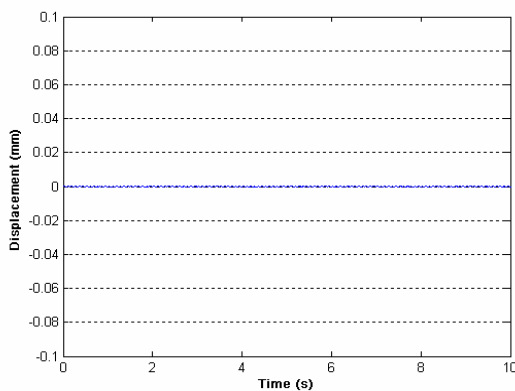


(ก)

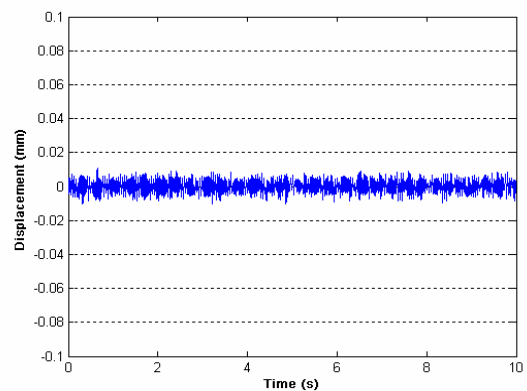


(ข)

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 12 Hz

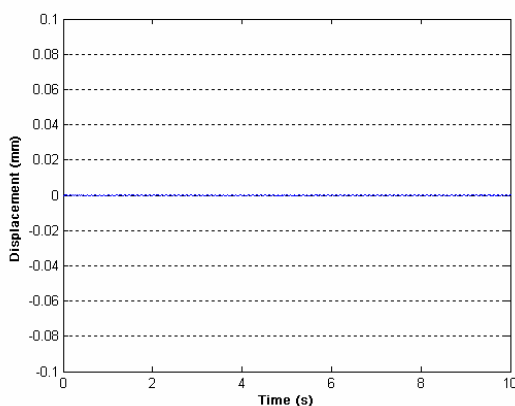


(ก)

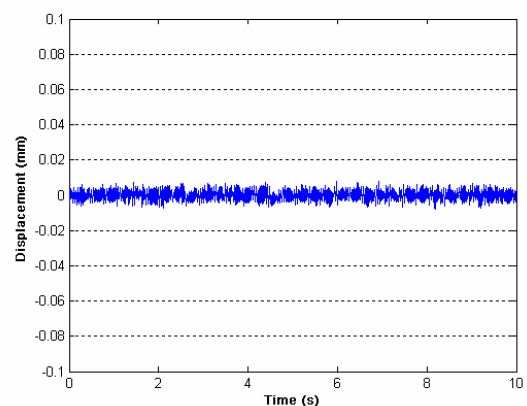


(ข)

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 13 Hz



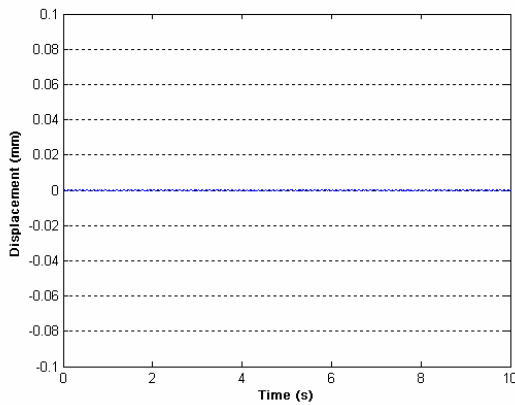
(ก)



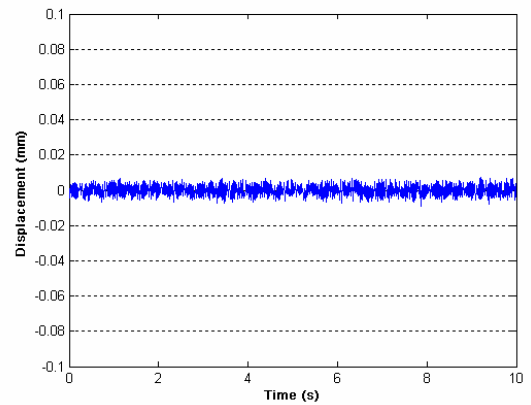
(ข)

รูปที่ ข.3 ขนาดการสั่นของแกนที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเฟลามาวลคู่ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 14 Hz

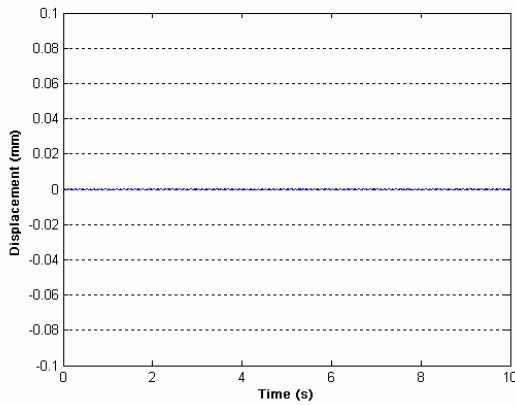


(ก)

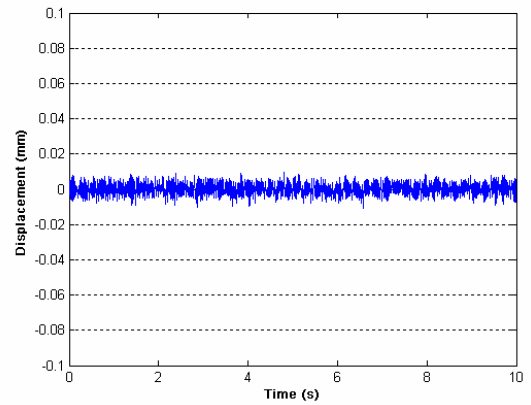


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 15 Hz

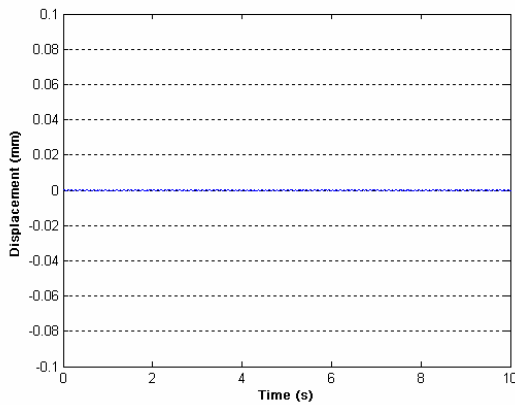


(ก)

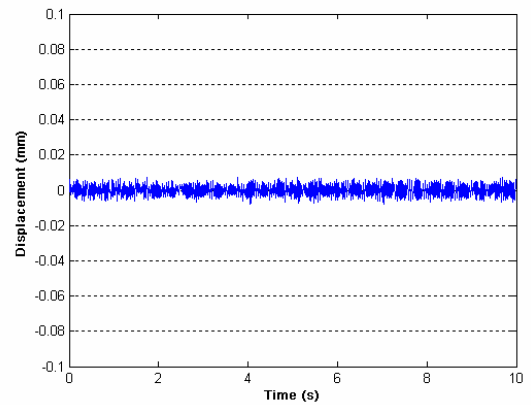


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 16 Hz



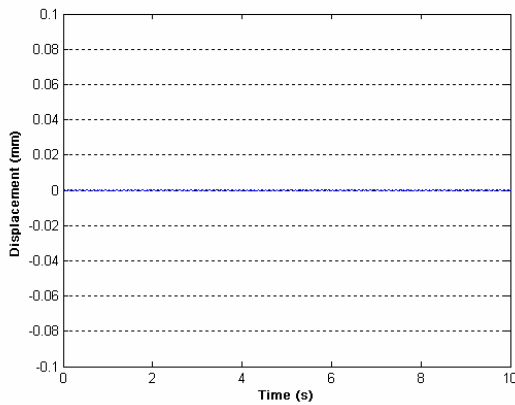
(ก)



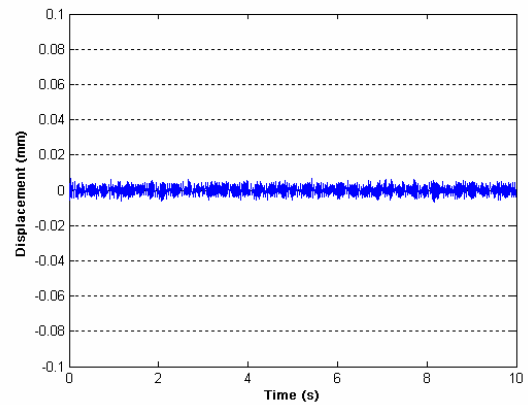
(ข)

รูปที่ ๗.3 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบเพลลามวลคู่ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 17 Hz

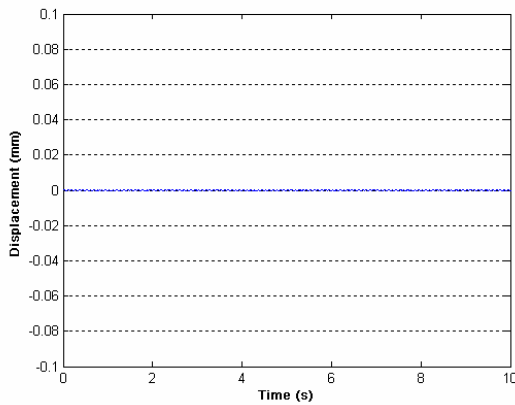


(ก)

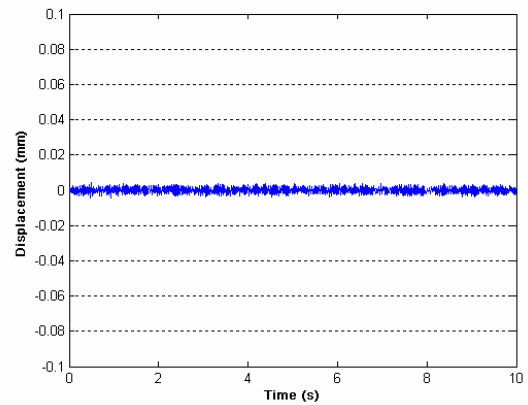


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 18 Hz

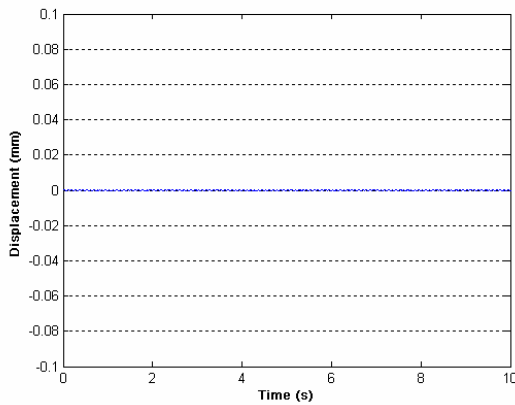


(ก)

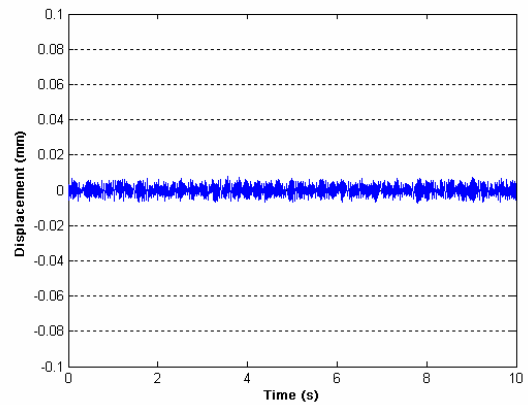


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 19 Hz



(ก)

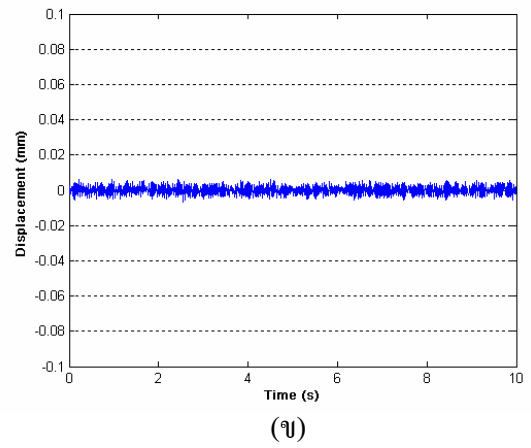
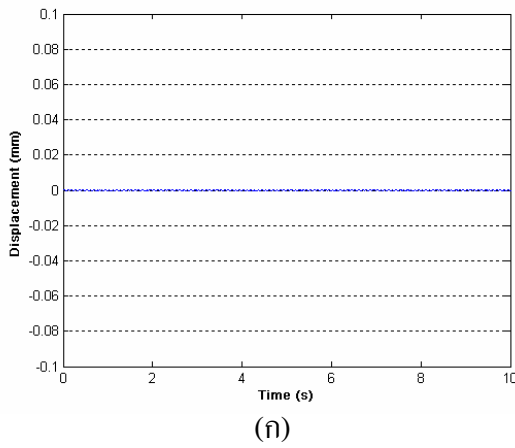


(ข)

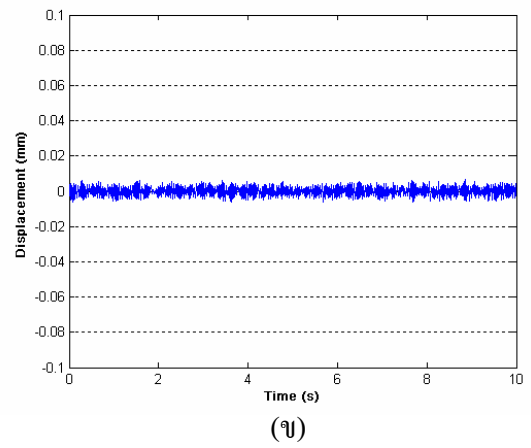
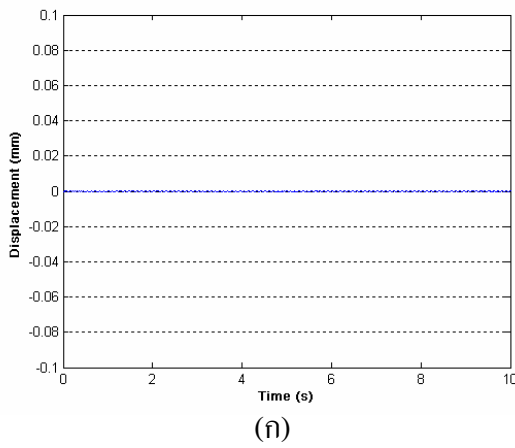
รูปที่ ๗.3 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์รับการสั่นแบบเพลลามวลคู่ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง



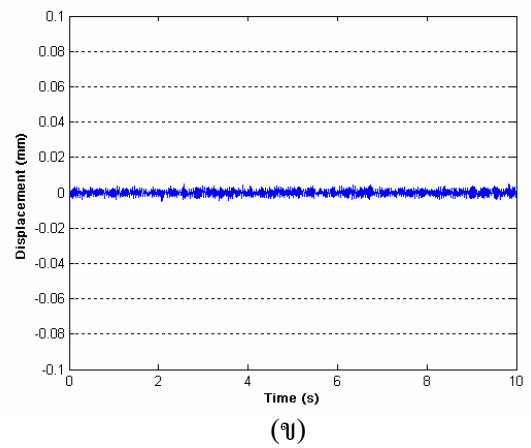
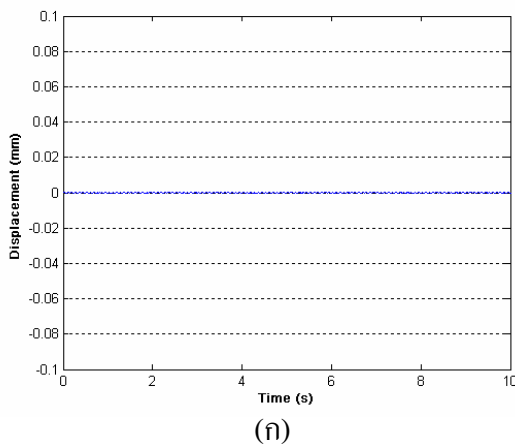
ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 20 Hz



ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 21 Hz

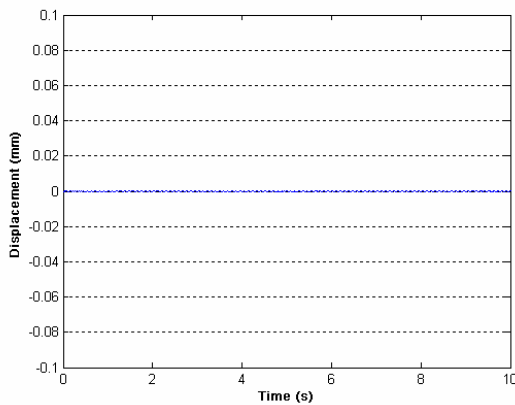


ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 22 Hz

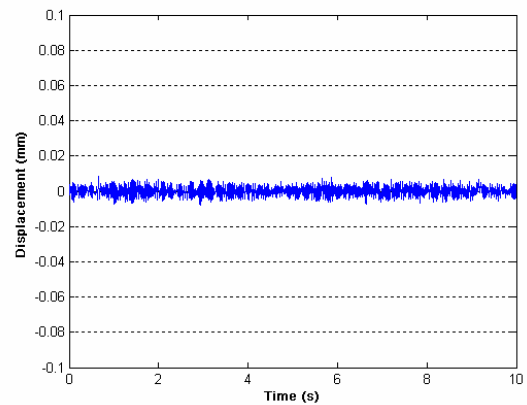


รูปที่ ๓.3 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลาหมุนที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 23 Hz

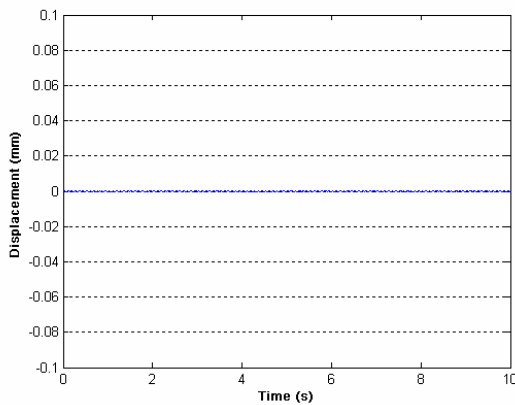


(ก)

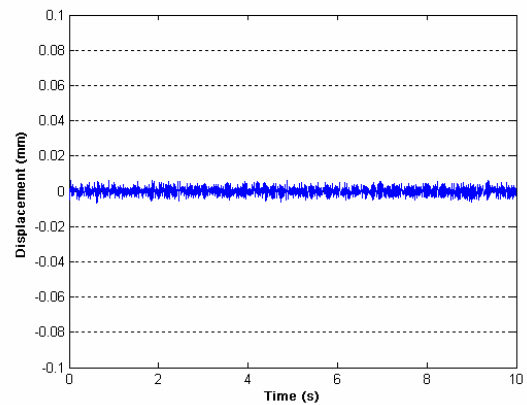


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 24 Hz

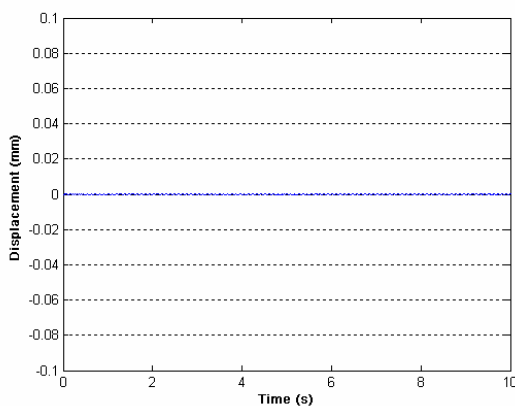


(ก)

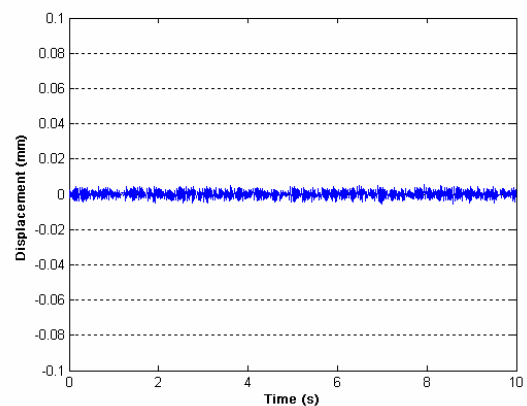


(ข)

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 25 Hz



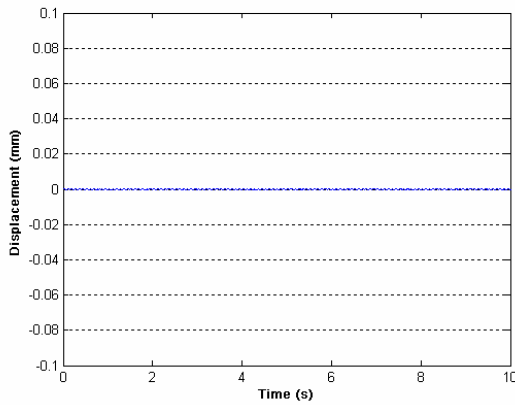
(ก)



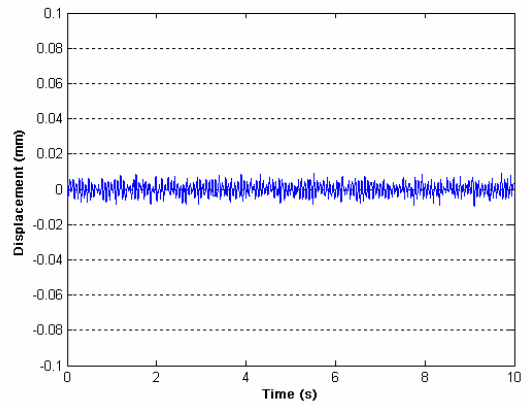
(ข)

รูปที่ ข.3 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเฟลอมวลคู่ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 26 Hz

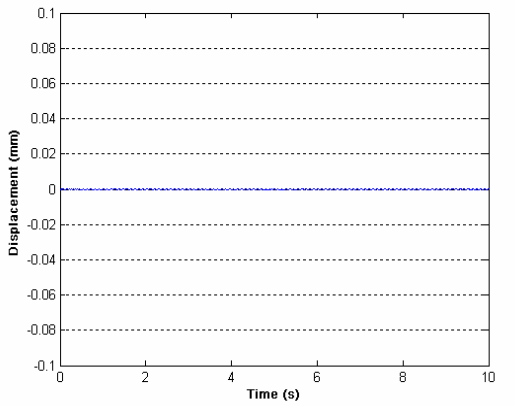


(ก)

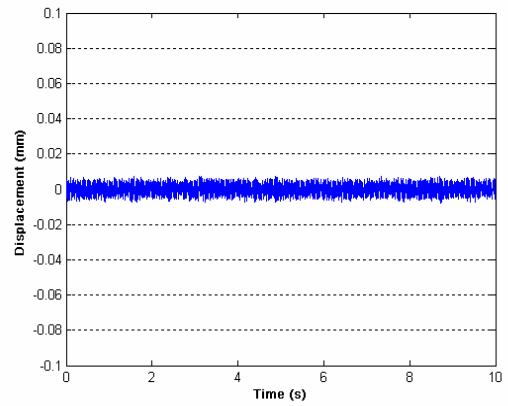


(ข)

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 27 Hz

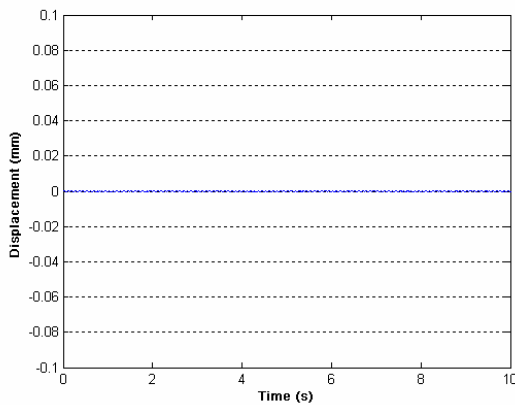


(ก)

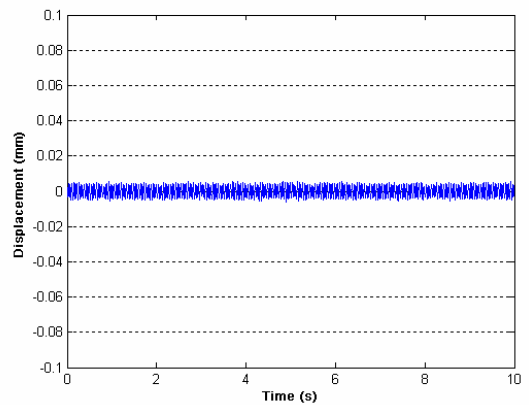


(ข)

ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 28 Hz



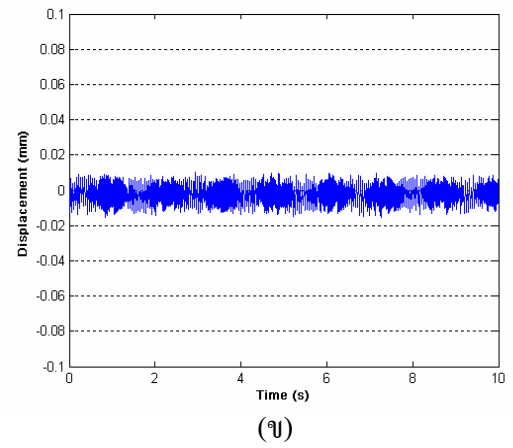
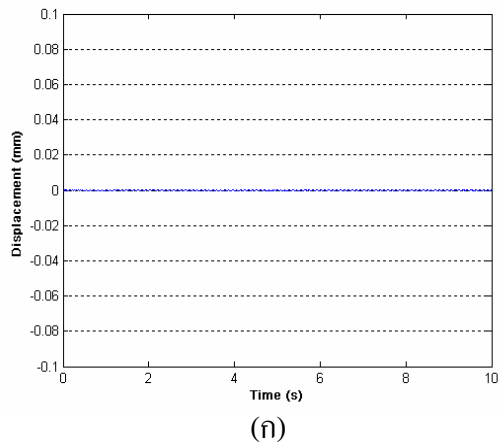
(ก)



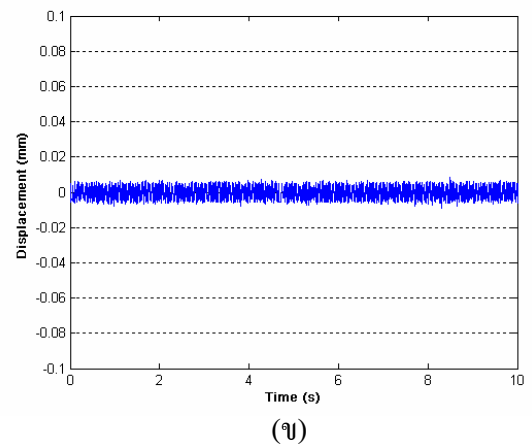
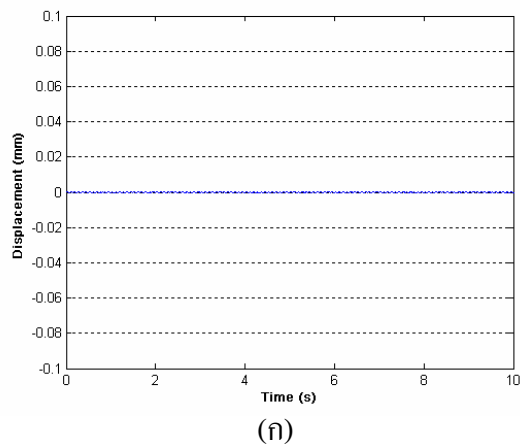
(ข)

รูปที่ ข.3 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ขับเคลื่อนแบบเพลาพลาตูกู้ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง

### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 29 Hz



### ความถี่ฮาร์โมนิกส์ 30 Hz

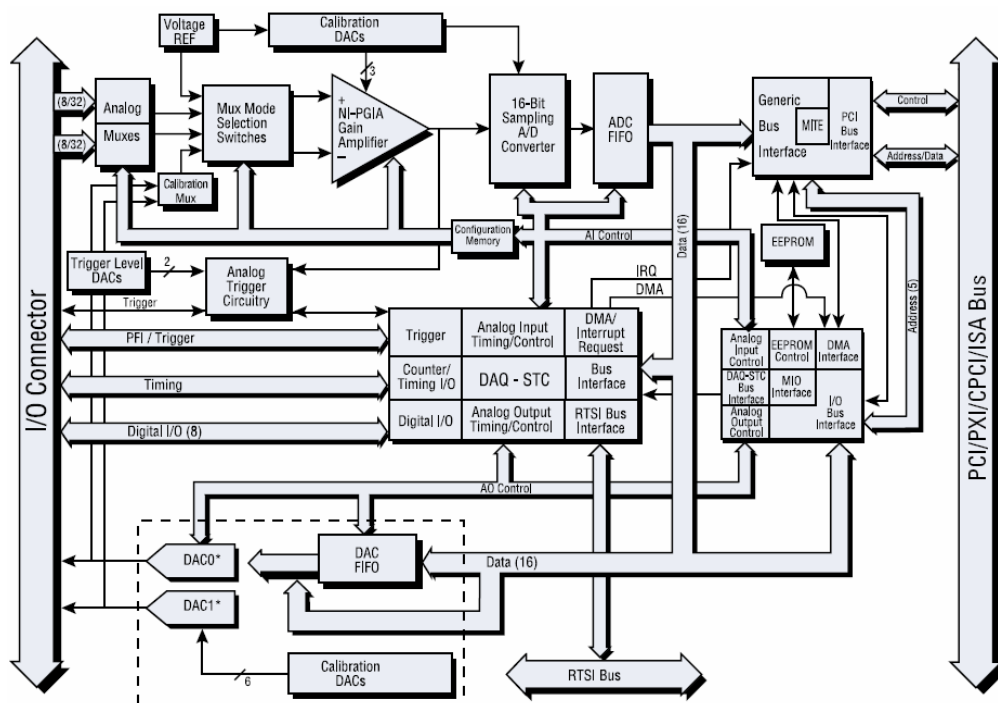


รูปที่ ๕.3 ขนาดการสั่นของคานที่ติดตั้งอุปกรณ์ชับการสั่นแบบเพลามวลคู่ที่สถานะคงตัวภายใต้แรงกระทำแบบฮาร์โมนิกส์ (ก) ผลจากการจำลองสถานการณ์ (ข) ผลที่วัดได้จากระบบจริง

ภาคผนวก ฅ

รายละเอียดของอุปกรณ์วัดการสิ้นสะท้อน

รายละเอียดของ Data Acquisition Card รุ่น PCI-MIO-16XE-10



รูปที่ ๑.1 Block Diagram ของ PCI-MIO-16XE-10

Specification

Range Configuration	Gain	Actual Input Range	Precision <sup>1</sup>
0 to +10 V	1.0	0 to +10 V	152.59 μV
	2.0	0 to +5 V	76.29 μV
	5.0 <sup>2</sup>	0 to +2 V	30.52 μV
	10.0	0 to +1 V	15.26 μV
	20.0 <sup>2</sup>	0 to +500 mV	7.63 μV
	50.0 <sup>2</sup>	0 to +200 mV	3.05 μV
	100.0	0 to 100 mV	1.53 μV
-10 to +10 V	1.0	-10 to +10 V	305.18 μV
	2.0	-5 to +5 V	152.59 μV
	5.0 <sup>2</sup>	-2 to +2 V	61.04 μV
	10.0	-1 to +1 V	30.52 μV
	20.0 <sup>2</sup>	-500 to +500 mV	15.26 μV
	50.0 <sup>2</sup>	-200 to +200 mV	6.10 μV
	100.0	-100 to +100 mV	3.05 μV

<sup>1</sup> The value of 1 LSB of the 16-bit ADC; that is, the voltage increment corresponding to a change of one count in the ADC 16-bit count

<sup>2</sup> Not available on the PCI-MIO-16XE-50

**Note:** See Appendix A, Specifications, for absolute maximum ratings.

## PCI Bus

### Analog Input

#### Input Characteristics

Number of channels .....	16 single-ended or 8 differential (software-selectable per channel)
Type of ADC.....	Successive approximation
Resolution .....	16 bits, 1 in 65,536
Sampling rate .....	200 kS/s guaranteed
Input signal ranges .....	Bipolar only
FIFO buffer size.....	512 samples
Data transfers .....	DMA, interrupts, programmed I/O
DMA modes .....	Scatter-gather (Single transfer, demand transfer)
Configuration memory size .....	512 words

#### Accuracy Information

Nominal Range at Full Scale (V)	Absolute Accuracy						Relative Accuracy		
	% of Reading		Offset (µV)	Noise + Quantization (µV)		Temp Drift (%/°C)	Absolute Accuracy at Full Scale (mV)	Resolution (µV)	
	24 Hours	1 Year		Single Pt.	Averaged			Single Point	Averaged
±10	0.0546	0.0588	±1601	±933	±82.4	0.0010	7.56	1,085	108.5
±5	0.0146	0.0188	±811	±467	±41.2	0.0005	1.79	542	52.24
±0.5	0.0546	0.0588	±100	±56.2	±5.04	0.0010	0.399	66.3	6.630
±0.05	0.0546	0.0588	±28.9	±28.2	±2.75	0.0010	0.0611	36.2	3.616

Note: Accuracies are valid for measurements following an internal E Series calibration. Averaged numbers assume dithering and averaging of 100 single-channel readings. Measurement accuracies are listed for operational temperatures within ± 1 °C of internal calibration temperature and ±10 °C of external or factory calibration temperature. The Absolute Accuracy at Full Scale calculations use the maximum range input voltage (for example, 10 V on the ±10 V range) at one-year accuracy, assuming averaging.

#### Transfer Characteristics

Relative accuracy .....	±1.5 LSB typ, ±3.0 LSB max
DNL .....	±0.5 LSB typ, ±1.0 LSB max
No missing codes .....	16 bits, guaranteed
Offset error	
Pregain error after calibration.....	±1.0 µV max
Pregain error before calibration.....	±28.8 mV max
Postgain error after calibration .....	±157 µV max
Postgain error before calibration.....	±40 mV max
Gain error (relative to calibration reference)	
After calibration (gain = 1) .....	±74 ppm of reading max
Before calibration .....	±18,900 ppm of reading max
Gain ≠ with gain error adjusted to 0 at gain = 1 .....	±200 ppm of reading max

## Analog Output

### Amplifier Characteristics

Input impedance	
Normal powered on .....	100 G $\Omega$ in parallel with 100 pF
Powered off.....	820 $\Omega$
Overload.....	820 $\Omega$
Input bias current .....	$\pm 200$ pA
Input offset current.....	$\pm 100$ pA
CMRR (DC to 60 Hz)	
Gain 0.5, 1.0.....	85 dB
Gain 10, 100.....	96 dB
Max update rate	
DMA.....	10 kHz, system dependent
Interrupts.....	1 kHz, system dependent
Type of DAC .....	Double buffered, multiplying
FIFO buffer size.....	None

### Voltage Output

Range .....	$\pm 10$ V
Output coupling .....	DC
Output impedance .....	0.1 $\Omega$ max
Current drive .....	$\pm 5$ mA max
Protection .....	Short-circuit to ground

## Digital I/O

Number of channels.....	8 input/output
Compatibility .....	TTL/CMOS

### DIO<0..7>

Digital logic levels

Level	Min	Max
Input low voltage	0 V	0.8 V
Input high voltage	2 V	5 V
Input low current ( $V_{in} = 0$ V)	—	-320 $\mu$ A
Input high current ( $V_{in} = 5$ V)	—	10 $\mu$ A
Output low voltage ( $I_{OL} = 24$ mA)	—	0.4 V
Output high voltage ( $I_{OH} = 13$ mA)	4.35 V	—

Power-on state.....	Input (high-impedance), 50 k $\Omega$ pull up to +5 VDC
Data transfers .....	Programmed I/O
Transfer rate (1 word = 8 bits) .....	50 kwords/s typ
Constant sustainable rate .....	1 to 10 kwords/s typ



AI 8	34	68	AI 0
AI 1	33	67	AI GND
AI GND	32	66	AI 9
AI 10	31	65	AI 2
AI 3	30	64	AI GND
AI GND	29	63	AI 11
AI 4	28	62	AI SENSE
AI GND	27	61	AI 12
AI 13	26	60	AI 5
AI 6	25	59	AI GND
AI GND	24	58	AI 14
AI 15	23	57	AI 7
AO 0	22	56	AI GND
AO 1	21	55	AO GND
AO EXT REF	20	54	AO GND
P0.4	19	53	D GND
D GND	18	52	P0.0
P0.1	17	51	P0.5
P0.6	16	50	D GND
D GND	15	49	P0.2
+5 V	14	48	P0.7
D GND	13	47	P0.3
D GND	12	46	AI HOLD COMP
PFI 0/AI START TRIG	11	45	EXT STROBE
PFI 1/AI REF TRIG	10	44	D GND
D GND	9	43	PFI 2/AI CONV CLK
+5 V	8	42	PFI 3/CTR 1 SRC
D GND	7	41	PFI 4/CTR 1 GATE
PFI 5/AO SAMP CLK	6	40	CTR 1 OUT
PFI 6/AO START TRIG	5	39	D GND
D GND	4	38	PFI 7/AI SAMP CLK
PFI 9/CTR 0 GATE	3	37	PFI 8/CTR 0 SRC
CTR 0 OUT	2	36	D GND
FREQ OUT	1	35	D GND

រូបថត ៧.2 I/O Connector Pin Assignment for The PCI-MIO-16XE-10

## รายละเอียดของอุปกรณ์ตัวตรวจวัดความเร่ง

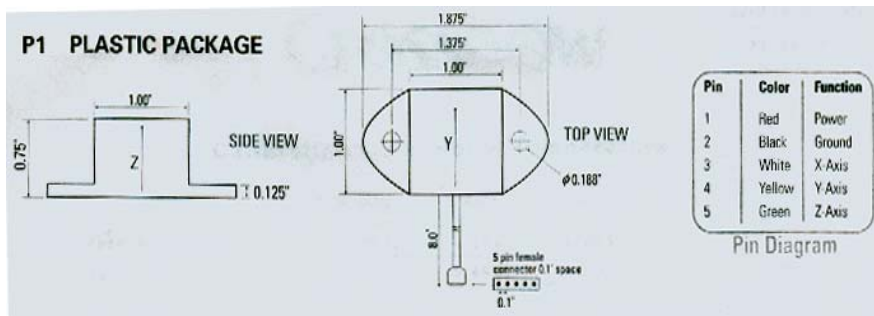
อุปกรณ์ตัวตรวจวัดความเร่ง (Accelerometer Sensor) ของบริษัท Crossbow รุ่น CXL 25M3



รูปที่ ฅ.3 ภาพถ่ายของอุปกรณ์ตัวตรวจวัดความเร่ง รุ่น CXL 25M3

ตาราง ฅ.1 คุณลักษณะของอุปกรณ์ตรวจจับการสั่น

Specifications		
Span	$\pm 25$	G
Sensitivity	80	mV/G
Bandwidth	DC-100	Hz
Noise	50	mg rms
Noise Density	5000	$\mu\text{G}/\sqrt{\text{Hz}}$
Zero g Output	$2.5 \pm 0.1$	Volts
Span Output	$\pm 2.0 \pm 0.1$	Volts
Nonlinearity	$\pm 0.2$	%FS
Alignment	$\pm 2$	degrees
Tansverse Sensitivity	$\pm 3.5$	%FS
Shock	2000	G
Output Loading	$> 10 \text{ k}\Omega, < 0.1 \text{ nF}$	
Supply Voltage	$5 \pm 0.25$	Volts
Supply Current	24	mA



รูปที่ ๓.4 ขนาดมิติของอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง

รายละเอียดข้อมูลการปรับเทียบมาตรฐานของอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง 1

<b>Certificate of Conformance</b>		<b>Calibration date</b> 10/31/2001		
<h1>Crossbow</h1>				
<b>Calibration Data : Room Temperature</b>				
<b>Part Number</b>	<b>CXL25M3</b>	<b>PRECISION TECHNOLOGIES PTE LTD</b> 211 HENDERSON ROAD #13-02 HENDERSON INDUSTRIAL PARK SINGAPORE 159552 TEL: 2734573 FAX: 2736896		
<b>Serial Number</b>	<b>25736</b>			
<b>Options</b>	<b>DC Coupled</b>			
<b>Zero-G Voltage</b>		<b>X Axis</b>	<b>Y Axis</b>	<b>Z Axis</b>
<b>Sensitivity / G</b>	<b>G</b>	2.521	2.569	2.576
	1	0.079	0.083	0.083
	2	0.158	1.66	1.66
	3	0.237	2.49	2.49
	4	0.316	0.332	0.332
	5	0.395	0.415	0.415
	6	0.474	0.498	0.498
	7	0.553	0.581	0.581
	8	0.632	0.664	0.664
	9	0.711	0.747	0.747
	10	0.79	0.83	0.83
	11	0.869	0.913	0.913
	12	0.948	0.996	0.996
	13	1.027	1.079	1.079
	14	1.106	1.162	1.162
	15	1.185	1.245	1.245
	16	1.264	1.328	1.328
	17	1.343	1.411	1.411
	18	1.422	1.494	1.494
	19	1.501	1.577	1.577
	20	1.58	1.66	1.66
	21	1.659	1.743	1.743
	22	1.738	1.826	1.826
	23	1.817	1.909	1.909
	24	1.896	1.992	1.992
	25	1.975	2.075	2.075

รายละเอียดข้อมูลการปรับเทียบมาตรฐานของอุปกรณ์ตรวจวัดความเร่ง 2

<b>Certificate of Conformance</b>		<b>Calibration date</b> 10/31/2001		
<h1>Crossbow</h1>				
<b>Calibration Data : Room Temperature</b>				
<b>Part Number</b>	<b>CXL25M3</b>	<b>PRECISION TECHNOLOGIES PTE LTD</b> 211 HENDERSON ROAD #13-02 HENDERSON INDUSTRIAL PARK SINGAPORE 159552 TEL: 2734673 FAX: 2738896		
<b>Serial Number</b>	<b>114187</b>			
<b>Options</b>	<b>DC Coupled</b>			
<b>Zero-G Voltage</b>		<b>X Axis</b>	<b>Y Axis</b>	<b>Z Axis</b>
		2.536	2.539	2.505
<b>Sensitivit / G</b>	<b>G</b>			
	1	0.081	0.079	0.08
	2	0.162	0.158	0.16
	3	0.243	0.237	0.24
	4	0.324	0.316	0.32
	5	0.405	0.395	0.4
	6	0.486	0.474	0.48
	7	0.567	0.553	0.56
	8	0.648	0.632	0.64
	9	0.729	0.711	0.72
	10	0.81	0.79	0.8
	11	0.891	0.869	0.88
	12	0.972	0.948	0.96
	13	1.053	1.027	1.04
	14	1.134	1.106	1.12
	15	1.215	1.185	1.2
	16	1.296	1.264	1.28
	17	1.377	1.343	1.36
	18	1.458	1.422	1.44
	19	1.539	1.501	1.52
	20	1.62	1.58	1.6
	21	1.701	1.659	1.68
	22	1.782	1.738	1.76
	23	1.863	1.817	1.84
	24	1.944	1.896	1.92
	25	2.025	1.975	2

ภาคผนวก ๓

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

รายชื่อบทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในขณะศึกษา

1. เจิมธง ปรรารถนารักษ์ และ จิระพล ศรีเสริฐผล. (ตุลาคม 2548). การปรับแต่งค่าความแข็งสปริงของตัวดูดซับการสั่นแบบคานมวลคู่โดยวิธีการควบคุมแบบปรับตัว. ใน การประชุมเสนอผลงานวิจัยระดับบัณฑิตศึกษาแห่งชาติครั้งที่ 5. กรุงเทพมหานคร.

2. Pratthanarak, C., and Srisertpol, J. (2004). Synthesis algorithm of adaptive dynamics vibration absorber to suppress beam vibration. In **Proceedings of the 8<sup>th</sup> Annual National Symposium on Computational Science and Engineering**. Nakhon Ratchasima.

## ประวัติผู้เขียน

นายเจิมชง ประารณารักษ์ เกิดเมื่อวันที่ 15 ตุลาคม พ.ศ. 2521 สำเร็จการศึกษาในระดับวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเกษตร จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา เมื่อ พ.ศ. 2543 และในปี พ.ศ. 2545 ได้ศึกษาต่อในระดับวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ในขณะที่ศึกษาต่อในระดับมหาบัณฑิต ได้มีประสบการณ์การสอนปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล 1, 2 และ 3 และวิชาเขียนแบบวิศวกรรม 1 และ 2 รวมทั้งเป็นวิทยากรอบรมพนักงานบริษัท ซีเกท เทคโนโลยี จังหวัดนครราชสีมา ในหลักสูตรซ่อมบำรุงระบบอัตโนมัติ มีผลงานวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ 2 บทความ ดังที่ได้รวบรวมไว้ใน ภาคผนวก ก