

การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของชุดยัดกลิ้งเพื่อลดการสั่นสะเทือน
ในเครื่องตัดหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์



นายภัทร กุคำใส

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
ปีการศึกษา 2561

**VIBRATION ANALYSIS OF THE CAMERA HOLDER
FOR BASE EXCITATION REDUCTION IN AUTO
CORE ADHESION MOUNTING MACHINE**



Patara Kukumsai

**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 2018

การวิเคราะห์การสันสะท้อนของชุดยัดกล้องเพื่อลดการสันสะท้อนในเครื่องติดหัวอ่าน
ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(อ. ดร. โสรญา แจ่มการ)

ประธานกรรมการ



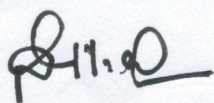
(รศ. ดร. จิระพล ศรีเสรีอุดม)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



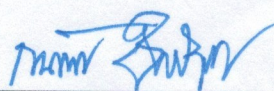
(อ. ดร. ชิตพงศ์ เวชโรจน์วงศ์)

กรรมการ



(ศ. ดร. สันติ แม่นศิริ)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและพัฒนาความเป็นสากล



(รศ. ร.อ. ดร. กนต์ธร ชำนิประศาสน์)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

ภัทร กุคำใส : การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของชุดยึดกล้องเพื่อลดการสั่นสะเทือนใน
เครื่องติดหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ (VIBRATION ANALYSIS OF THE CAMERA
HOLDER FOR BASE EXCITATION REDUCTION IN AUTO CORE ADHESION
MOUNTING MACHINE) อาจารย์ที่ปรึกษา : รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล,
80 หน้า.

กระบวนการการผลิตที่สำคัญกระบวนการหนึ่งของอุตสาหกรรมการผลิตฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ (HDD) คือการประกอบหัวอ่านเขียนของฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ Head Gimbal Assembly (HGA) ระหว่างหัวอ่านเขียนข้อมูล (slider) กับ แขนจับ (suspension) ที่ทำหน้าที่ยึดจับหัวอ่านเขียนข้อมูลเข้าด้วยกัน ซึ่งชิ้นส่วนทั้งสองชิ้นส่วนมีขนาดเล็กมาก จึงจำเป็นต้องใช้เครื่องจักรอัตโนมัติในการประกอบ และการระบุตำแหน่งการติดหัวอ่านเขียนข้อมูลลงไปบนแขนจับต้องอาศัยการประมวลผลภาพด้วยกล้อง ในปัจจุบันในการเพิ่มความเร็วของเครื่องจักรอัตโนมัติ เป็นการลดค่าใช้จ่ายในกระบวนการผลิตต่อหน่วยได้ แต่พบปัญหาที่เกิดขึ้นจากกล้องที่จะประมวลผลภาพ เพื่อระบุตำแหน่งในการติดหัวอ่านลงไปบนแขนจับ และเกิดการประกอบลงไปผิดตำแหน่งที่กำหนดไว้จนทำให้ชิ้นงานที่มีผลต่อกล้องในการประมวลผลภาพเสีย ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้เสนอการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนที่เกิดจากการเพิ่มความเร็วของเครื่องจักรเพื่อการออกแบบแก้ไขลดการสั่นสะเทือนที่ส่งผลกระทบต่อ การประมวลผลภาพการระบุตำแหน่งการติดหัวอ่านเขียนลงไปบนแขนจับได้ตามตำแหน่งที่กำหนดไว้ ซึ่งจะเพิ่มประสิทธิภาพของกระบวนการผลิตได้

PATARA KUKUMSAI : VIBRATION ANALYSIS OF THE CAMERA
HOLDER FOR BASE EXCITATION REDUCTION IN AUTO CORE
ADHESION MOUNTING MACHINE. THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF.
JIRAPHON SRISERTPOL, Ph.D., 80 PP.

ISOLATOR/VIBRATION ANALYSIS/AUTOMATION MACHINE/HARD
DISK/BASE EXCITED/VIBRATION

The process of manufacturing a hard disk drive (HDD) is to write, a Head Gimbal Assembly (HGA) drive with a slider with a retractable arm. The reader reads the data together, the two pieces are very small, need to use automatic machinery to assemble and position the head. However, there are problems with the camera to process the image. For details on installing a portable reader. Therefore, this research has proposed the vibration analysis of the speed of the machine for the design, correction, reduction of vibration that affect the image processing, the positioning of the read head on the arm. Based on the location given, the area will increase the efficiency of the production process.

School of Mechanical Engineering

Academic Year 2018

Student's Signature ปัทมา กุศลใจ

Advisor's Signature สุรพล จ.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะสำเร็จลุล่วงมาได้หากไม่ได้รับความกรุณา ความช่วยเหลือ การให้คำปรึกษา ชี้แนะแนวทาง คึงนั้น จึงขอขอบพระคุณบุคคลและหน่วยงานเหล่านี้

บริษัท เวสเทิร์น ดิจิตอล (ประเทศไทย) จำกัด และมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ที่ได้มอบได้มอบโอกาสเข้าไปทำงานวิจัยคุณประธาน ชมเมืองปัก คุณจักรวรรดิ ดิยังและพนักงานทุกคนในแผนก Automation and assembly development ประจำปีบริษัท เวสเทิร์น ดิจิตอล (ประเทศไทย) จำกัด ที่อนุเคราะห์ข้อมูลความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับหน้าที่ของเครื่องมือเครื่องจักรต่างๆ และคำแนะนำในการวิเคราะห์ผลการทดลอง

รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ได้ให้ความรู้ช่วยเหลือสนับสนุนให้คำปรึกษาและชี้แนะทางในการทำการวิจัยที่เป็นประโยชน์ในการดำเนินงานวิจัย จนทำให้ผู้วิจัยฟันฝ่าอุปสรรคต่างๆ ไปได้ด้วยดี

พี่ ๆ เพื่อน ๆ น้อง ๆ บัณฑิตศึกษาทุกท่าน โดยเฉพาะ นายอัษฎายุทธ รอดพ่าย ที่คอยให้คำปรึกษาเรื่องงานวิจัยและให้กำลังใจในการทำงานวิจัยมาโดยตลอด

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์เล่มนี้ ผู้วิจัยขอมอบให้กับบิดา มารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่าน ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ผู้วิจัยมาตลอด จนทำให้ประสบความสำเร็จในชีวิต

ภัทร กุคำใส

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย)	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ)	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ซ
บทที่	
1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	3
1.3 สมมุติฐานของงานวิจัย	3
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.6 วิธีการดำเนินงาน	3
2 ปรัชญาวรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์	5
2.1.1 ส่วนประกอบหลักที่สำคัญในฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์	5
2.1.2 ส่วนประกอบของชุดหัวอ่านเขียนข้อมูล (Head Stack Assembly : HSA)	8
2.1.3 ชิ้นส่วนชุดอ่านเขียนข้อมูล (Head Gimbal Assembly : HGA)	9
2.1.4 เทคโนโลยีฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์	9
2.2 การสันสะเทือนเบื้องต้น	12
2.2.1 ที่ของการสันสะเทือน	13
2.2.2 ประเภทของการสันสะเทือน	14
2.2.3 ขนาดความรุนแรงของการสันสะเทือน	14

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

2.2.4	ชนิดของสัญญาณสั่นสะเทือน	16
2.2.5	การวิเคราะห์สัญญาณของการสั่นสะเทือน	20
2.2.6	ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือน	20
2.2.7	กราฟโดเมนเวลา	23
2.2.8	กราฟสเปกตรัม	24
2.3	เครื่องมือ และอุปกรณ์ในการวัดการสั่นสะเทือน	25
2.3.1	เซ็นเซอร์วัดการสั่นสะเทือน	25
2.3.2	สายนำสัญญาณการสั่นสะเทือน	27
2.4	การวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมไฟฟ้านด์เอลิเมนต์	29
2.5	การควบคุมการสั่นสะเทือน	29
2.5.1	การควบคุมการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากพื้นไปยัง เครื่องจักร (Vibration isolation)	30
2.5.2	ตัวดูดซับการสั่นสะเทือน (Vibration absorber)	33
2.6	งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	35
2.7	สรุป	38
3	ขั้นตอนและวิธีการดำเนินงาน	39
3.1	วัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือนจากเครื่องจักร	40
3.2	การวิเคราะห์การส่งผ่านการสั่นสะเทือน	41
3.3	การทำ Mode shape	41
3.3.1	การหาความถี่ธรรมชาติ	44
3.3.2	การทำ Mode shape โดยใช้ระเบียบวิธีไฟฟ้านด์เอลิเมนต์	42
3.4	การเลือกขนาดกันสั่นสะเทือนที่ใช้กับชุดยึดกล่อง	44
3.5	การตรวจคุณภาพของภาพจากกล้องตัวที่ 3	46
3.6	ชุดยึดจับกล่องที่ใช้ในการทดลอง	47
3.7	อุปกรณ์ที่ใช้ในการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน	47
3.7.1	USB Dynamic Signal Analyzer, IOTTECH 640U	47

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.7.2	Accelerometer Triaxial, PCB Piezotronics รุ่น 356A32	48
3.7.3	Impact Hammers Kistler Type 9726 A20000	49
3.7.4	ซอฟต์แวร์ Ez-Analyst	49
3.7.5	ซอฟต์แวร์ Ansys	50
4	ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล	50
4.1	ผลการทดลองการวัดการสั่นสะเทือน	50
4.2	การทดลองการหาความถี่ธรรมชาติ	53
4.3	ผลการทดลองการวัดการสั่นสะเทือนหลังติดตั้งตัวฉนวนกันสั่น	54
4.4	ผลจากกล้องก่อนและหลังติดตั้ง	56
4.5	ผลจากกล้องก่อนและหลังติดตั้งในชุดยึดจับกล้องแบบเก่า-ใหม่	57
5	สรุปผลและข้อเสนอแนะ	60
5.1	สรุปงานวิจัย	60
5.1.1	ผลการศึกษาการวัดการสั่นสะเทือนในขณะที่เครื่องทำงาน	60
5.1.2	ผลการศึกษาการทดลองการวิเคราะห์โมดอล	60
5.1.3	ผลการศึกษาการวัดการสั่นสะเทือนหลังติดตั้ง isolator	61
5.1.4	ผลการศึกษาการตรวจคุณภาพของภาพที่ได้จากกล้องตัวที่ 3	61
5.2	ข้อเสนอแนะ	61
	รายการอ้างอิง	62
	ภาคผนวก	
	ภาคผนวก ก. หลักการการประกอบ Head Gimbal Assembly	64
	ภาคผนวก ข. การตั้งค่าอุปกรณ์การทดสอบการสั่นสะเทือนของเครื่องประกอบหัวอ่าน เขียนอัตโนมัติ	67
	ภาคผนวก ค. บทความวิชาการได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา	70
	ประวัติผู้เขียน	80

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	แสดงความสัมพันธ์ของค่าการสั่นสะเทือนแบบต่างๆ.....15
2.2	แสดงความสัมพันธ์ของการเปลี่ยนชนิดของขนาดการสั่นสะเทือน.....18
3.1	ค่าสมบัติทางกลของวัสดุที่นำมาทำสแตนเลส สตีล 440c.....43
4.1	ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งฉนวนกันสั่น (pitch offset).....57
4.2	ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งฉนวนกันสั่น (roll offset).....57
4.3	ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งฉนวนกันสั่น (angle offset).....57
4.4	ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งฉนวนกันสั่นใน ชุดยึดจับกล้องแบบเก่า-ใหม่ (Roll offset).....58
4.5	ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งฉนวนกันสั่นใน ชุดยึดจับกล้องแบบเก่า-ใหม่ (Pitch offset).....59

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 กระบวนการผลิตหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไครฟ์	2
2.1 ส่วนประกอบต่าง ๆ ในฮาร์ดดิสก์ไครฟ์	5
2.2 แสดงรูป Head Stack Assembly	8
2.3 ชุดอ่านเขียนข้อมูล (HGA)	9
2.4 รูปตัดขวางของพื้นผิวที่มีคุณสมบัติของแม่เหล็กที่เก็บข้อมูลโดยใช้ทิศของ สนามแม่เหล็ก แทนรหัส 0 หรือ 1	10
2.5 การเก็บข้อมูลในฮาร์ดดิสก์ไครฟ์แบบแนวตั้งและแบบแนวนอน	10
2.6 การเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นโค้งของหัวอ่าน/เขียน	11
2.7 ประเภทของแอมพลิจูด	15
2.8 ความสัมพันธ์ระหว่างการจัด ความเร็ว และความเร่งเทียบกับเวลาของฟังก์ชัน รูปไซน์	17
2.9 การเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงของแอมพลิจูดของคุณลักษณะการสั่นสะเทือน ต่าง ๆ	18
2.10 มวล 2 มวล มีมุมเฟสต่างกัน 90 องศา	19
2.11 รูปแบบการเคลื่อนที่ แบบฮาร์มอนิก (Simple Harmonic Motion)	21
2.12 การเคลื่อนที่แบบคาบเวลา (Periodic Motion)	21
2.13 การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก 2 ค่าโดยที่มีมุมเฟสระหว่างกัน	22
2.14 การเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์มอนิก (Non-harmonic Motion)	23
2.15 กราฟโดเมนเวลาเป็นแบบสัญญาณรวมหลายๆ สัญญาณ	23
2.16 กราฟโดเมนเวลาซึ่งแยกแต่ละสัญญาณออกจากกันแล้วนำไปสู่สเปกตรัม	24
2.17 ความสัมพันธ์ของกราฟการสั่นสะเทือนบนโดเมนกับโดเมนความถี่	24
2.18 หัววัดการสั่นสะเทือนแบบระยะทาง (Displacement Transducer)	25
2.19 หัววัดการสั่นสะเทือนแบบความเร็ว (Velocity Transducer)	26
2.20 หัววัดการสั่นสะเทือนแบบความเร่ง (Acceleration Transducer)	27

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.21	สายนำสัญญาณการสั่นสะเทือน (Vibration cable)..... 27
2.22	เครื่องมือวัดและบันทึกผลการทดลองวัดการสั่นสะเทือน..... 28
2.23	ส่วนประกอบสำหรับการวัดและวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือน..... 28
2.24	ตัวอย่างโปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์..... 29
2.25	รูปแบบการควบคุมการสั่นสะเทือน..... 30
2.26	แบบจำลองการสั่นสะเทือนจากการสั่นสะเทือนของพื้น และ FBD..... 31
2.27	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Displacement transmissibility ที่ความถี่ต่างๆ..... 32
2.28	ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Force transmissibility ที่ความถี่ต่างๆ..... 33
2.29	หลักการของการดูดซับการสั่นสะเทือน..... 34
2.30	ตัวอย่างการใช้หลักการของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนในงานทางวิศวกรรม..... 35
3.1	วิธีการดำเนินงาน..... 39
3.2	แนวการเคลื่อนที่ของ ACAM ที่ใช้ในการทดลอง..... 40
3.3	ชุดยึดจับกลิ้งตัวที่ 3 ในเครื่อง ACAM..... 40
3.4	จุดวัดการสั่นสะเทือนบนชุดยึดจับกลิ้งตัวที่ 3..... 41
3.5	การทำทดลองโมดอล..... 42
3.6	แผนผังแสดงการตั้งค่าต่างๆ ในโปรแกรม ANSYS Workbench 15.0..... 42
3.7	แบบจำลองชุดยึดจับกลิ้งตัวที่ 3 จาก โปรแกรม Solidwork..... 43
3.8	แบบจำลองชุดยึดจับกลิ้งตัวที่ 3 จาก โปรแกรม Ansys..... 44
3.9	แบบจำลองชุดยึดจับกลิ้งตัวที่ 3 จาก โปรแกรม Ansys..... 45
3.10	ฉนวนกันสั่น (ก) misumi RUBLOCF18, (ข) misumi BPTG10, (ค) misumi BPAS20 และ(ง) misumi EBGOMA30180..... 46
3.11	รูปของ CU hole และ รูป B datum ภาพจากกลิ้งตัวที่ 3..... 46
3.12	(ก) ชุดยึดจับกลิ้งแบบเก่า, (ข) ชุดยึดจับกลิ้งแบบใหม่..... 47
3.13	USB Dynamic Signal Analyzer, IOTECH 640U..... 48
3.14	PCB Piezotronics รุ่น 356A32..... 48
3.15	Impact Hammers Kistler Type 9726 A20000..... 49

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.16	ซอฟต์แวร์ Ansys..... 49
3.17	รูปของ CU hole และ รูป B datum ภาพจากกล้องตัวที่ 3..... 50
4.1	ผลการทดลองการวัดการสันสะท้อนจากการทำงานของเครื่องที่ Table ของ เครื่อง ACAM..... 51
4.2	ผลการทดลองการวัดการสันสะท้อนจากการทำงานของเครื่องที่ Base ของชุด ยึดจับกล้อง..... 52
4.3	ผลการทดลองการวัดการสันสะท้อนจากการทำงานของเครื่องที่ Column ของชุด ยึดจับกล้อง..... 52
4.4	ผลการทดลองการวัดการสันสะท้อนจากการทำงานของเครื่องที่ Beam A ของชุด ยึดจับกล้อง..... 52
4.5	ผลการทดลองการวัดการสันสะท้อนจากการทำงานของเครื่องที่ Beam B ของชุด ยึดจับกล้อง..... 53
4.6	ผลการหาความถี่ธรรมชาติของชุดยึดจับกล้อง..... 53
4.7	ผลการทดลองวัดการสันสะท้อนหลังติดตั้งตัวฉนวนกันสั่นที่ Table ของ เครื่อง ACAM..... 54
4.8	ผลการทดลองวัดการสันสะท้อนหลังติดตั้งตัวฉนวนกันสั่นที่ Base ของชุดยึดจับกล้อง..... 54
4.9	ผลการทดลองวัดการสันสะท้อนหลังติดตั้งตัวฉนวนกันสั่นที่ column ของชุดยึด จับกล้อง..... 55
4.10	ผลการทดลองวัดการสันสะท้อนหลังติดตั้งตัวฉนวนกันสั่นที่ Beam A ของชุดยึด จับกล้อง..... 55
4.11	ผลการทดลองวัดการสันสะท้อนหลังติดตั้งตัวฉนวนกันสั่นที่ Beam B ของชุดยึด จับกล้อง..... 56
4.12	(ก) ภาพที่ได้จากกล้องก่อนติดตั้งฉนวนกันสั่น, (ข) ภาพที่ได้จากกล้องก่อนติด ตั้งฉนวนกันสั่น..... 56

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.13 (ก) ชุดจับยึดกล้องแบบเก่าก่อนติดตั้งฉนวนกันสั่น (N1), (ข) ชุดจับยึดกล้องแบบใหม่ก่อนติดตั้งฉนวนกันสั่น (N1), (ค)ชุดจับยึดกล้องแบบใหม่หลังติดตั้งฉนวนกันสั่น (N3).....58



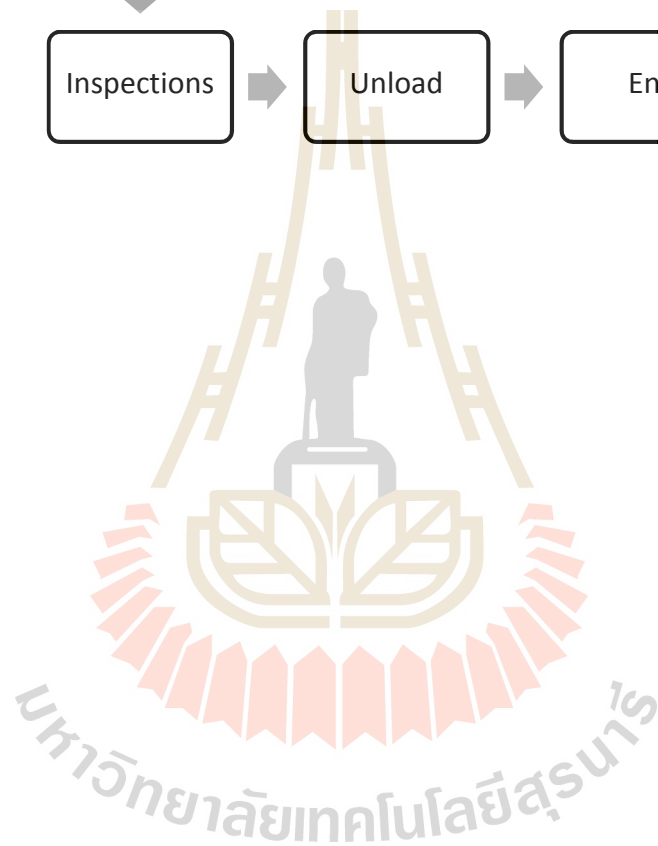
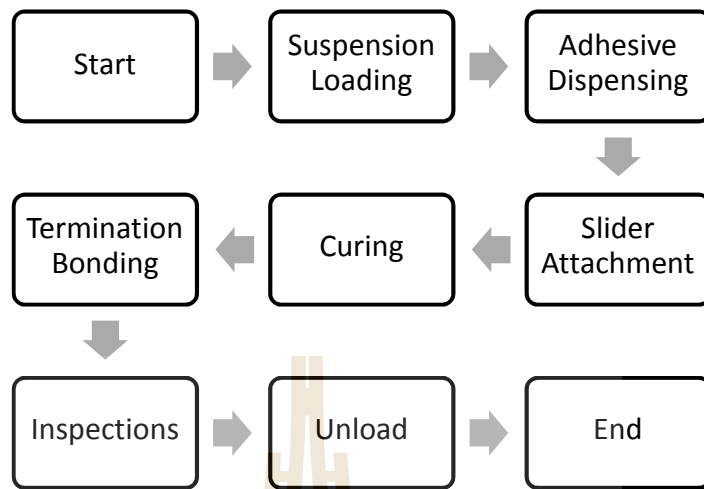
บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

เทคโนโลยีของฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ในปัจจุบันนั้นมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง เพื่อที่จะตอบสนองความต้องการของผู้บริโภค เกี่ยวกับการความเร็วของการจัดการข้อมูลและความจุที่ต้องการมากขึ้น และในอนาคตอันใกล้นี้แนวโน้มกลุ่มผู้บริโภคเป็นกลุ่มที่ใช้งานฮาร์ดดิสก์ในด้าน Personal server หรือ cloud server เพื่อใช้งานในการถ่ายโอน จัดเก็บข้อมูลและสื่อต่าง ๆ ไว้บนอินเทอร์เน็ตเพื่อใช้ในการดึงข้อมูลออกมาใช้ โดยผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ อาทิเช่น Smart Phone, Tablet, Smart watch, แม้กระทั่งรถยนต์ บ้าน ก็ใช้ระบบ cloud server ในการจัดเก็บข้อมูลจัดจำนวนมากๆ ที่กล่าวมาข้างต้นนี้ ในด้านฮาร์ดดิสก์เองนั้นจึงจำเป็นต้องพัฒนาเทคโนโลยีใหม่ๆ เพื่อเพิ่มความเร็วและความจุของฮาร์ดดิสก์ให้ได้มากที่สุด ซึ่งเทคโนโลยีของฮาร์ดดิสก์ที่ใช้ในปัจจุบันนั้นคือ เทคโนโลยี PMR (Perpendicular Magnetic Recording) และเทคโนโลยีฮาร์ดดิสก์ที่กำลังเริ่มใช้กัน ก็คือ เทคโนโลยี HAMR (Heat-Assisted Magnetic Recording) จะเห็นได้ว่าเทคโนโลยีฮาร์ดดิสก์นั้นมีการพัฒนาตลอดอยู่ตลอดเวลาเพื่อตอบสนองต่อความต้องการของผู้บริโภค อุตสาหกรรมการด้านการผลิตฮาร์ดดิสก์จึงต้องปรับตัวด้วย เนื่องจากในฮาร์ดดิสก์หนึ่งลูกนั้น ได้มีการเพิ่มจำนวนของแผ่นดิสก์แม่เหล็กมากขึ้น จึงจำเป็นต้องเพิ่มอัตราการผลิตมากขึ้นตามไปด้วย

การผลิตหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ (Head Gimbal Assembly) นั้น ตามรูปที่ 1.1 กระบวนการผลิตหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ เริ่มต้นคือการนำโครงที่ใช้สำหรับยึดหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ลงในฐานยึดจับ จากนั้นทำการหยอดกาวลงบนโครง ติดหัวอ่านเขียน อบกาวให้แห้ง เชื่อมวงจรไฟฟ้าระหว่างหัวอ่านเขียนกับตัวโครงจับยึด สุดท้ายตรวจสอบความถูกต้อง และดูความผิดปกติกับหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ นำโครงที่ติดหัวอ่านเขียนออกจากฐานตัวยึดจับ แล้วทำการส่งชิ้นงานไปยังขั้นตอนต่อไป



1.2 วัตถุประสงค์ของวิจัย

- 1.2.1 วิเคราะห์และลดการสั่นสะเทือนของชุดยึดกล้องตัวที่ 3 ของเครื่อง *ACAM model*
- 2.3 ระหว่างการทำงานเครื่อง *ACAM* ที่ความเร็ว 900 UPH

1.3 สมมุติฐานของวิจัย

การออกแบบชุดยึดกล้องตัวที่ 3 ของเครื่อง *ACAM* ด้วยวิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์ช่วยในการวิเคราะห์และออกแบบชุดยึดเครื่อง *ACAM* เพื่อลดการสั่นสะเทือนได้

1.4 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.4.1 การออกแบบชุดยึดกล้องตัวที่ 3 ของเครื่อง *ACAM* (Auto Core Adhesion Machine) model 2.3 ใน Head Gimbal Assembly line
- 1.4.2 ความเร็วในการทำงานของเครื่อง 900 UPH
- 1.4.3 ภาพที่ประมวลได้ค่าเบี่ยงค่ามาตรฐาน 0.0035 สำหรับ pitch offset
- 1.4.4 ภาพที่ประมวลได้ค่าเบี่ยงค่ามาตรฐาน 0.0025 สำหรับ roll offset
- 1.4.5 ภาพที่ประมวลได้ค่าเบี่ยงค่ามาตรฐาน 0.2 สำหรับ angle offset
- 1.4.6 กล้องที่ใช้ในการประมวลภาพ Sony รุ่น XC-56

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.5.1 การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนช่วยในการลดการสั่นสะเทือนที่เกิดจากการส่งผ่านการสั่นสะเทือนฐานของชุดยึดกล้องได้
- 1.5.2 การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนช่วยในการประมวลภาพกล้องตัวที่ 3 มีประสิทธิภาพมากขึ้นได้

1.6 วิธีการดำเนินงาน

- 1.6.1 ศึกษาข้อมูลและศึกษาหลักการทำงานของเครื่อง *ACAM*
- 1.6.2 ทดสอบการทำงานของเครื่อง *ACAM* ในความเร็วสูงเพื่อหาจุดที่บกพร่องในเครื่อง *ACAM*
- 1.6.3 วัดการสั่นสะเทือนด้วยเครื่องวิเคราะห์การสั่นสะเทือน (*Vibration analyzer*)

1.6.4 การหาความถี่ธรรมชาติของชุดยึดกล้องตัวที่ 3 โดยใช้การทดสอบ *Impact test* และระเบียบวิธีไฟไนต์อีลิเมนต์ (*FEM*)

1.6.5 วิเคราะห์การสั่นสะเทือนและออกแบบตัวช่วยลดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นระหว่างเครื่องทำงานด้วยความเร็วสูง

1.6.6 การวิเคราะห์ข้อมูลและสรุปผลลัพธ์ที่ได้



บทที่ 2

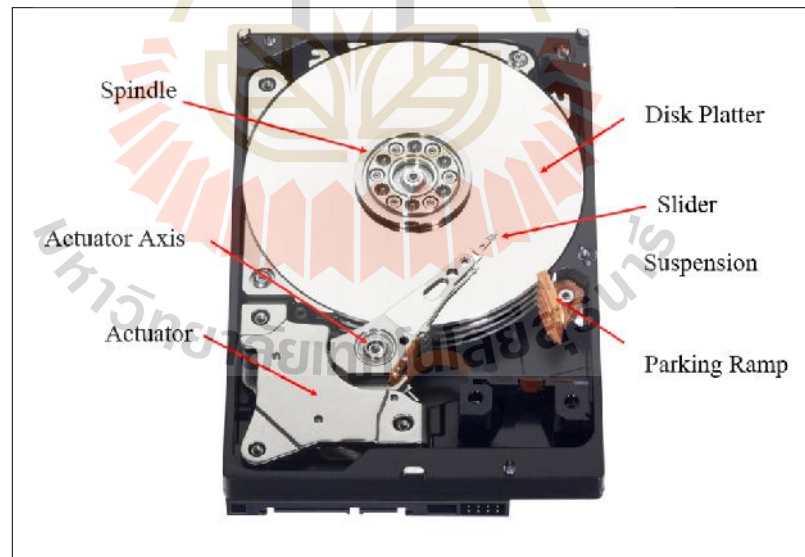
ปรัทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ (Hard Disk Drive, HDD)

ฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ สามารถเรียกได้หลายชื่อ เช่น ฮาร์ดไครฟ์ (Hard drive), ฮาร์ดดิสก์ (Hard disk) หรือ ฟิกดิสก์ไครฟ์ (Fixed disk drive) ทำหน้าที่บันทึกและอ่านข้อมูลเชิงอิเล็กทรอนิกส์ของคอมพิวเตอร์ ที่สามารถเก็บรักษาข้อมูลได้แม้ขณะที่ไม่มีกำลังไฟฟ้าป้อนให้ก็ตาม ข้อมูลต่างๆจะถูกบันทึกลงบนแผ่นเพลตเตอร์ (platter) ที่มีพื้นผิวมีคุณสมบัติทางแม่เหล็กไฟฟ้า โดยการเก็บข้อมูลจะเก็บในรูปรหัสดิจิตอลลงบนแผ่นดิสก์ที่กลมแบนที่หมุนอย่างรวดเร็วซึ่งก็คือแผ่นเพลตเตอร์

2.1.1 ส่วนประกอบหลักที่สำคัญในฮาร์ดดิสก์ไครฟ์

ส่วนประกอบหลักที่สำคัญของฮาร์ดดิสก์ไครฟ์แบบทั่วไปซึ่งมีรายละเอียดดังแสดงในรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ส่วนประกอบต่างๆในฮาร์ดดิสก์ไครฟ์

2.1.1.1 แขนหัวอ่าน (Actuator Arm)

ส่วนที่ทำงานร่วมกันกับมอเตอร์ (Voice Coil) ในการเลื่อนแขนหัวอ่านไปที่ตำแหน่งที่เหมาะสมสำหรับการอ่าน/เขียนข้อมูลโดยมีคอนโทรลเลอร์ (Controller) ทำหน้าที่แปลคำสั่งที่มาจากคอมพิวเตอร์จากนั้นก็เลื่อนหัวอ่านไปยังตำแหน่งที่ต้องการเพื่ออ่านหรือเขียนข้อมูล แต่ต่อมา Stepping Motor ได้ถูกแทนด้วย Voice Coil ที่สามารถทำงานได้เร็วและแม่นยำกว่า Tepping Motor

2.1.1.2 หัวอ่าน (Slider)

เป็นส่วนที่ใช้ในการอ่าน/เขียนข้อมูล มีขนาดเล็กและมีความซับซ้อนจึงมีราคาแพงภายในหัวอ่านมีลักษณะเป็นขดลวดโดยในการอ่าน/เขียนข้อมูลเกิดขึ้นเมื่อคอนโทรลเลอร์ (Controller) ของฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ได้รับคำสั่งจากตัว Host ให้มีการอ่าน/เขียนข้อมูล จะนำคำสั่งที่ได้รับมาแปลงเป็นแรงดันไฟฟ้าแล้วป้อนเข้าสู่ขดลวดทำให้เกิดแรงเหนี่ยวนำไปเปลี่ยนโครงสร้างของสารแม่เหล็กที่ฉาบบนแผ่นดิสก์ ซึ่งมีรูปแบบของการบันทึกข้อมูลในเทคโนโลยีของการอ่าน/เขียนนี้ เรียกว่า MR (Magnetical Recorder) โครงสร้างของหัวอ่านเป็นสารกึ่งตัวนำและกระบวนการผลิตเป็นเช่นเดียวกับการผลิตไมโครโปรเซสเซอร์หัวอ่านจัดเป็นชิ้นส่วนที่เล็กและมีความซับซ้อนมาก ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับเทคโนโลยีในการผลิตเป็นส่วนที่ทำหน้าที่อ่านและเขียนข้อมูลบนจานแม่เหล็กโดยตรง แต่จะลอยอยู่เหนือจานแม่เหล็กในระยะใกล้มากประมาณ 512 Micro Inches เท่านั้นเอง จำนวนของหัวอ่านในฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ตัวหนึ่งจะขึ้นอยู่กับจำนวนของแผ่นจานแม่เหล็ก โดยหนึ่งด้านของจานแม่เหล็กจะต้องมีหัวอ่านจำนวน 1 อันเสมอ ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์โดยส่วนใหญ่ที่มีแผ่นจานแม่เหล็กตั้งแต่ 1 - 5 แผ่นก็จะมีจำนวนหัวอ่านตั้งแต่ 2 - 10 หัว และเป็นไปได้ว่าในฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ที่มีขนาดใหญ่อาจมีจำนวนหัวอ่านได้มากถึง 20 หัว การอ่านและเขียนข้อมูลลงบนจานแม่เหล็กอาศัยหลักการตามทฤษฎีแม่เหล็กไฟฟ้า ซึ่งทุกครั้งที่มีการอ่านหรือเขียนข้อมูลจะมีเพียงหนึ่งหัวอ่านเท่านั้นที่สามารถทำการเข้าถึงข้อมูลได้

2.1.1.3 แผ่นจานแม่เหล็ก (Platters)

เป็นพื้นที่ที่ใช้สำหรับบันทึกข้อมูลจะมีลักษณะเป็นแผ่นจานเหล็กกลม ๆ มีเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 1.8 - 5.25 นิ้วที่เคลือบสารแม่เหล็กวางซ้อนกันหลาย ๆ ชั้น (ขึ้นอยู่กับความจุ) อยู่บนแกนหมุน (Spindle) และสารแม่เหล็กที่ว่าจะถูกเหนี่ยวนำให้มีสภาวะเป็น 0 และ 1 เพื่อจัดเก็บข้อมูลแทนความหมายของข้อมูลแต่ละก้อน โดยจานแม่เหล็กนี้จะติดกับมอเตอร์ที่ทำหน้าที่หมุนแผ่นจานเหล็กนี้ปกติฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์แต่ละตัวจะมีแผ่นดิสก์ประมาณ 1 - 5 แผ่น แต่ละแผ่นดิสก์ก็จะเก็บข้อมูลได้ทั้งสองด้านส่วนของจานแม่เหล็กนั้นทำมาจากวัสดุอลูมิเนียมหรือวัสดุประเภทแก้วที่มีส่วนผสมเซรามิกอย่างใดอย่างหนึ่ง ซึ่งข้อดีของแผ่นจานแม่เหล็กที่ผลิตโดยใช้วัสดุ

อย่างหลัง คือ จะมีคุณสมบัติเป็นฉนวนความร้อนที่ดีและสามารถออกแบบให้แผ่นจานแม่เหล็กมีขนาดบางเท่าที่จะบางได้กว่าอลูมิเนียม ควรระมัดระวังไม่ให้ฮาร์ดดิสก์ใดที่กระทบกระเทือนอย่างแรงเพราะจะทำให้ส่วนที่เคลือบด้วยสารแม่เหล็กและข้อมูลเสียหายได้ พื้นผิวของแผ่นจานแม่เหล็กทั้งสองด้านจะถูกเคลือบด้วยสารแม่เหล็ก ซึ่งเท่าที่มีใช้กันมี 2 ชนิด คือ สารประเภท Iron Oxide และ Thin Film

2.1.1.4 มอเตอร์หมุนจานแม่เหล็ก (Spindle Motor)

เป็นมอเตอร์ที่ใช้หมุนของแผ่นแม่เหล็กซึ่งมีความสำคัญอย่างมากต่อความเร็วในการอ่านของฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ เพราะยิ่งมอเตอร์หมุนเร็วหัวอ่านก็จะเจอข้อมูลที่ต้องการเร็วขึ้นนั่นเอง ซึ่งความเร็วที่วัดกันเป็นรอบต่อนาที (Revolutions Per Minute หรือ RPM) ถ้าเป็นฮาร์ดดิสก์ไครฟ์รุ่นเก่าจะหมุนด้วยความเร็วเพียง 3,600 รอบต่อนาที ต่อมาพัฒนาเป็น 5,400 รอบต่อนาที และ 7,200 รอบต่อนาที และปัจจุบันหมุนได้เร็วถึง 14,000 รอบต่อนาที การพัฒนาให้ฮาร์ดดิสก์ไครฟ์หมุนเร็วจะได้ประสิทธิภาพสูงขึ้นเพราะมีผลให้ Sector ที่บรรจุข้อมูลจะถูกหมุนเร็วมาพบกับหัวอ่านเร็วขึ้น ทำให้การค้นพบอ่านข้อมูลได้เร็วขึ้น ประสิทธิภาพดีขึ้น เพราะลดทั้ง Access Time และ Latency Time

2.1.1.5 เคส (Case)

เป็นส่วนมีลักษณะเป็นกล่องสี่เหลี่ยมใช้บรรจุกลไกต่าง ๆ ในการหมุนเพื่ออ่านภายในแผ่นดิสก์ ปกติเคสนี้จะถูกปิดผนึกอย่างหนาแน่น เพื่อป้องกันความเสียหายที่เกิดจากการหยิบจับและป้องกันฝุ่นละออง

2.1.1.6 ขั้วต่ออินเตอร์เฟซ (Interface Connector)

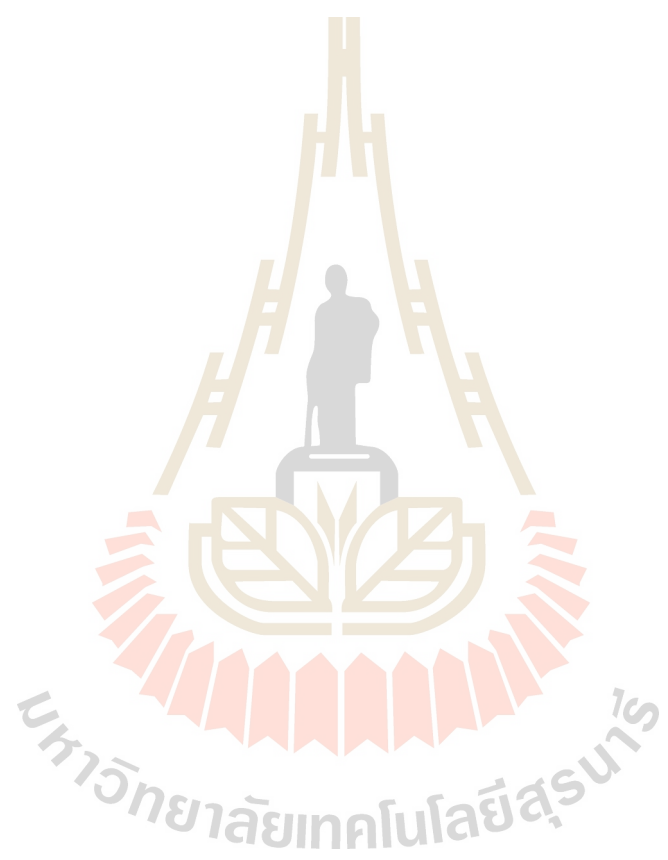
เป็นส่วนที่ใช้เป็นจุดเชื่อมต่อที่ทาหน้าทีรับส่งข้อมูลระหว่างฮาร์ดดิสก์ไครฟ์กับซีพียูหรือแม่กระทั้งหน่วยความจำ ซึ่งรูปแบบของขั้วต่ออินเตอร์เฟซอาจแตกต่างกันไปตามแต่ละประเภทของฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ เช่น จำนวนขาสัญญาณจะมีไม่เท่ากันซึ่งเป็นผลทำให้สายสัญญาณที่ใช้ ย่อมมีลักษณะที่ต่างกันไปด้วย

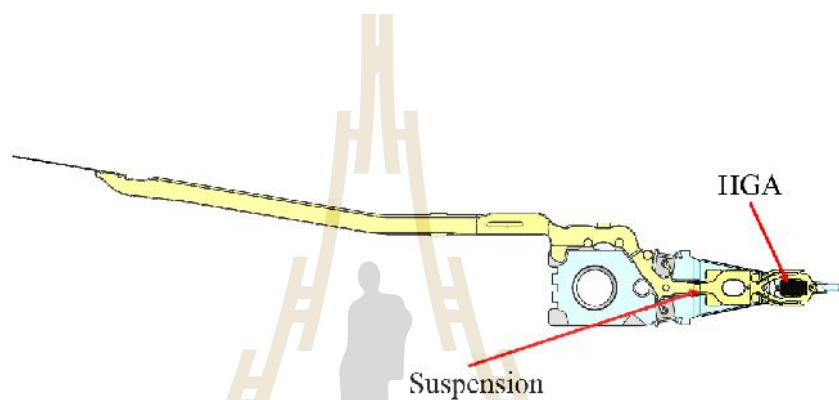
2.1.1.7 ที่จอดหัวอ่าน (Parking Ramp)

เป็นส่วนที่เมื่อไม่มีการทำงานหรือปิดเครื่องหัวอ่านจะถูกเก็บไว้ในที่จอดหัวอ่าน เพื่อป้องกันการกระแทกกระหว่างหัวอ่านกับแผ่นจานแม่เหล็ก

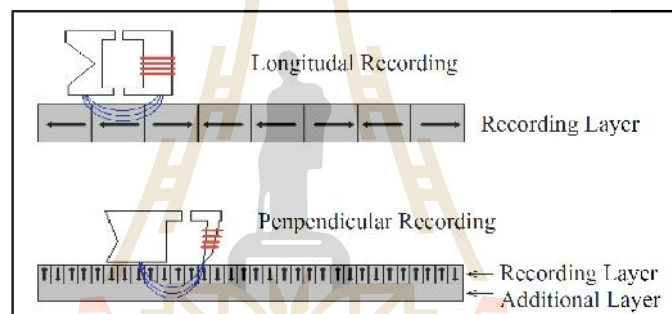
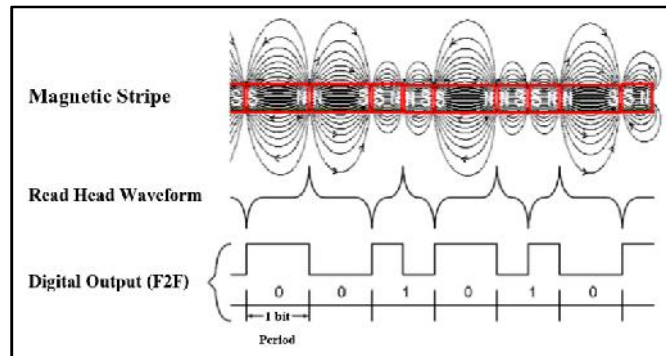
2.1.1.8 ขั้วต่ออินเตอร์เฟซ (Interface Connector)

เป็นส่วนที่ใช้เป็นจุดเชื่อมต่อที่ทาหน้าทีรับส่งข้อมูลระหว่างฮาร์ดดิสก์ไครฟ์กับซีพียูหรือแม่กระทั้งหน่วยความจำ ซึ่งรูปแบบของขั้วต่ออินเตอร์เฟซอาจแตกต่างกันไป



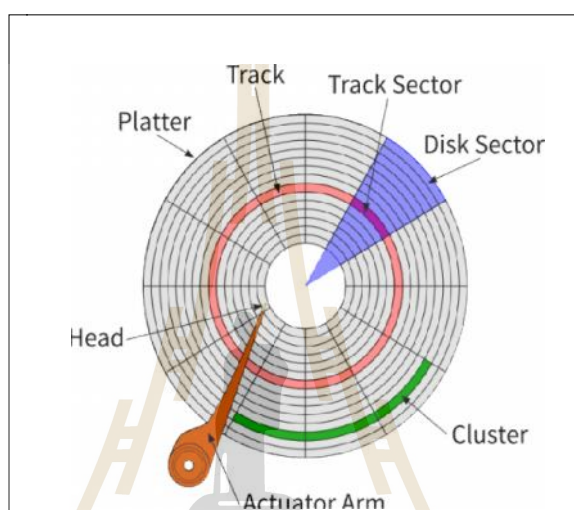


มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ต่อมาไม่นานนัก ฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ที่ใช้วอยซ์คอยล์ มีโครงสร้างเหมือนลำโพง คือ ขดลวดและหัวอ่าน/เขียนจะเคลื่อนที่แนวรัศมีของแพตเตอร์แบบเส้นตรง ไม่ใช่การเคลื่อนเป็นแนวเส้นโค้งเหมือนในปัจจุบัน ดังแสดงในรูปที่ 2.6 ณ ปัจจุบันฮาร์ดดิสก์ไครฟ์ที่ใช้วอยซ์คอยล์ มีรายละเอียดของโครงสร้างที่ต่างจากช่วงแรกแต่ยังคงมีส่วนที่เหมือนกัน คือ การทำงานร่วมกันระหว่างขดลวดและสนามแม่เหล็ก



รูปที่ 2.6 การเคลื่อนที่เป็นแนวเส้นโค้งของหัวอ่าน/เขียน

ฮาร์ดดิสก์ไครฟ์รุ่นเก่าอ่านข้อมูลบนแผ่นแพตเตอร์กลับ โดยวัดอัตราการเปลี่ยนแปลงของกระแสแม่เหล็กในหัวอ่าน หัวอ่านนี้จะมีขดลวดและทำงานเหมือนหัวอ่านของเทปแม่เหล็ก (Magnetic-Tape) โดยที่หัวอ่านไม่ต้องมาสัมผัสกับพื้นผิวที่เก็บข้อมูลเนื่องจากความหนาแน่นในการเก็บข้อมูลในแพตเตอร์เพิ่มขึ้น การใช้หัวอ่านแบบแมกนีโทริซิสเทนซ์ (Magnetoresistance, MR) จึงถูกนำมาใช้ในการอ่าน ซึ่งเป็นหัวอ่านที่ เมื่อได้รับกระแสแม่เหล็กจากแผ่นแพตเตอร์ ความต้านทานทางไฟฟ้าของหัวอ่านจะเปลี่ยนแปลง ต่อมาได้มีการพัฒนาหัวอ่านให้กระแสแม่เหล็กมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงความต้านทานทางไฟฟ้ามากขึ้นแต่มีขนาดเล็กเรียกว่า หัวอ่านชนิดจีเอ็มอาร์ (GMR) ซึ่งย่อมาจากภาษาอังกฤษว่า Giant Magneto Resistance ในปี ค.ศ. 2005 ได้มีการพัฒนาหัวอ่านรุ่นทีเอ็มอาร์ (TMR, Tunneling MR) มาใช้ในฮาร์ดดิสก์ไครฟ์หัวอ่าน/เขียนของฮาร์ดดิสก์ไครฟ์รักษาระยะห่างจากแผ่นแพตเตอร์ด้วยอากาศที่เคลื่อนที่เนื่องจากการหมุนของแผ่นใกล้กับพื้นผิวของแผ่นแพตเตอร์ หัวอ่าน/เขียนถูกติดตั้งอยู่บนชิ้นส่วนที่มีลักษณะเป็นกลิ้งสี่เหลี่ยมเรียกว่าสไลเดอร์ (Slider) ความสูงของหัวอ่าน/เขียนในการลอยอยู่เหนือพื้นผิวแพต

เตอร์ (Flying Height) จะปรับตัวลดลงอยู่เสมอ เพื่อต้องการเพิ่มความหนาแน่นในการเก็บข้อมูล ความสูงในการลอยอยู่เหนือพื้นผิวแพลตฟอร์มถูกควบคุมโดยการออกแบบการเซาะร่องบริเวณ พื้นผิวของสไลเดอร์ (Slider) ให้รูปทรงต่าง ๆ หรือเรียกว่าการออกแบบแอร์เบริง (Air Bearing) เป็นการใช้ประโยชน์จากแผ่นฟิล์มบาง ๆ ที่เกิดขึ้นจากความดันของอากาศ ทำให้ไม่มีค่าความเสียดทานระหว่างพื้นผิว 2 พื้นผิวที่ทำงานร่วมกันโดยพื้นผิวทั้งสองไม่สัมผัสกัน เนื่องจากการไม่สัมผัสกันของพื้นผิวทั้งสองทำให้ไม่เกิดปัญหาหลายอย่าง เช่นความเสียดทาน ความล้าของชิ้นงาน การเกิดอนุภาคเล็ก ๆ และสารหล่อลื่น ซึ่งข้อดีนี้เหมาะสำหรับงานที่ต้องการความแม่นยำในการระบุตำแหน่งและงานที่ต้องใช้ความเร็วสูง หน้าที่ของแอร์เบริงคือ รักษาระดับความสูงของหัวอ่าน/เขียนให้คงที่ขณะที่ลอยอยู่เหนือพื้นผิวของแพลตฟอร์มถ้าหัวอ่าน/เขียนชนกับแพลตฟอร์มจะเกิดความเสียหายที่รุนแรงบนบริเวณพื้นผิวของแพลตฟอร์ม

2.2 การสั่นสะเทือนเบื้องต้น (Vibration)

การสั่นสะเทือนในเครื่องจักรนั้น ถือว่าเป็นภาระชนิดหนึ่งของชิ้นส่วนของเครื่องจักร ทำให้ชิ้นส่วนภายในเครื่องจักรรับภาระมากขึ้น เป็นสาเหตุที่ทำให้เครื่องจักรนั้นมีอายุการใช้งานที่ลดลง ดังนั้นวิธีการการสั่นสะเทือนในเครื่องจักร โดยการใช้เครื่องมือการวัดการสั่นสะเทือน เพื่อที่จะมาวิเคราะห์ปัญหา และตรวจสอบสภาพของเครื่องจักรนั้นในขณะที่ทำงาน ทำให้สามารถป้องกันการเสียหายของเครื่องจักรนั้นได้ และเป็นการเพิ่มความมั่นคงให้กับระบบการผลิตในเชิงอุตสาหกรรม ซึ่งสามารถลดค่าใช้จ่ายในด้านงานซ่อมบำรุงเครื่องจักรลงได้

ในปัจจุบันเทคโนโลยีในการตรวจสอบเครื่องจักร ในขณะที่เครื่องจักรทำงาน มีอยู่ด้วยกันหลายวิธี เช่น การวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (Thermography), การตรวจสอบโดยใช้คลื่นอัลตราโซนิค (Ultrasonis Testing), การปรับสมดุลและการปรับแต่งลักษณะการเชื่อมต่อของส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจักร (Balancing/Alignment), การวิเคราะห์สมบัติของน้ำมัน (Oil Analysis), โปรแกรมคอมพิวเตอร์วิเคราะห์ข้อมูลมาเป็นผลลัพธ์ที่น่าเชื่อถือได้หรือการวัดการสั่นสะเทือนทางกล (Vibration) เป็นต้น จากการวัดค่าต่างๆ ที่ได้กล่าวมาในข้างต้นนั้น จะเห็นได้ว่าการวัดการสั่นสะเทือนนั้นเป็นหนึ่งในกระบวนการทดสอบเครื่องจักร ซึ่งมีหลายวิธีในแต่ละวิธีก็จะมีข้อจำกัดทางด้านการวัดแตกต่างกันออกไป แต่ในเครื่องจักรทุกชนิด สามารถใช้การวัดระดับการสั่นสะเทือน มาเป็นข้อมูลในการวิเคราะห์การตรวจสอบสภาพการทำงานของเครื่องจักรได้

การดำเนินการวัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ควรศึกษาความสามารถและประโยชน์ของการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนเสียก่อน ทั้งนี้เพื่อความมั่นใจในการว่าใช้เทคนิคนี้ทำให้เอื้อประโยชน์ได้อย่างแท้จริง การสั่นสะเทือนนั้นจะอยู่ในรูปของพลังงานที่สูญเสียไปซึ่งการสั่นสะเทือนนั้นเกิด

จากปัญหาของเครื่องจักรที่แสดงผลออกมาให้เห็นทางกล ส่งผลให้เครื่องจักรสูญเสียพลังงานและสมรรถนะการทำงานของเครื่องจักรลดลง เราสามารถวัดค่าของพลังงานที่สูญเสียไปของเครื่องได้ในรูปแบบการสั่นสะเทือน เครื่องจักรต่าง ๆ เมื่อมีการสั่นสะเทือนสูงมากกว่าปกตินั้นแสดงว่าเกิดปัญหาอย่างใดอย่างหนึ่งขึ้นกับเครื่องจักรนั้น ซึ่งต้องหาแนวทางการแก้ไขเพื่อลดการสูญเสียพลังงานและเป็นการรักษาสภาพการทำงานของเครื่องจักรนั้นให้อยู่ในระดับปกติ

ในการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนนั้นจำเป็นต้องทราบทฤษฎีพื้นฐานและที่มาของการสั่นสะเทือน ซึ่งเป็นปรากฏการณ์การเคลื่อนที่กลับไปกลับมาของวัตถุภายใต้แรงกระทำ ซึ่งอาจเป็นแรงภายในหรือแรงภายนอกก็ได้ โดยทั่วไปแล้วการสั่นสะเทือนเป็นสิ่งที่เราไม่ต้องการให้เกิดขึ้นในระบบ แต่หลีกเลี่ยงไม่ได้ อย่างดีที่สุดก็คือการพยายามจำกัดขนาดของการสั่นสะเทือนให้อยู่ในขอบเขตที่ยอมรับได้ สำหรับเครื่องจักรแล้ว การสั่นสะเทือนสามารถเกิดขึ้นได้ด้วยหลายสาเหตุเช่น การไม่สมดุลของเครื่องจักรหมุน การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนในเครื่องจักรตามแนวตรง การขัดสีกันระหว่างชิ้นส่วนสองชิ้น การหลุด หลวมของเครื่องจักร การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนในเครื่องจักรด้วยความเร็วสูงแล้วหยุดทันที เป็นต้น ซึ่งการสั่นสะเทือนเหล่านี้มักมีผลต่อสมรรถภาพและสภาพการใช้งานของเครื่องจักร ดังนั้นในการทำให้เครื่องจักรทำงานได้มีประสิทธิภาพสูงสุดนั้นจำเป็นต้องมีความเข้าใจถึงพฤติกรรมของการสั่นสะเทือน เพื่อที่จะได้สามารถวิเคราะห์ปัญหาและแก้ไขได้ถูกต้อง

2.2.1 ที่มาของการสั่นสะเทือน

โดยปกติทั่วไปแล้วการทำงานของเครื่องจักรชิ้นส่วนในเครื่องจักรหรือเครื่องนั้นย่อมมีการสั่นสะเทือนขึ้นตามปกติ แต่เมื่อมีการสั่นสะเทือนมากเกินไปจนส่งผลต่อชิ้นส่วนในเครื่องจักรหรือเครื่องจักรนั้น จนทำให้อายุการใช้งานของเครื่องจักรสั้นลง เราจึงจำเป็นต้องหาสาเหตุและที่มาของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นเพื่อการแก้ไขให้การสั่นสะเทือนนั้นอยู่ในระดับปกติ ซึ่งสาเหตุและที่มาเกิดขึ้นได้หลายสาเหตุเช่น

2.2.1.1 เกิดการไม่สมดุลในการหมุนของเครื่องจักร (Unbalance) จะเกิดขึ้นเมื่อจุดศูนย์กลางของการหมุนและจุดศูนย์กลางของมวลไม่อยู่ในจุด ๆ เดียวกัน เช่น การไม่สมดุลหรือการแกว่งของเพลาคงหรือชาร์ด การไม่สมดุลของใบพัด ล้อช่วยแรง ชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ในแนวรัศมีหรือในรูปวงกลม

2.2.1.2 เครื่องจักรไม่ได้ศูนย์ (Misalignment) ระหว่างเพลลาของมอเตอร์และปั๊ม หรือเพลลาของต้นกำลังกับเพลลาของเครื่องจักร

2.2.1.3 การหลุดหลวมของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องจักร

2.2.1.4 การที่เบริงหรือบูช เกิดการชำรุดสึกหรอหรือขาดการหล่อลื่น

2.2.1.5 แท่นเครื่องหรือจุดจับยึดของเครื่องจักรไม่แน่น หรือไม่แข็งแรง

ความเสียหายที่เกิดจากการสั่นสะเทือนนั้นจะเกิดเนื่องจากแรงที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของวัตถุที่สั่นสะเทือนนั้น ๆ โดยแรงที่เกิดขึ้น จะเป็นไปตามกฎข้อที่สองของนิวตัน (2nd Newton law) ดังสมการที่ 2.1

$$F = ma \quad (2.1)$$

โดยที่

F คือ แรงกระทำที่เกิดขึ้น

m คือ มวลของวัตถุที่เคลื่อนที่

a คือ อัตราเร่งที่เกิดขึ้นกับวัตถุที่เคลื่อนที่

2.2.2 ประเภทของการสั่นสะเทือน

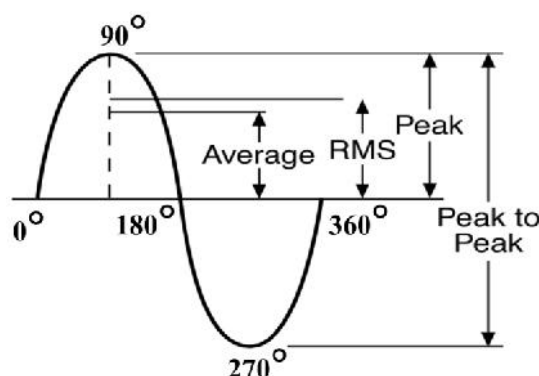
การสั่นสะเทือนนั้น สามารถแบ่งออกเป็นสองประเภทใหญ่ ๆ ได้สองประเภท ดังนี้

2.2.2.1 การสั่นสะเทือนแบบอิสระ (Free Vibration) หมายถึง การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นเนื่องจากมีแรง มารบกวนสภาวะสมดุลในตอนแรกทำให้เริ่มสั่นสะเทือน แต่ขณะเดียวกันที่ต้นเป็นการสั่นแบบอิสระ เช่น การดึงเก้าอี้ซึ่งช้าแล้วปล่อยแกว่งอย่างอิสระ

2.2.2.2 การสั่นสะเทือนแบบบังคับ (Forced Vibration) หมายถึง การเคลื่อนที่กลับไปกลับมาของวัตถุในระบบที่เกิดจากแรงภายนอกและการสั่นสะเทือนนี้จะเป็นไปตามลักษณะของแรงภายนอกที่มากระทำนั้นตรงกับความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) ของระบบ จะทำให้เกิดปรากฏการณ์เรโซแนนซ์ (Resonance) หมายถึง ขนาดของการสั่นสะเทือนจะถูกขยายขึ้นอย่างมากจนทำให้เกิดการเสียหายแก่ระบบได้

2.2.3 ขนาดความรุนแรงของการสั่นสะเทือนหรือแอมพลิจูด (Amplitude)

คือตัวพลังงานคลื่น ถ้าความสูงของแอมพลิจูดนั้นมากแสดงว่าพลังงานของคลื่นนั้นมากด้วยในการวัดการสั่นสะเทือนนั้นแบ่งขนาดความสูงของแอมพลิจูดออกเป็น 3 ประเภท ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 ประเภทของแอมพลิจูด

2.2.3.1 แบบเต็มคลื่น (Peak to Peak)

เป็นการวัดขนาดของแอมพลิจูดจากยอดคลื่นบนที่ 90 องศาถึงยอดคลื่นล่างที่ 270 องศา ถ้าเราพิจารณาจากรูปที่ 5 เราเห็นว่าเป็นการวัดขนาดของการขึ้นสุดและลงสุดของการสั่นสะเทือนซึ่งจะมีค่าเท่ากับระยะการสั่นสะเทือนทั้งหมดของวัตถุ การวัดขนาดการสั่นสะเทือนแบบเต็มคลื่น (Peak to Peak) นี้จะใช้กับการวัดการสั่นสะเทือนในหน่วยการวัดแบบการวัดระยะทาง (Displacement) ของเครื่องจักรที่มีรอบของการสั่นสะเทือนต่ำ ๆ เช่น เพลารถที่หมุนด้วยความเร็วที่ไม่เกิน 600 รอบ/นาที

2.2.3.2 แบบครึ่งคลื่น (Peak หรือ Zero to Peak)

เป็นการวัดขนาดของการเคลื่อนที่หรือการสั่นสะเทือนโดยจะวัดระยะจากจุดเริ่มต้นที่ 0 องศาของแอมพลิจูดไปถึงจุดสูงสุดที่ 90 องศาหรือจาก 180 องศาไปยัง 270 องศา หรือค่าครึ่งหนึ่งของขนาดแอมพลิจูดของการสั่นสะเทือน

2.2.3.3 แบบ Root Mean Square (RMS)

Root Mean Square นี้จะไม่ใช้ค่าเฉลี่ย การหาค่า RMS ทำได้โดยเอากำลังสองของระยะแอมพลิจูดมารวมกันแล้วถอดรากที่สองออกมาโดยจะอยู่ในรูปสมการ สำหรับรายละเอียดของค่าความสัมพันธ์ของขนาดการสั่นสะเทือนแบบต่าง ๆ แสดงในตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 แสดงความสัมพันธ์ของค่าการสั่นสะเทือนแบบต่างๆ

Peak to Peak Vibration = $2 \times$ Peak Vibration	Peak to Peak Vibration = $2.828 \times$ RMS Vibration
Peak Vibration = $0.5 \times$ Peak to Peak Vibration	Peak Vibration = 1.414 RMS Vibration
RMS Vibration = Peak to Peak Vibration/2.829	RMS Vibration = $0.707 \times$ Peak Vibration

2.2.4 ชนิดของสัญญาณสั่นสะเทือน (Type of Vibration Signal)

สัญญาณการสั่นสะเทือนที่วัดได้จากเครื่องมือวัดจะสามารถนำมาช่วยในการบ่งบอกถึงสภาพหรือข้อบกพร่องของเครื่องจักร พารามิเตอร์ที่ใช้ในการวัดจะประกอบด้วย

2.2.4.1 ความถี่

ความถี่หมายถึงความถี่ของการสั่นสะเทือน ซึ่งหากพิจารณาถึงสัญญาณการสั่นสะเทือนบนโดเมนเวลา ก็จะหมายถึง จำนวนรอบของการสั่นสะเทือนต่อเวลา ซึ่งหน่วยที่นิยมใช้คือ CPM (Cycle Per Minute) พารามิเตอร์ความถี่นี้จะเป็นปัจจัยที่มีความสำคัญมากตัวหนึ่งในที่บ่งบอกถึงสภาพความเสียหายได้ถ้าหากนำพารามิเตอร์นี้ไปใช้กับสัญญาณการสั่นสะเทือนบนโดเมนความถี่

2.2.4.2 ขนาดของการสั่นสะเทือน

เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญที่บ่งบอกสภาพของเครื่องจักร โดยทั่วไปแล้วขนาดของการสั่นสะเทือนหากมีขนาดใหญ่ย่อมหมายถึงเครื่องจักรเริ่มมีจุดอาจเกิดชำรุดเสียหายหรือมีปัญหาในการทำงาน ขนาดของการสั่นสะเทือนมีอยู่ 3 ชนิดหลักที่นิยมใช้กันคือ

1. การขจัดหรือระยะการเคลื่อนที่ (Displacement)
2. ความเร็ว (Velocity)
3. ความเร่ง (Acceleration)

การขจัดหรือระยะการเคลื่อนที่ คือ ระยะการเคลื่อนที่ของมวลจากจุดสมดุล หรือขนาด $x(t)$ ในผลเฉลยของการสั่นสะเทือนของระบบมวลเดี่ยว หรือกรณีที่วัดค่าจากค่าสูงสุดไปยังค่าต่ำสุด (Peak to Peak) จะเป็นค่าระยะทางทั้งหมดที่ตัวมวลเคลื่อนที่จากจุดสูงสุดไปยังจุดต่ำสุดในแต่ละวัฏจักร ความเร็วของการสั่นสะเทือน คือ ความเร็วในการเคลื่อนที่กลับไปกลับมาของมวล ดังนั้นมวลจะมีความเร็วเป็นศูนย์เมื่อเคลื่อนที่อยู่ที่จุดสูงสุดและจุดต่ำสุด และจะมีความเร็วสูงสุดในขณะที่มวลเคลื่อนที่ผ่านจุดสมดุล ค่าการขจัดจะสัมพันธ์กับค่าความเร็วเป็น

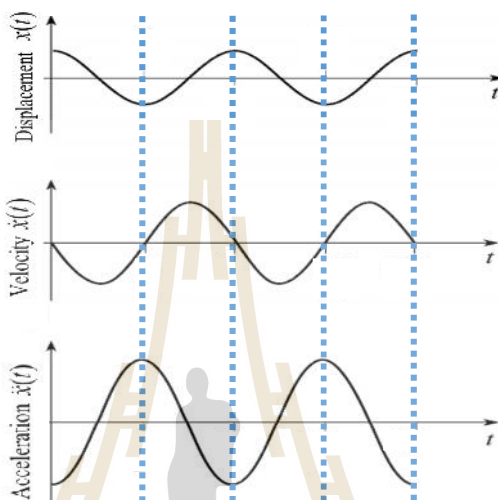
$$\text{ความเร็ว} \quad V = \frac{dx}{dt} \quad (2.2)$$

เมื่อ V ความเร็ว m/s

ความเร่งในการสั่นสะเทือนก็คืออัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลในขณะที่เคลื่อนที่กลับไปกลับมาโดยจะมีค่าสูงสุดเมื่อมวลอยู่มวลในตำแหน่งสูงสุดและต่ำสุดจากจุดสมดุล

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (2.3)$$

เมื่อ a ความเร่ง m/s^2



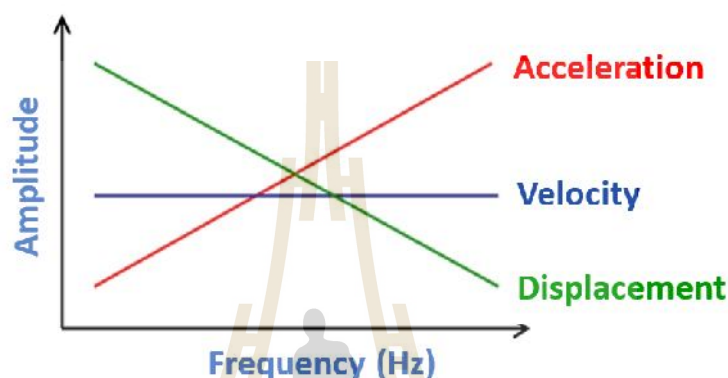
รูปที่ 2.8 ความสัมพันธ์ระหว่างการขจัด ความเร็ว และความเร่งเทียบกับเวลาของฟังก์ชันรูปไซน์

จะพบว่ากรณีของการสั่นสะเทือนของระบบมวลเดี่ยว ความสัมพันธ์ของการขจัด ความเร็ว และความเร่งสามารถเขียนได้เป็น

$$x(t) = A \sin 2\pi f t \quad (2.4)$$

เมื่อ A คือค่าขนาดของการขจัด และ f คือค่าความถี่ในหน่วยของรอบต่อหน่วยเวลา ความเร็วและความเร่งจะมีมุมเฟสนำการขจัดอยู่ 90 องศาและ 180 องศา ตามลำดับ ดังที่แสดงไว้ใน รูปที่ 2.8 การเลือกว่าวัดสัญญาณการสั่นสะเทือนอยู่ในรูปของรูปของการขจัดหรือความเร็วหรือความเร่งนั้นขึ้นกับลักษณะการทำงานและความถี่ของชิ้นส่วนของเครื่องจักรที่ทำการวัด ซึ่งโดยทั่วไปและหากขนาดของพารามิเตอร์ (การขจัดหรือความเร็วหรือความเร่ง) ที่วัดได้มีค่ามาก มักจะบ่งบอกถึงสภาพที่มีปัญหาของเครื่องมือ แต่พารามิเตอร์อีกตัวที่จะเป็นตัวกำหนดว่าจะเลือกวัดด้วยค่าอะไร ก็คือความถี่ที่ใช้งานเครื่องจักรนั้นเนื่องจากพลังงานสะสมในการสั่นสะเทือนเป็นฟังก์ชันของความเร็ว

ดังนั้นความเร็วมักนิยมใช้เป็นพื้นฐานสำหรับอ้างอิง จากสมการ (2.4) ถ้าใช้ความเร็วพื้นฐานเปรียบเทียบโดยสมมติว่ามีขนาดแอมพลิจูดคงที่ทุก ๆ ความถี่ แอมพลิจูดของค่าการขจัดก็จะมีค่าสูงที่ความถี่ต่ำและลดลงเมื่อความถี่สูงขึ้น ส่วนความเร่งจะมีแอมพลิจูดน้อยที่ความถี่ต่ำและมีค่าเพิ่มขึ้นตามความถี่ดังที่แสดงในรูปที่ 2.9 ซึ่งพอสรุปได้ว่าสัญญาณจะเด่นชัดสำหรับการขจัดที่ความถี่ต่ำและจะเด่นชัดสำหรับความเร่งที่ความถี่สูง



รูปที่ 2.9 การเปรียบเทียบการเปลี่ยนแปลงของแอมพลิจูดของคุณลักษณะการสั่นสะเทือนต่าง ๆ

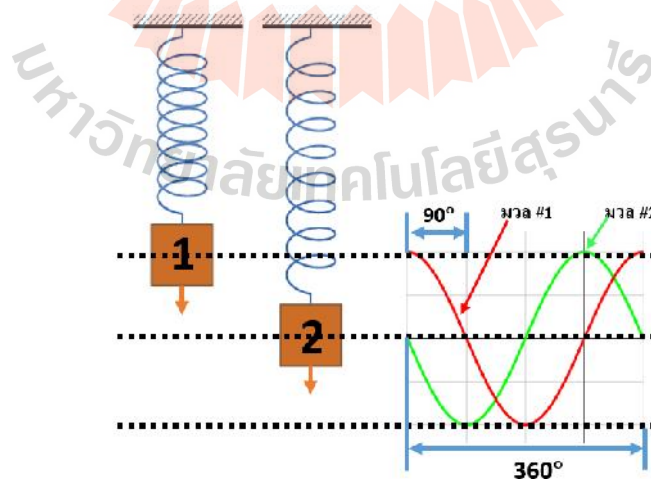
ตารางที่ 2.1 ข2 แสดงความสัมพันธ์ของการเปลี่ยนชนิดของขนาดการสั่นสะเทือน

ชนิดของขนาดการสั่นสะเทือน	หน่วยเมตริก	เมื่อ
ระยะการสั่นสะเทือน (D)	$D = \frac{27010v}{f}$	a คือ อัตราเร่ง RMS (g)
	$D = \frac{2.53 \times 10^9 a}{f^2}$	v คือ ความเร็ว RMS (mm/s) D คือ ระยะการเคลื่อนที่ Peak to Peak ($\square$ m)
ความเร็วในการสั่นสะเทือน (v)	$v = \frac{66170a}{f}$	f คือ ความเร็วรอบในการเคลื่อนที่ (RPM หรือ CPM)
	$v = \frac{Df}{27010}$	
อัตราเร่งของการสั่นสะเทือน (a)	$a = \frac{vf}{66170}$	
	$a = \frac{Df^2}{2.53 \times 10^9}$	

ในกรณีที่ชิ้นส่วนเครื่องจักรเคลื่อนที่ด้วยความถี่ (ต่ำกว่า 600 CPM) มักนิยมทำการวัดการสั่นสะเทือนด้วยปริมาณของการจัดหรือระยะการเคลื่อนที่ เนื่องจากเป็นปริมาณที่บอกลักษณะของการสั่นสะเทือนที่มีความถี่ต่ำได้ดีที่สุด ในกรณีที่ขนาดของระยะการเคลื่อนที่ (การขจัด) นี้สูง มักจะบ่งบอกว่าความเสียหายที่อาจจะเกิดขึ้นนั้นจะมาจากความเค้น และไม่ใช่ว่าผลที่มาจากความล้า (Fatigue) สำหรับชิ้นส่วนสำหรับเครื่องจักรที่เคลื่อนที่ด้วยความถี่ประมาณ 600 CPM ถึง 60,000 CPM มักนิยมทำการวัดการสั่นสะเทือนด้วยปริมาณความเร็ว ในกรณีนี้ปริมาณความเร็วที่วัดมีขนาดที่สูงมากก็จะเป็นการบ่งบอกความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นกับชิ้นส่วนของเครื่องจักรนั้นจะเป็นความเสียหายเนื่องจากความล้า (Fatigue) สำหรับความเร่งนี้จะเป็ค่าที่สัมพันธ์โดยตรงกับแรง และแรงที่มีขนาดใหญ่ก็อาจเกิดขึ้นได้ที่มีความถี่สูงถึงขนาดระยะการเคลื่อนที่ (การกระจัด) และความเร็วจะมีค่าน้อย ในกรณีนี้ถ้าความเร่งที่วัดได้มีค่าสูงในขณะที่ความเร็วมีค่าน้อย ความเสียหายที่อาจจะเกิดขึ้นกับชิ้นส่วนเครื่องจักรนี้จะเกิดแรงที่ป้อนเข้ามาแทนที่จะเป็นผลจากความล้า

2.2.4.3 มุมเฟส

จะเป็นค่าความแตกต่างของตำแหน่งชิ้นส่วนที่มีการสั่นสะเทือนชิ้นส่วนชิ้นหนึ่ง เมื่อเทียบกับจุดอ้างอิงหรือชิ้นส่วนที่มีการสั่นสะเทือนอีกชิ้นหนึ่ง รูปที่ 2.10 แสดงถึงมวล 2 มวลที่มีการเคลื่อนที่ต่างกันเป็นมุมเฟส 90 องศา นั่นคือมวล 2 จะเคลื่อนที่นำหน้ามวล 1 อยู่ในสี่รอบของการเคลื่อนที่ (หรือ 90 องศา) ดังนั้นมวล 2 จะมีมุมเฟสนำหน้ามวล 1 อยู่ 90 องศา หรือหากมองจากอีกมุมหนึ่งอาจกล่าวได้ว่า มวล 1 มีมุมเฟสตามหลังการเคลื่อนที่ของมวล 2 อยู่ 90 องศา



รูปที่ 2.10 มวล 2 มวล มีมุมเฟสต่างกัน 90 องศา

2.2.5 การวิเคราะห์สัญญาณของการสั่นสะเทือน

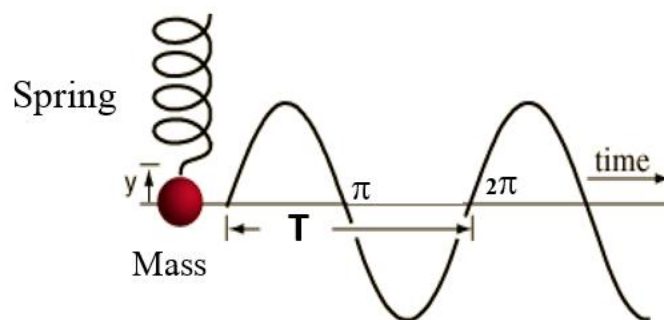
การวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือน ซึ่งสามารถแบ่งชนิดสัญญาณที่จะวิเคราะห์เป็นสองชนิด คือ สัญญาณการสั่นสะเทือนแบบรวม (Overall Value) และสัญญาณการสั่นสะเทือนบนโดเมนความถี่ การวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือนแบบรวม สามารถทำได้โดยการเปรียบเทียบกับค่าอ้างอิง โดยใช้หลักการที่ว่า ขนาดของสัญญาณที่มากของเครื่องจักรยังมีแนวโน้มว่าจะบกพร่องได้มาก ในขณะที่เดียวกันค่าอ้างอิงของความรุนแรงของการสั่นสะเทือนที่ยอมรับได้ของแต่ละสัญญาณ (ระยะการเคลื่อนที่ ความเร็ว ความเร่ง) จะถูกนำเสนอเพื่อประกอบการวิเคราะห์สำหรับสัญญาณการสั่นสะเทือนบนโดเมนความถี่ การวิเคราะห์กล่าวถึงรายละเอียดของข้อมูลที่ได้จากสัญญาณซึ่งสามารถนำไปใช้ในการวิเคราะห์หาสาเหตุข้อบกพร่องของเครื่องจักรแบบต่างๆ ไว้ด้วย

2.2.6 ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือน

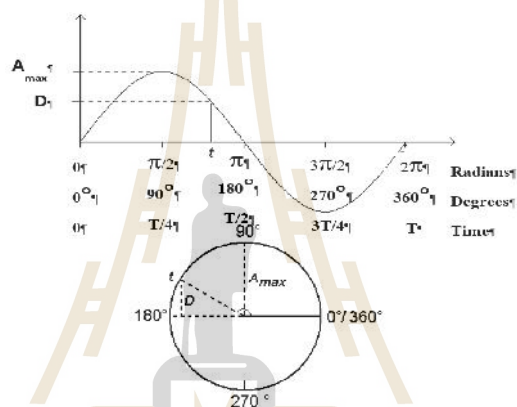
รูปแบบการเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือนมีลักษณะแบบคาบเวลา (Periodic Motion) หรือมีลักษณะการเคลื่อนที่แบบซ้ำๆ ในช่วงคาบเวลาที่ค่าหนึ่ง (T) หรือ 1 รอบ (2π) ดังแสดงในรูปที่ 2.12 โดยที่ในแกนตั้งจะแทนด้วยการขจัด (Displacement, D) และแกนนอนแทนด้วยเวลา (t) ซึ่งการเคลื่อนที่ดังกล่าวนี้สามารถแบ่งออกได้ เป็น 2 แบบคือ การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (Harmonic Motion) และการเคลื่อนที่แบบฮาร์โมนิก (Non-harmonic Motion)

2.2.6.1 การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (Harmonic Motion)

การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกเป็นการเคลื่อนที่แบบคาบเวลาที่มีความซับซ้อนน้อยและง่ายแก่การทำความเข้าใจมากที่สุด การเคลื่อนที่แบบนี้อาจมีลักษณะเคลื่อนที่กลับไปกลับมาที่เหมือนกันทุกคาบ ตัวอย่างเช่น การแกว่งของลูกตุ้มนาฬิกาที่มีการเคลื่อนที่ที่ทบรอยเดิมทุกครั้งโดยมีคาบเวลาและความถี่คงที่ตัวอย่าง ตามรูปที่ 2.11 เป็นการนำวัตถุมวล m ไว้กับสปริง เมื่อมีการดึงวัตถุมวล m ลงมาด้านล่างแล้วปล่อย ก้อนวัตถุ ก็จะเคลื่อนที่ขึ้น – ลง เมื่อเรานำแผ่นฟิล์มที่สามารถบันทึกค่าแสงที่ติดไว้กับก้อนวัตถุที่เกิดการเคลื่อนที่ขึ้น – ลง และแผ่นฟิล์มวิ่งผ่านด้วยความเร็วคงที่ ลักษณะของค่าแสงที่ปรากฏบนแผ่นฟิล์มจะมีลักษณะ ดังรูปที่ 2.11 ซึ่งแสดงถึงทางการเคลื่อนที่ของมวล m ซึ่งอธิบายได้ด้วย รูปที่ 2.12 เช่นกัน



รูปที่ 2.11 รูปแบบการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก (Simple Harmonic Motion)



รูปที่ 2.12 การเคลื่อนที่แบบคาบเวลา (Periodic Motion)

การเคลื่อนที่ของการสั่นแบบฮาร์มอนิกสามารถแสดงในรูปของฟังก์ชันทางตรีโกณมิติ แทนความสัมพันธ์ระหว่างการขจัด (Displacement; D) และเวลา (t) ได้ดังนี้

$$D = A \sin(\omega t) \quad (2.5)$$

เมื่อ A = ค่าการขจัดสูงสุด หรือค่าแอมพลิจูด (Amplitude)

D = ค่าการขจัดที่เวลา t ใด ๆ

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.6)$$

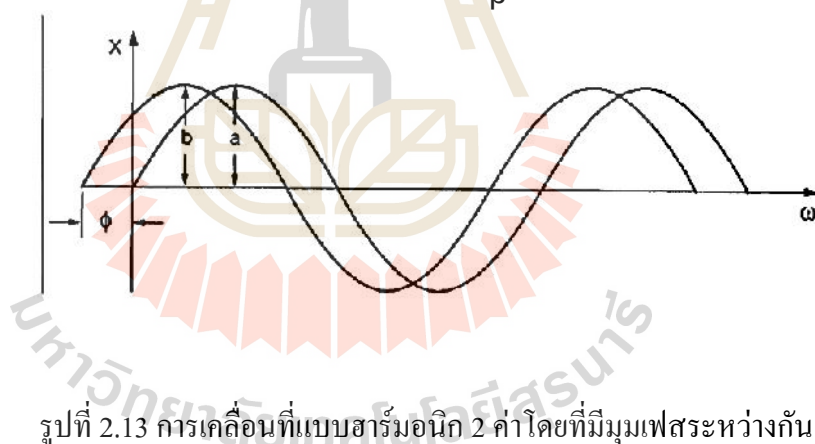
เมื่อ T คือคาบเวลา มีหน่วยเป็นวินาทีต่อรอบ (sec) หรือเวลาที่ใช้ในการเคลื่อนที่ 1 รอบ ซึ่งส่วนกลับคือความถี่ (f) มีหน่วยเป็นรอบต่อวินาที (Cycle per second ; cps) หรือเฮิรตซ์ (Hertz; Hz)

นอกจากนี้ยังสามารถวัดความถี่ของการสั่นได้อีกวิธีหนึ่งคือ การวัดความถี่เชิงมุม (Circular Frequency ; ω) ซึ่งมีหน่วยเป็นเรเดียนต่อวินาที (Radians per second) จากรูปที่ 2.12 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนที่ครบ 1 รอบของการสั่น (ωt) จะเกิดขึ้นเมื่อมุมรวมเท่ากับ 360 องศา หรือ 2 เรเดียนที่จุดดังกล่าวจะสามารถอธิบายได้ด้วยสมการดังนี้

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (2.7)$$

สำหรับเครื่องจักรหมุน ความถี่ส่วนใหญ่จะแสดงด้วยค่าการสั่นสะเทือนต่อนาที (Vibration per Minute; vpm) หรือ

$$vpm = \frac{\omega}{p} \quad (2.8)$$

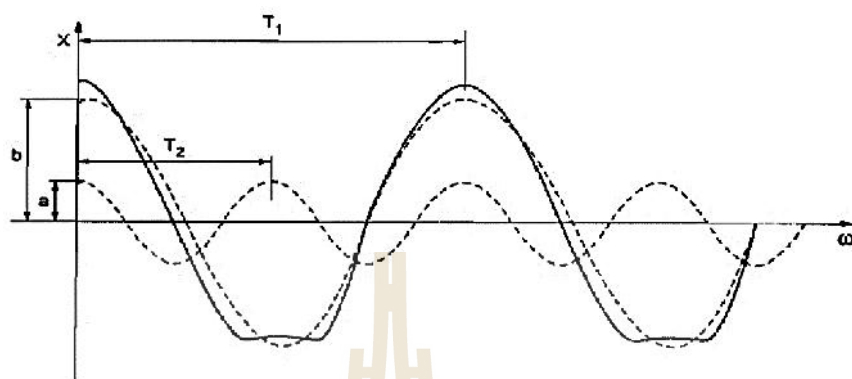


รูปที่ 2.13 การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก 2 ค่าโดยที่มีมุมเฟสระหว่างกัน

2.2.6.2 การเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์มอนิก (Non-harmonic Motion)

สำหรับเครื่องจักรอุปกรณ์ส่วนใหญ่ ปกติ แล้วจะมีแหล่งที่มาของการสั่นสะเทือนหลายแหล่งดังนั้นรูปแบบของการสั่น เมื่อพิจารณาจากความสัมพันธ์ระหว่างการขจัดและเวลาส่วนใหญ่จึงมีลักษณะเป็นแบบที่ไม่เป็นฮาร์มอนิก ดังแสดงในรูปที่ 2.14 ในขณะที่ทุกๆ การเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกจะลักษณะเป็นคาบเวลาแต่ไม่ใช่ทุกการเคลื่อนที่ที่มีลักษณะเป็นการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิกเสมอไป ดังแสดงในรูป 2.14 ซึ่งเป็นการเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์มอนิกที่

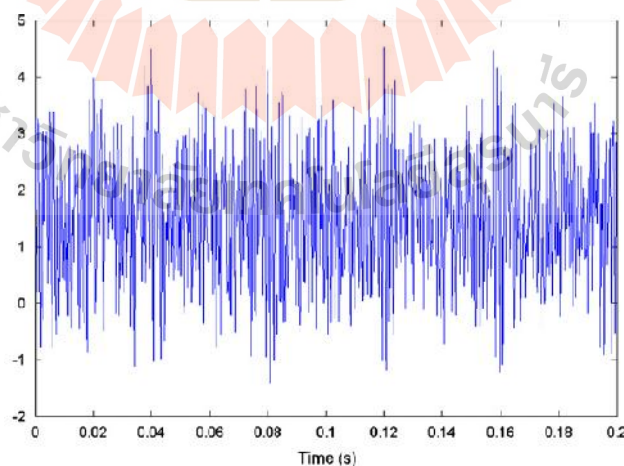
เกิดการรวมกันของคลื่นที่มีลักษณะเป็นคลื่นไซน์ (Sine wave) สองคลื่นที่มีความถี่ต่างกัน โดยที่คลื่นแรกคือเส้นประ ที่มีแอมพลิจูด a และคลื่นที่ 2 คือเส้นประอีกเส้น ที่มีค่าแอมพลิจูด b



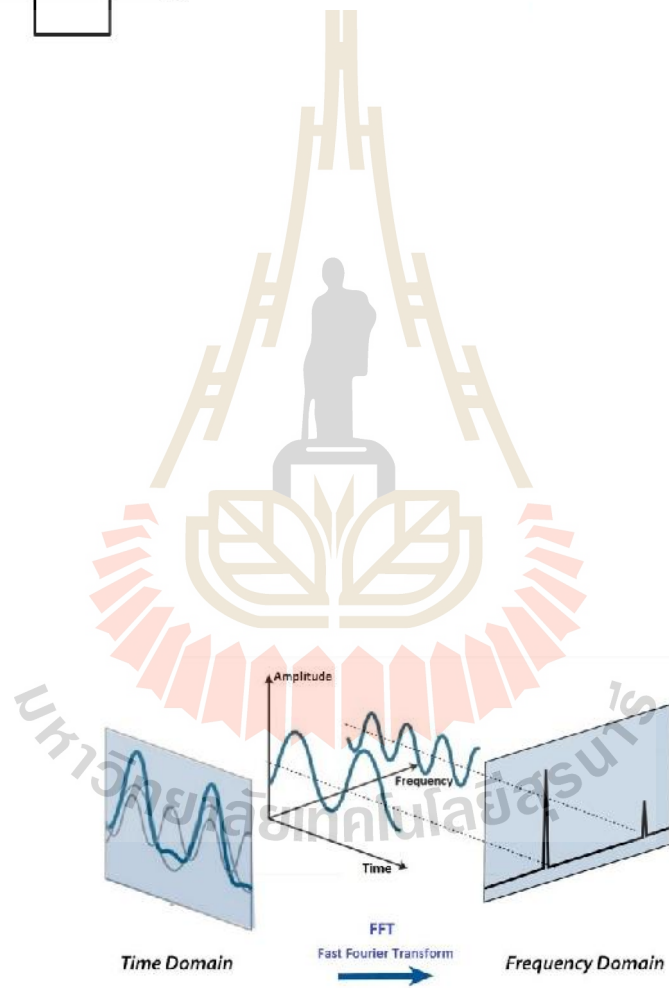
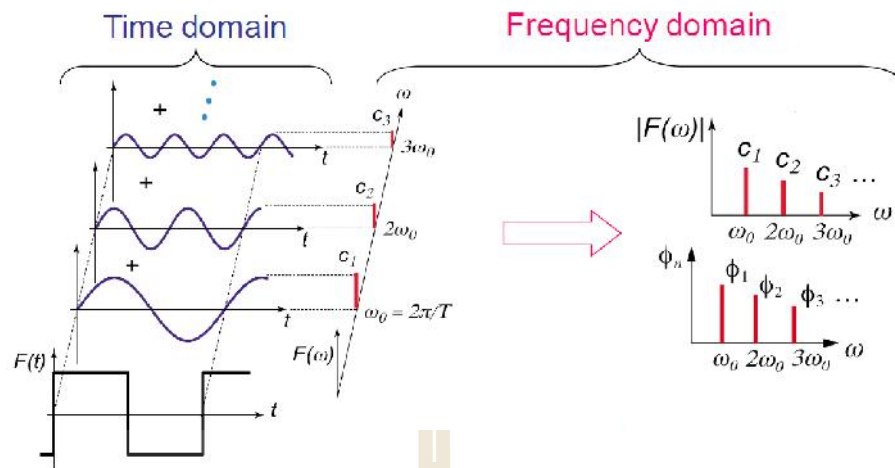
รูปที่ 2.14 การเคลื่อนที่แบบไม่เป็นฮาร์มอนิก (Non-harmonoc Motion)

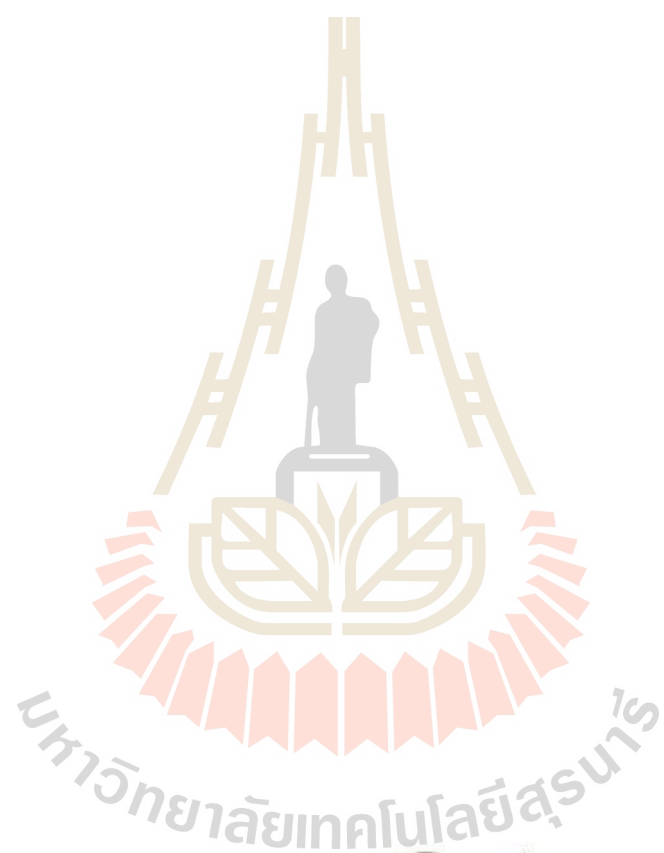
2.2.7 กราฟโดเมนเวลา

กราฟโดเมนเวลา (Time Domain Plot) เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าขนาดของการสั่นสะเทือนแบบเวลา โดยที่แกนนอนจะเป็นแกนขงเวลา ส่วนในแกนตั้งจะเป็นขนาดของการสั่นสะเทือน ดังแสดงในรูปที่ 2.15 และรูปที่ 2.16

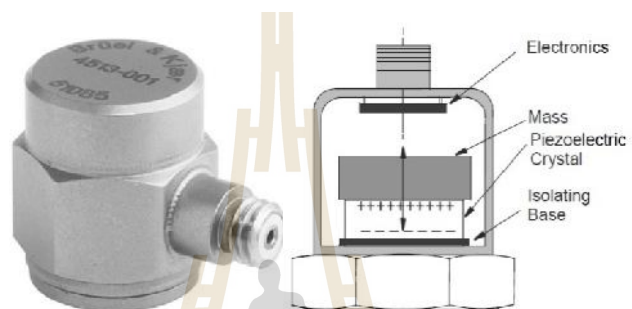


รูปที่ 2.15 กราฟโดเมนเวลาเป็นแบบสัญญาณรวมหลาย ๆ สัญญาณ

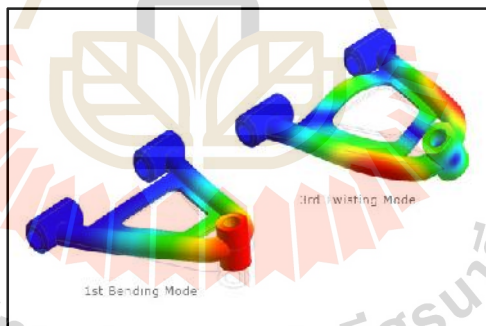




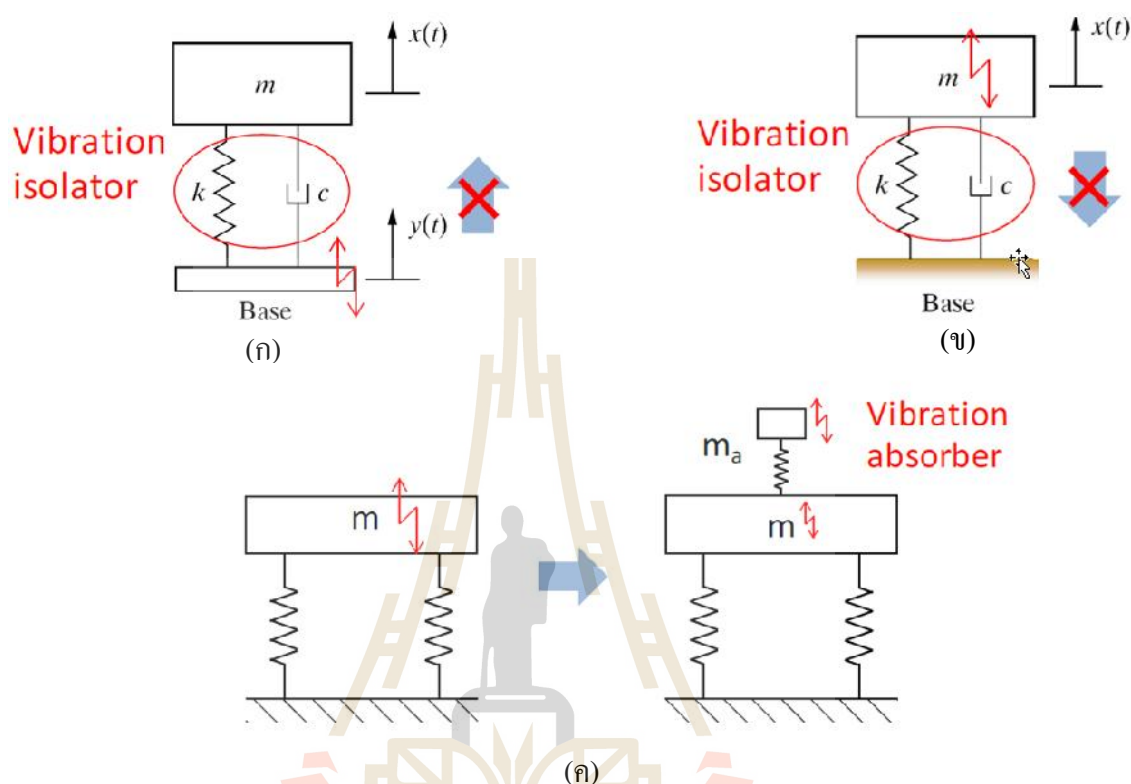








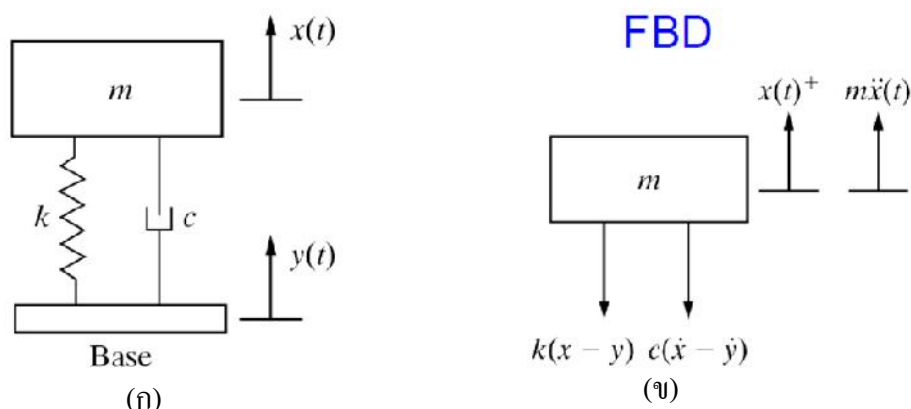
เปลี่ยนแปลงระบบ ทำให้เครื่องจักรที่สนใจมีขนาดการสั่นสะเทือนลดลง เนื่องจากอุปกรณ์ที่ติดตั้งเข้าไปทำหน้าที่ดูดซับการสั่นสะเทือน รูปแบบนี้จึงมีชื่อเรียกว่า Vibration absorber



รูปที่ 2.25 รูปแบบการควบคุมการสั่นสะเทือน

2.5.1 การควบคุมการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากพื้นไปยังเครื่องจักร (Vibration isolation)

การส่งผ่านการสั่นสะเทือนจากพื้นไปยังเครื่องจักรแสดงดังรูปที่ 2.25(ก) การควบคุมการส่งผ่านการสั่นสะเทือนทำได้โดยออกแบบ Vibration isolator ซึ่งก็คือสปริงและตัวหน่วงการสั่นสะเทือนที่มีค่าเหมาะสม ทำให้การสั่นสะเทือนจากพื้นส่งผ่านไปยังเครื่องจักรน้อยลงได้ ตัวอย่างการควบคุมการสั่นสะเทือนในรูปแบบนี้ได้แก่ ระบบรองรับของรถยนต์ ซึ่งช่วยลดการสั่นสะเทือนอันเนื่องมาจากความไม่เรียบของสภาพพื้นถนน ให้ส่งผ่านไปยังห้องผู้โดยสารได้น้อยลง หรือโต๊ะควบคุมการสั่นสะเทือน (Table isolator) ซึ่งทำหน้าที่ลดการสั่นสะเทือนจากพื้นที่จะส่งผ่านไปยังเครื่องจักรหรืออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่วางบนโต๊ะ เป็นต้น



รูปที่ 2.26 แบบจำลองการสั่นสะเทือนจากการสั่นสะเทือนของพื้น และ FBD

รูปที่ 2.26 แสดงการสั่นสะเทือนเนื่องจากการสั่นของพื้น และ FBDรูปแบบสมการการเคลื่อนที่ในกรณีนี้คือ

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = x\dot{y} + ky$$

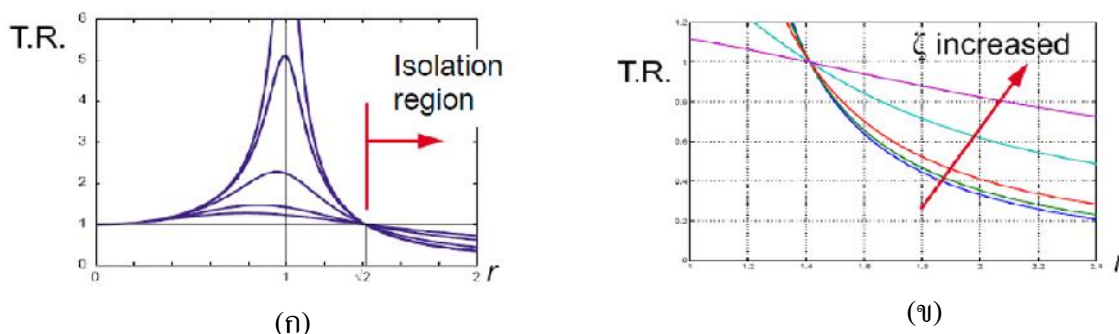
หรือ

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2y \quad (2.9)$$

เมื่อกำหนดให้การเคลื่อนที่ของพื้นเป็นแบบฮาร์โมนิก $y(t) = Y \cos \omega t = \text{Re}[Y e^{j\omega t}]$ การตอบสนองในรูปแบบเชิงซ้อนคือ $z(t) = Z e^{j\omega t}$ และ $x(t) = \text{Re}[z(t)]$ แทนค่าเหล่านี้ลงในสมการ (2.9) และให้ $r = \omega/\omega_n$ จะได้

$$\frac{X}{Y} = |T(\omega)| = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.10)$$

สมการที่ (2.10) แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขนาดการเคลื่อนที่ของวัตถุที่สนใจ X กับขนาดการสั่นสะเทือนของพื้น Y และมีชื่อเรียกว่า Displacement transmissibility (T.R.) อัตราส่วนนี้แสดงให้เห็นว่าวัตถุจะเคลื่อนที่ไปเท่าไรเมื่อให้การกระตุ้นโดยการสั่นของพื้นที่มีความถี่ต่างๆ โดยความสัมพันธ์ตามสมการที่ (2.10) จะเขียนเป็นกราฟได้ดังแสดงในรูปที่ 2.27(ก) และส่วนขยายช่วง $r > \sqrt{2}$ ในรูป 2.27 (ข)



รูปที่ 2.27 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Displacement transmissibility ที่ความถี่ต่างๆ

จากรูปที่ 2.27 จะได้ว่า เมื่อความถี่การกระตุ้นมีค่าน้อยๆ (เข้าใกล้ 0 Hz) ค่า T.R. จะมีค่าเข้าใกล้ 1 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการขจัดของการสั่นสะเทือนของพื้นมีค่าเท่ากับการสั่นสะเทือนของมวลที่สนใจ เมื่อความถี่การสั่นสะเทือนเพิ่มมากขึ้นขนาดของการสั่นสะเทือนจะเพิ่มมากขึ้น และจะมีค่ามากเมื่อความถี่การกระตุ้นเข้าใกล้ความถี่ธรรมชาติของระบบ ($r=1$) และจะพบว่าขนาดของการสั่นสะเทือนของมวลจะลดลงน้อยกว่าขนาดการสั่นของพื้นที่มากระตุ้น ($T.R. \leq 1$) เมื่อ $r = \sqrt{2}$ ช่วงนี้มีชื่อเรียกว่าช่วง isolation ดังนั้นหากต้องการควบคุมให้การส่งผ่านการสั่นสะเทือนไปยังมวลมีค่าน้อย จะต้องออกแบบให้ระบบมีการสั่นอยู่ในช่วงนี้ เนื่องจากค่า r ยิ่งมาก ขนาดของการส่งผ่านการสั่นสะเทือนจะลดลง การจะเพิ่มค่า r นั้น ทำได้โดยลดความถี่ธรรมชาติ ซึ่งทำได้โดยลดค่าความแข็งสปริง k และเพิ่มมวล m ของระบบสำหรับผลของตัวหน่วงการสั่นสะเทือนนั้นจะพบว่าถึงแม้ตัวหน่วงการสั่นสะเทือนจะช่วยลดการสั่นสะเทือนในช่วงใกล้ๆกับ resonance ได้มากแต่สำหรับในช่วงที่เกิดการ isolation นั้นยิ่งค่าอัตราส่วนการหน่วงมีค่ามากขนาดการสั่นสะเทือนกลับเพิ่มมากขึ้นด้วยดังนั้นในการออกแบบ vibration isolation การกำหนดค่าอัตราส่วนการหน่วงมากเกินไปจึงไม่เป็นผลดีนอกจากจะพิจารณาการส่งผ่านการสั่นสะเทือนหรือ T.R. แล้วแรงที่ส่งผ่านก็จำเป็นที่จะต้องพิจารณาเช่นกัน

จาก FBD ในรูปที่ 2.26(ข) จะได้ว่าแรงส่งผ่านมีค่าเท่ากับผลบวกของแรงที่ส่งผ่านโดยสปริง และส่งผ่านโดยตัวหน่วงการสั่นสะเทือน และจาก EOM จะได้ว่าแรงนี้มีค่าเท่ากับ $-m\ddot{x}$ ดังสมการ

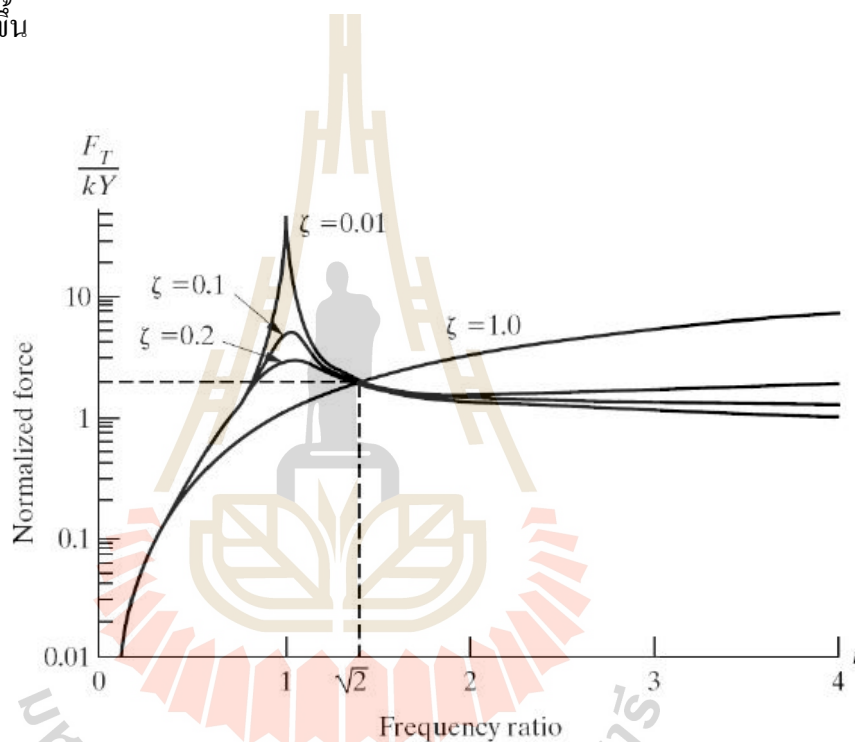
$$F(t) = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (2.11)$$

ดังนั้นจะได้ $F(t) = m\omega^2 X \cos(\omega t + q) = m\omega^2 Y |T(\omega)| \cos(\omega t + q) = F_T \cos(\omega t + q)$

และ

$$\frac{Fr}{kY} = r^2 \sqrt{\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (2.12)$$

อัตราส่วนในสมการที่ (2.12) เรียกว่า Force transmissibility ซึ่งเป็นอัตราส่วนแสดงขนาดแรงส่งผ่านที่ความถี่ต่างๆ รูปที่ 2.28 แสดงกราฟความสัมพันธ์ของ Force transmissibility ตามสมการที่ (2.12) จากรูปจะพบว่า Force transmissibility จะมีค่ามากกว่า 1 แม้ว่าจะเป็นช่วง isolation ซึ่ง $r > \sqrt{2}$ ก็ตาม และจะพบว่าค่า Force transmissibility จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อค่าอัตราส่วนการหน่วงมีค่าเพิ่มขึ้น

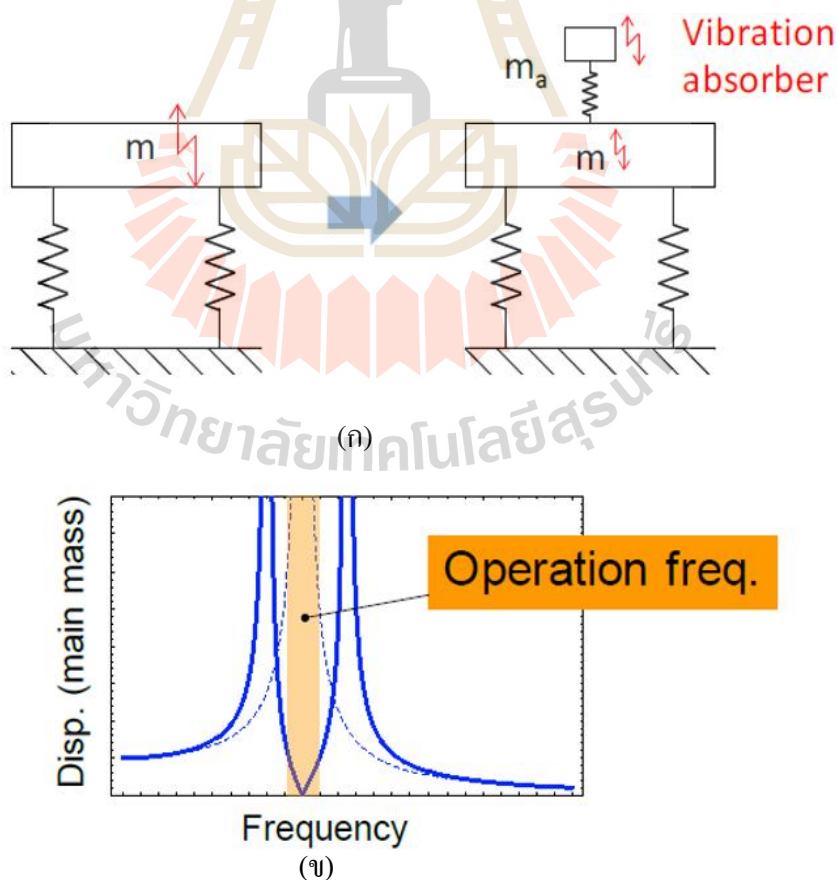


รูปที่ 2.28 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Force transmissibility ที่ความถี่ต่าง ๆ

2.5.2 ตัวดูดซับการสั่นสะเทือน (Vibration absorber)

ในหัวข้อที่ผ่านมา การควบคุมการสั่นสะเทือนทำโดยการลดการส่งผ่านการสั่นสะเทือนทั้งจากแหล่งกำเนิดการสั่นสะเทือนไปยังส่วนอื่นๆ และการสั่นสะเทือนจากพื้นมายังเครื่องจักรที่สนใจ สำหรับการควบคุมการสั่นสะเทือนในหัวข้อนี้จะไม่ใช่การควบคุมการส่งผ่านการสั่นสะเทือน แต่จะเป็นการลดการสั่นสะเทือนของระบบหรือเครื่องจักรที่ต้องการโดยตรง ด้วยการเพิ่มอุปกรณ์ที่เรียกว่าตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเข้าไปในระบบ หลักการของการดูดซับการสั่นสะเทือนอาจแสดงได้ดังรูปที่ 2.25(ค) และนำมาแสดงอีกครั้งในรูปที่ 2.29(ก) ในรูปด้านซ้ายมือ

ระบบอย่างง่ายประกอบด้วยมวลและสปริง ระบบนี้เป็นระบบ 1-dof เมื่อมวลลั่นจะมีกราฟการตอบสนองเชิงความถี่ดังแสดงด้วยเส้นประในรูปที่ 2.29(ข) หากมวลหรือเครื่องจักรจำเป็นต้องทำงานในช่วงความเร็วรอบหมุนที่ใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติ (ช่วงที่แรงเงาสีส้ม) การสั่นสะเทือนของมวลจะมีขนาดสูงมาก การควบคุมการสั่นทำได้โดยติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือน m_a เข้าในระบบ โดยยึดกับระบบด้วยสปริง ดังแสดงในรูปที่ 2.29(ก) ด้านขวามือ เมื่อติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนเข้าไปแล้วระบบจะเปลี่ยนแปลงจาก 1-dof เป็น 2-dof ดังนั้นกราฟการตอบสนองเชิงความถี่จึงมีรูปร่างเปลี่ยนไป ดังแสดงด้วยเส้นทึบในรูปที่ 2.29(ข) โดยช่วงที่มีขนาดการสั่นมากมี 2 ช่วง ซึ่งเป็นช่วงที่ใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติทั้ง 2 ค่าของระบบใหม่ หากเลือกใช้ขนาดมวลของตัวดูดซับการสั่นสะเทือน และค่าความแข็งสปริงที่ติดตั้งตัวดูดซับการสั่นสะเทือนที่เหมาะสม จะสามารถออกแบบให้ช่วงใช้งานเดิม (ช่วงแรงเงาสีส้ม) กลายเป็นช่วงที่มีขนาดการสั่นน้อยของระบบใหม่ได้ การใช้หลักการนี้จะเหมาะกับระบบที่ความถี่การทำงานไม่เปลี่ยนแปลงมากนัก เนื่องจากช่วงที่ตัวดูดซับการสั่นสะเทือนใช้งานได้ไม่กว้างนัก การเปลี่ยนความเร็วรอบการทำงานมากๆ อาจทำให้ช่วงทำงานไปตรงกับความถี่ธรรมชาติของระบบใหม่ได้

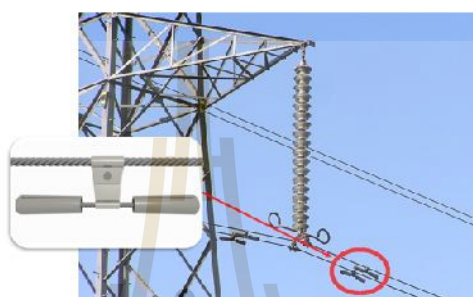


รูปที่ 2.29 หลักการของการดูดซับการสั่นสะเทือน



(ก)

(ข)



(ค)

รูปที่ 2.30 ตัวอย่างการใช้หลักการของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนในงานทางวิศวกรรม

รูปที่ 2.30 แสดงตัวอย่างการใช้หลักการของตัวดูดซับการสั่นสะเทือนในงานทางวิศวกรรม
รูปที่ 2.30(ก) เป็นการใส่ลูกตุ้มขนาดใหญ่เพื่อเป็นตัวดูดซับการสั่นสะเทือนในตึก Taipei 101 ประเทศไต้หวัน เมื่อเกิดการสั่นสะเทือนของตึกซึ่งอาจเกิดมาจากแรงลม หรือแผ่นดินไหว การแกว่งของลูกตุ้มจะช่วยลดการสั่นของตัวตึกโดยรวมลงได้ รูปที่ 2.30(ข) แสดงตัวดูดซับการสั่นสะเทือนที่ใช้ในสายไฟฟ้าแรงสูง ซึ่งจะช่วยลดการสั่นของสายไฟเมื่อมีลมพายุ สำหรับรูปที่ 2.30(ค) แสดงมวลติดสปริงซึ่งติดอยู่ด้านล่างของสะพาน Millennium ในกรุงลอนดอน ประเทศอังกฤษ เพื่อดูดซับและควบคุมการสั่นสะเทือนแนวตั้งของสะพาน

2.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในปี ค.ศ. 2014 Zhihai Li, Zhenweiwu และ Jing Cui ได้ศึกษาเกี่ยวกับการควบคุมการสั่นสะเทือนของฐานยึดแขนกล (Scara robot) ด้วยตัวหน่วงการสั่นสะเทือนแบบ Magenatorhelogical Damper โดยได้ใช้ทดลองใช้แขนในการเคลื่อนที่ต่างๆ เพื่อจะแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อจะได้ทำการออกแบบการควบคุมตัวหน่วงการสั่นสะเทือนแบบ Magenatorhelogical Damper ผลการวิจัยนี้ได้ออกแบบการควบคุมโดยใช้การควบคุมแบบ PD ในการ

ควบคุมตัวหน่วงการสั่นสะเทือนแบบ Magenatorhological Damper ช่วยลดการสั่นสะเทือนจากการทำงานของแขนกลได้ 20 %

ในปี ค.ศ. 2010 Michel Azoulay, Alexander Veprik, Vladimir Babitsky และ Neil Halliwell ได้ศึกษาการทำงานของชิ้นงานที่ช่วยในการลดการสั่นในช่วงความถี่ 0 ถึง 20 kHz ว่าชิ้นงานที่ศึกษานี้สามารถลดการสั่นสะเทือนในแนวแกนไหนได้บ้าง และศึกษาการลดการสั่นสะเทือนในแต่ละแนวแกนนี้ว่ามีความถี่ธรรมชาติเท่าไรบ้างเพื่อจะทำให้ทราบถึงรูปร่างที่ใช้ในการช่วยลดการสั่นในแต่ละแนวแกน

ในปี ค.ศ. 2017 Erfan Shahabpoor, Aleksandar Pavic และ Vitomir Racic ได้ศึกษาเกี่ยวกับปัญหาที่เกิดขึ้นเนื่องจากการสั่นสะเทือนของสะพานแขวน ที่มีใช้ในการคนเดินเมื่อคนมีจำนวนมากใช้สะพานแขวนนี้พร้อมทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ส่งผลให้สะพานเกิดการเสียหายกับสะพาน จึงได้ศึกษาการความถี่ธรรมชาติของสะพานแขวนและความถี่ที่ใช้ในการใช้งาน เพื่อออกแบบปรับปรุงสะพานแขวนนั้นใหม่คือการเพิ่มคานสองข้างเพื่อกระจายแรงสั่นสะเทือน

ในปี ค.ศ. 2016 Wieslaw Fiebig กับ Jakub Wrobel ได้ศึกษาการลดการสั่นสะเทือนของอ่างผสมที่ลำเลียงและผสมแร่ต่างๆ ไปยังแม่พิมพ์แบบหล่อ ที่มีลักษณะการทำงานอยู่สองรูปแบบคือการเทแร่ต่างๆ บนอ่างผสม และการปล่อยแร่ออกจากอ่างผสม โดยผู้วิจัยได้ศึกษาและนำความถี่ธรรมชาติทั้ง 2 รูปแบบการทำงานมาใช้ในการแบบเพื่อลดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น

ในปี ค.ศ. 2014 Shenghao Shi, Dongxu Li, Qing Luo ได้ศึกษาการควบคุมการหมุนของ Gyro เมื่อความเร็วในการหมุนของ Gyro เพิ่มขึ้นนั้นทำให้เกิดการสั่นสะเทือนระดับไมโครเมตรขึ้นถึงการสั่นสะเทือนนั้นน้อยแต่ส่งผลให้การหมุนของ Gyro นั้นไม่มีเสถียรภาพในการหมุน ผู้วิจัยจึงได้ออกแบบกระจายการสั่นสะเทือนในช่วงความถี่ที่ต่ำกว่า 40 Hz ซึ่งเป็นความถี่ที่ใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติ

ในปี ค.ศ. 2016 A. Valeev กับ S. Kharisov ได้ศึกษาชิ้นงานที่ใช้สำหรับลดการสั่นสะเทือนซึ่งเปรียบเทียบชิ้นงานที่มีส่วนประกอบอยู่สองชนิดที่ทำหน้าที่ในการลดการสั่นสะเทือนคือ 620-MBS.S0,1 กับ 1000-MBS.S0,1 ซึ่งมีคุณสมบัติที่มีค่าของความแข็งของสปริงต่ำมาก เมื่อเปรียบเทียบแล้วทั้งสองลดการสั่นสะเทือนได้ใกล้เคียงกันซึ่งอยู่ในช่วงความถี่ที่ 0- 1 Hz แต่ชิ้นงานที่ประกอบด้วย 1000-MBS.S0,1 รับน้ำหนักได้เยอะกว่า 620-MBS.S0,1

ในปี ค.ศ. 2016 Vladimir Smirnov กับ Vladimir Mondrus ได้ศึกษาเกี่ยวกับชิ้นงานที่ใช้สำหรับลดการสั่นสะเทือน ซึ่งเปรียบเทียบชิ้นงานที่มีส่วนประกอบอยู่สองชนิดที่มีคุณสมบัติที่แตกต่างกันคือ วัสดุหนึ่งมีคุณสมบัติที่ลดการสั่นสะเทือนเป็นเชิงเส้น และวัสดุที่มีคุณสมบัติลดการสั่นสะเทือนที่ไม่เป็นเชิงเส้น ซึ่งทดสอบโดยการสร้างการสั่นสะเทือนจากภายนอกระบบหลาย ๆ

แบบ ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบแล้วชิ้นงานที่ประกอบด้วยวัสดุที่มีคุณสมบัติไม่เป็นเงินเส้นสามารถลดการสั่นได้มากกว่าถึง 20 %

ในปี ค.ศ. 2013 Wanqun Chen, Yingch Liang, Yazhou Sun และคณะได้ศึกษาเกี่ยวกับเครื่อง KDP crystal machining เป็นเครื่องจักรที่ใช้ตัดชิ้นงาน ซึ่งต้องทำงานด้วยความเร็วในการตัวที่สูง จึงทำให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้น ส่งผลให้การตัดนั้นไม่ได้ตามที่กำหนดไว้ ซึ่งผู้วิจัยได้แก้ปัญหาโดยการออกแบบเสาด้านข้างขึ้นมาใหม่ให้เสานั้นมีการเอียงที่มากขึ้น เพื่อรับการสั่นสะเทือนที่เกิดจากการหมุนด้วยความเร็วสูงของเครื่องได้มากขึ้น

ในปี ค.ศ. 2011 Qingchao Yang, AiminDiao, Jingjun Lou และ Shuyong Liu ได้ศึกษาเกี่ยวกับการใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์ในการทดสอบการสั่นสะเทือนของชิ้นงาน เพื่อออกแบบตัวช่วยลดการสั่นสะเทือนของชิ้นงานนี้ โดยใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์ในการคำนวณหาความถี่ธรรมชาติของชิ้นงาน เพื่อที่จะทราบความถี่ธรรมชาติที่เกิดในแนวแกนไหนมากที่สุด แล้วนำไปออกแบบเพื่อลดการสั่น

ในปี ค.ศ. 2015 Qilin Fu กับ Amir Rshid ได้ศึกษาเกี่ยวกับเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบการเลื่อนขึ้น ปัญหาที่พบเมื่อเคลื่อนตัวเครื่องที่ใช้สำหรับเลื่อนชิ้นงานที่เกิดการสั่นสะเทือนขึ้น โดยการสั่นสะเทือนนั้นส่งผลให้เครื่องมือทดสอบที่ขาดความแม่นยำในการเลื่อนชิ้นงาน ผู้ท้าววิจัยจึงได้แก้ปัญหาโดยการนำวัสดุมาประกบกันเพื่อทำเป็นฐานรับน้ำหนักและลดการสั่นสะเทือน ผู้เลือกวัสดุมาสองชนิดมาประกบเพื่อการลดการสั่นสะเทือนได้ดีขึ้น

ในปี ค.ศ. 2017 MichielBeijen, Marcel Heertjes, RobbertVoorhoeveและTom Oomenได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพในการใช้งานตัวช่วยลดการสั่นสะเทือนที่เกิดจากเครื่องหนัก ด้วยวิธีการศึกษาการสั่นสะเทือนในรูปแบบคาบและการวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือนในโดเมนความถี่ ซึ่งผลที่ได้สามารถการสั่นสะเทือนอยู่ในค่าที่ยอมรับได้คือช่วงสัญญาณความถี่ 1 และ 100 Hz

ในปี ค.ศ. 2010 Xiaoyan Wang, Tang Yi, QiuyanTang, Liang Feng, Guoqiang Ni และ LiweiZhou ได้ศึกษาเกี่ยวกับการแก้ไขการประมวลผลภาพที่เกิดปัญหาจากภาพเบลอเนื่องจากการสั่นสะเทือน ด้วยวิธีการวิเคราะห์ความสูงสัญญาณการสั่นสะเทือนในรูปของโดเมนความถี่ และใช้อัลกอริทึมในการปรับปรุงที่เบลอเนื่องจากการสั่นสะเทือนได้

ในปีค.ศ. 2010 Feng Dezhen และ Luan Haofeng ได้ศึกษาเกี่ยวกับตัวช่วยการสั่นสะเทือนที่สามารถรับการสั่นสะเทือนได้หลายแกน ด้วยวิธีการวิเคราะห์และคำนวณการส่งผ่านการสั่นสะเทือนของเครื่องจักร และใช้การวิเคราะห์รูปร่างการสั่นสะเทือนเพื่อแก้ไขปัญหการสั่นสะเทือนในเครื่องจักร

ในปี ค.ศ. 2012 Qingchao Yang, AiminDiao, Jingjun Lou และ Shuyong Liu ได้ศึกษาการออกตัวช่วยลดการสั่นสะเทือน ด้วยการผสมสองวิธีที่ใช้ในการวิเคราะห์และออกแบบคือวิธี ADAMS และ ISIGHT และนำผลการออกแบบได้ตรวจด้วยการจำลองและคำนวณผลด้วยคอมพิวเตอร์ซึ่งผลที่ได้การใช้ทั้งสองวิธีมารวมกันนั้นสามารถช่วยออกแบบตัวช่วยการลดการสั่นสะเทือนได้

ในปี ค.ศ. 2017 Minqing Wang, Qiaojiao Li, Fei Han, Xiao Wang และ Haohao Zhang ได้ศึกษาตัวช่วยลดการสั่นสะเทือนในระบบที่มีการสั่นสะเทือนนั้นใกล้เคียงความถี่ธรรมชาติ แต่ระบบนั้นยังต้องการการสั่นสะเทือนในระบบอยู่ ซึ่งวิเคราะห์ออกแบบด้วยวิเคราะห์สัญญาณการสั่นสะเทือนในโดเมนความถี่และการส่งผ่านการสั่นสะเทือนให้มีความน้อยกว่า $\sqrt{2}$ เท่าของความถี่ธรรมชาติของระบบ ผลการออกแบบตัวช่วยลดการสั่นสะเทือนสามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในความถี่มากกว่า 10 dB และความถี่ของระบบนั้นเพิ่มขึ้นจากความถี่ธรรมชาติ 5 dB

2.7 สรุป

การสั่นสะเทือนนั้นเกิดจากปัญหาของเครื่องจักรหรือเกิดขึ้นส่วนใดชิ้นส่วนหนึ่งในเครื่องจักรนั้นเคลื่อนที่ด้วยความเร็วแล้วเกิดการหยุดกะทันหัน ซึ่งแสดงผลออกมาให้เห็นทางกลโดยผู้ทำงานวิจัยสามารถวัดค่าการสั่นสะเทือน ซึ่งการสั่นสะเทือนจะส่งผลทำให้เครื่องสูญเสียพลังงาน สมรรถภาพในการทำงาน และมีผลต่ออายุการใช้งาน โดยเฉพาะความถี่ของแรงกระทำ (Exciting Frequency) ไปตรงกับความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) ของเครื่องจักรนั้น ทำให้เกิดการสั่นพ้อง (Resonance) จนส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องจักรนั้นลดลงจนเกิดการเสียหายขึ้น

จากเนื้อหาเรื่องการสั่นสะเทือนนั้นสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้ โดยเฉพาะการทดลองวัดการสั่นสะเทือน และการหาความถี่ธรรมชาติของระบบโดยใช้วิธีการวิเคราะห์โมดอล (Modal Analysis) โดยควรเก็บข้อมูลเป็นประจำเพื่อทำให้ข้อมูลที่ได้มีความแม่นยำ นำมาใช้ประโยชน์ในการวิเคราะห์หาความถี่ที่ส่งผลต่อเครื่องจักร และสามารถแก้ไขปัญหที่เกิดขึ้นได้

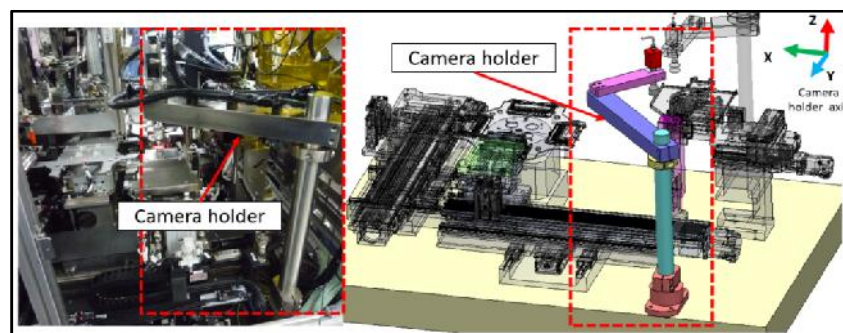
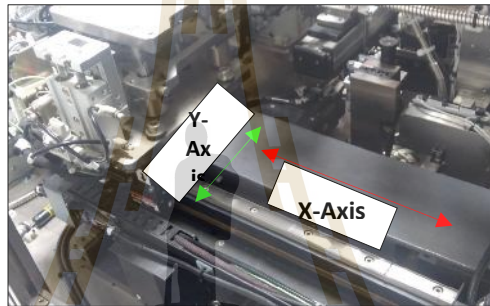
วัดการสั่นสะเทือน

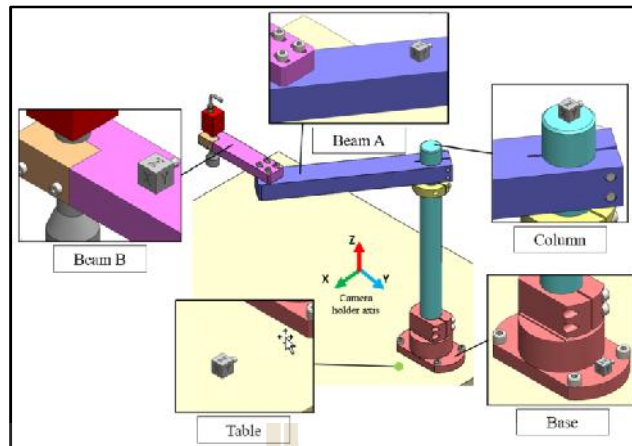
การวิเคราะห์การ
ส่งผ่านการสั่นสะเทือน

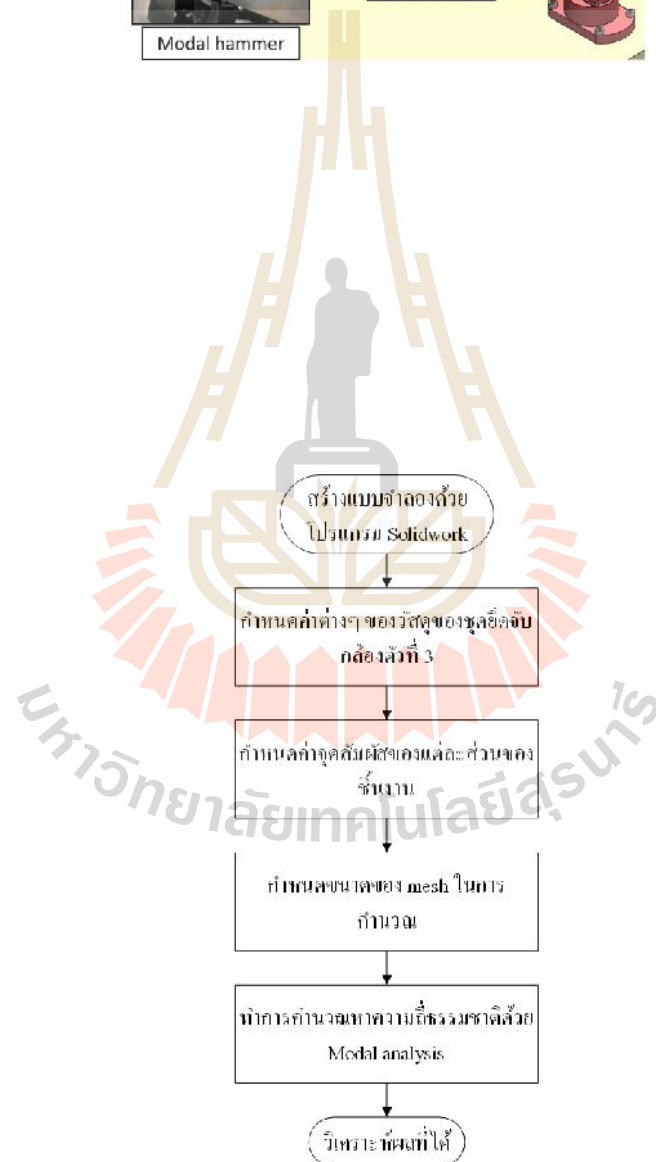
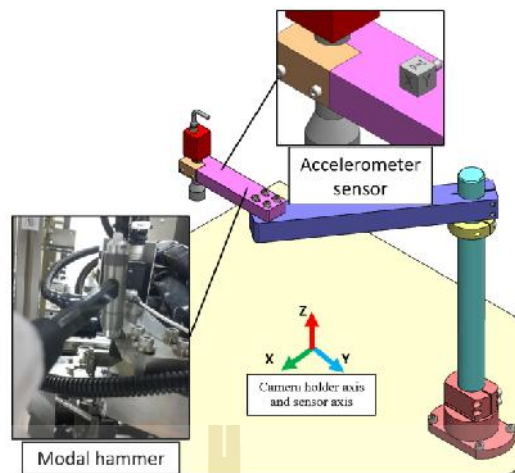
การทำ Mode shape

การเลือก Isolator

ตรวจสอบคุณภาพของภาพที่ได้







คุณสมบัติ

สแตนเลสสตีล 440c

Poison ratio (ν)

0.285

Modulus of elasticity (E, Gpa)

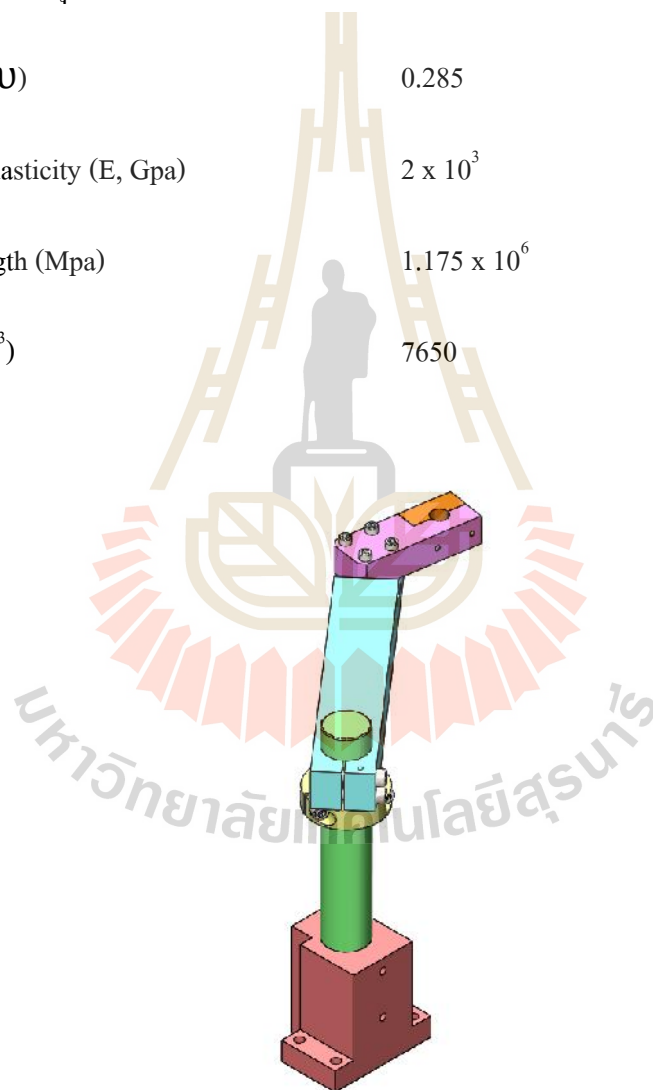
2×10^3

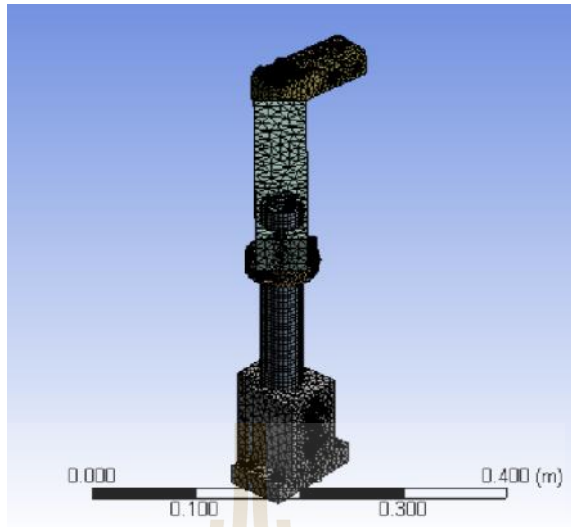
Tensile Strength (Mpa)

1.175×10^6

Density(kg/m^3)

7650





■ Vibration Transmissibility Data

Electroconductive Antivibration Rubber

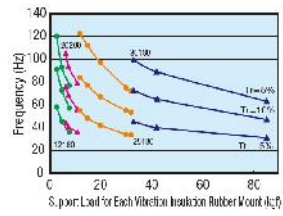
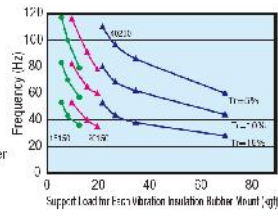
Tapped and Threaded Studs
DBGONA

Tapped Stud, Plate Mount
DBGONP

Chloroprene Antivibration Rubber
Plate Stoppers

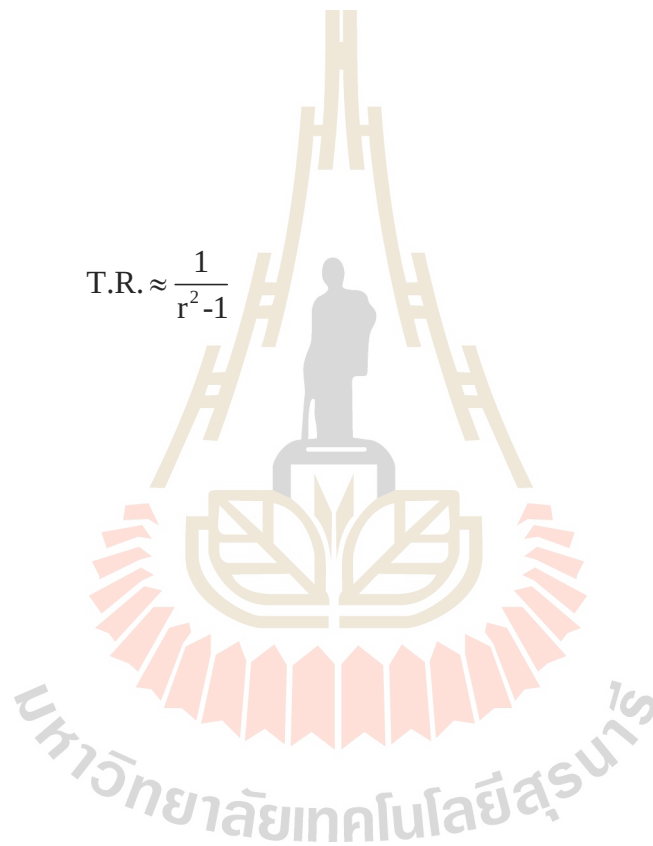
Tapped and Threaded Studs
EBGONA

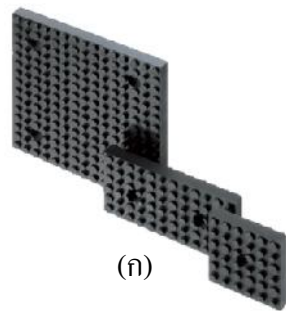
Tapped Stud, Plate Mount
EBGONP



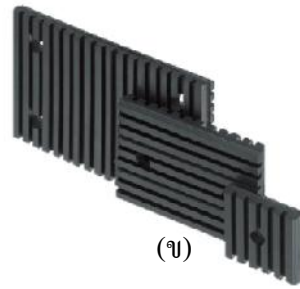
$$T.R. \approx \frac{1}{r^2 - 1}$$

$$r \geq \sqrt{2}$$

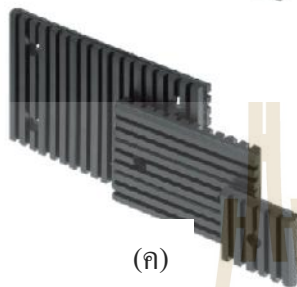




(ก)



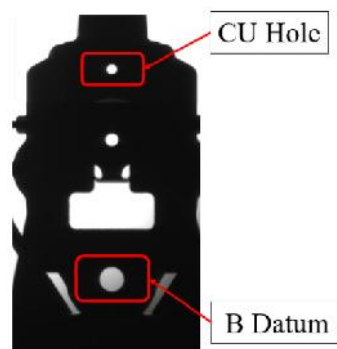
(ข)



(ค)

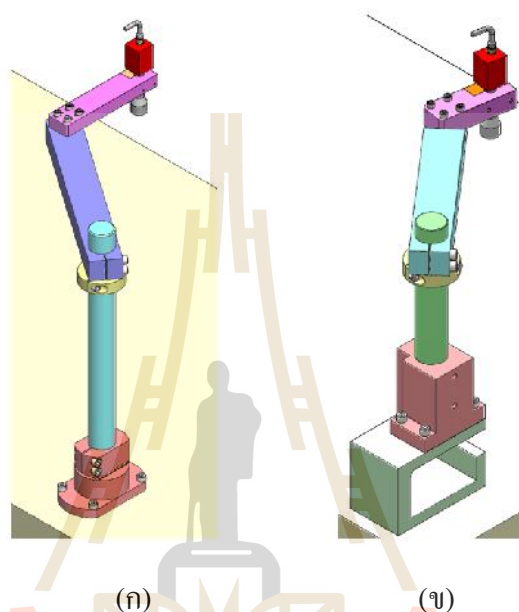


(ง)



3.6 ชุดยึดจับกลิ้งที่ใช้ในการทดลอง

เนื่องจากชุดยึดแบบเก่าดังแสดงในรูป 3.12 (ก) ไม่สามารถติดตั้งในเครื่อง ACAM ได้ จึงจำเป็นต้องทำการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนในชุดยึดจับกลิ้งแบบใหม่ดังที่แสดงในรูปที่ 3.12 (ข) วิธีการวิเคราะห์ตามที่กล่าวไว้ข้างต้น



รูปที่ 3.12 (ก) ชุดยึดจับกลิ้งแบบเก่า, (ข) ชุดยึดจับกลิ้งแบบใหม่

3.7 อุปกรณ์ที่ใช้ในการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน

3.7.1 USB Dynamic Signal Analyzer, IOTECH 640U

เป็นเครื่องตรวจวัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของเครื่องจักร ดังแสดงในรูปที่ 3.13 ใช้ซอฟต์แวร์สำหรับ PC เพื่อตรวจวัดการสั่นสะเทือนและบันทึกข้อมูล ซึ่งสามารถวิเคราะห์สัญญาณได้ทั้ง โดเมนของความถี่และโดเมนของเวลา ของสัญญาณการสั่นสะเทือนของเครื่องจักร

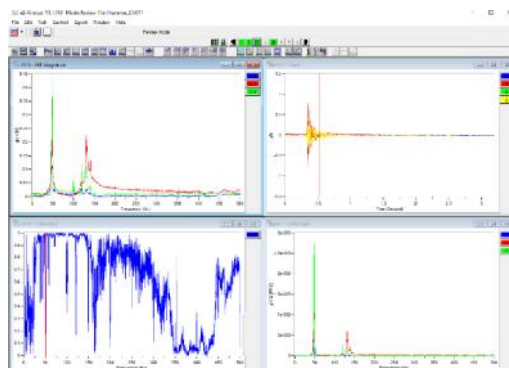
คุณสมบัติของ Dynamic Signal Analyzer, IOTECH 640U

- (เครื่องวัดและวิเคราะห์ 4 แชนเนลช่อง Output 1 แชนเนล
- แปลงหน่วยวัดได้ (RMS, Pwr, PSD, ESD, Peak, P-P)
- แปลงหน่วยวัดได้ (RMS, Pwr, PSD, ESD, Peak, P-P)
- เชื่อมต่อ PC ผ่าน USB เพื่อวัดและวิเคราะห์การสั่นสะเทือน



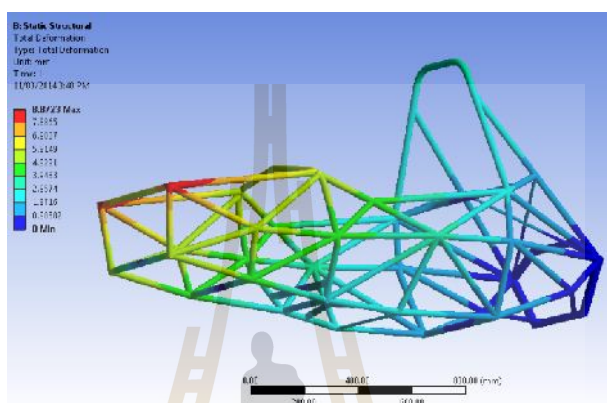


มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

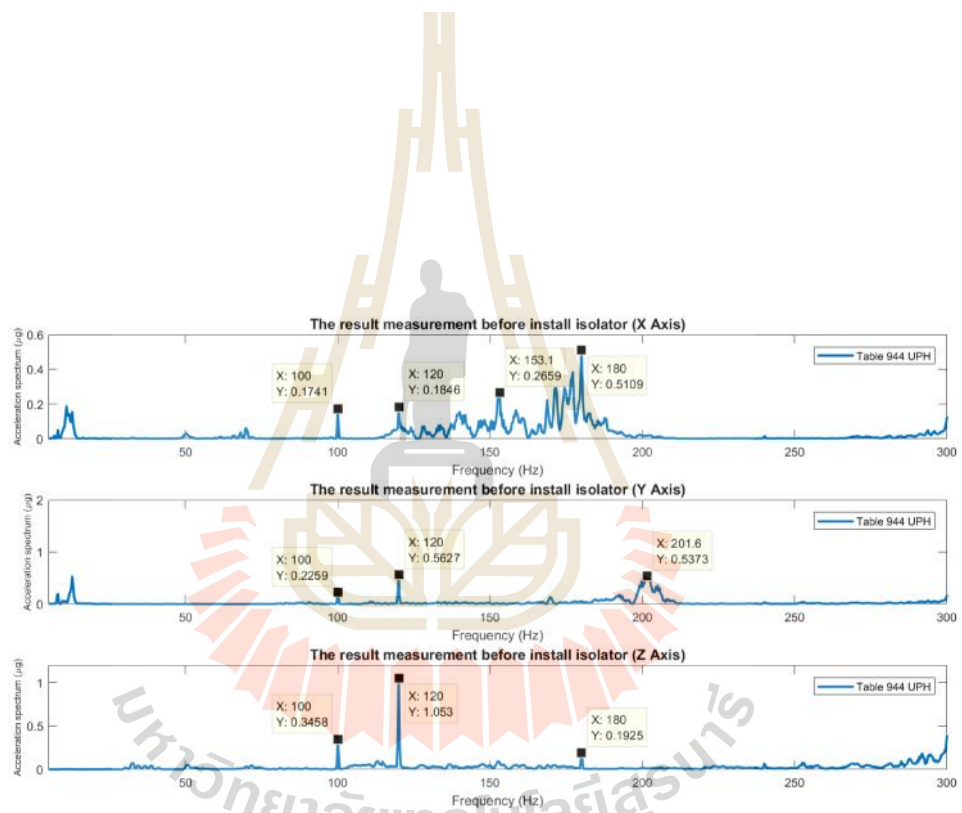


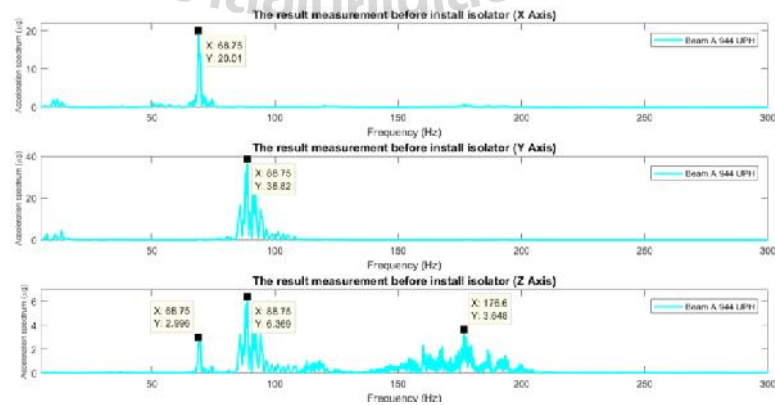
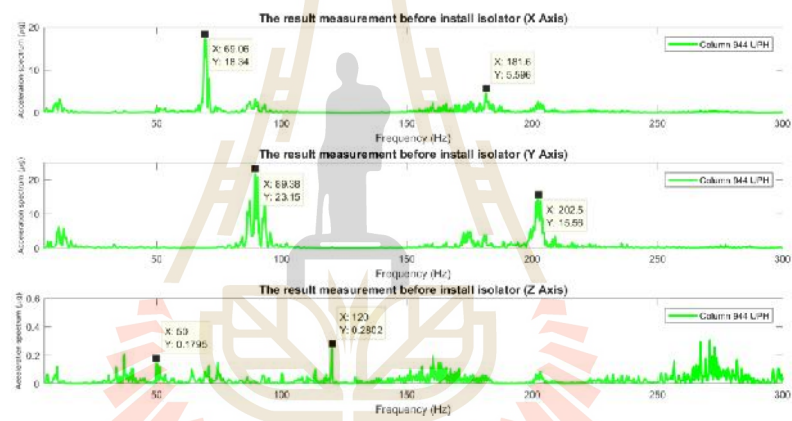
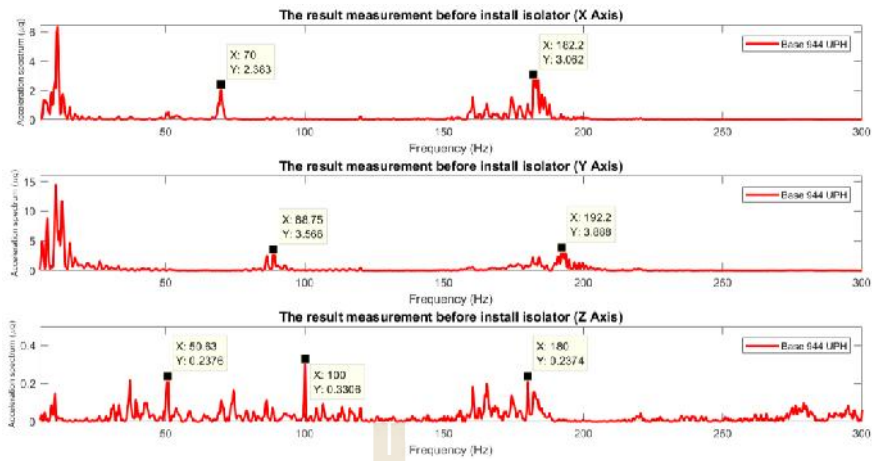
3.7.5 ซอฟต์แวร์Ansys

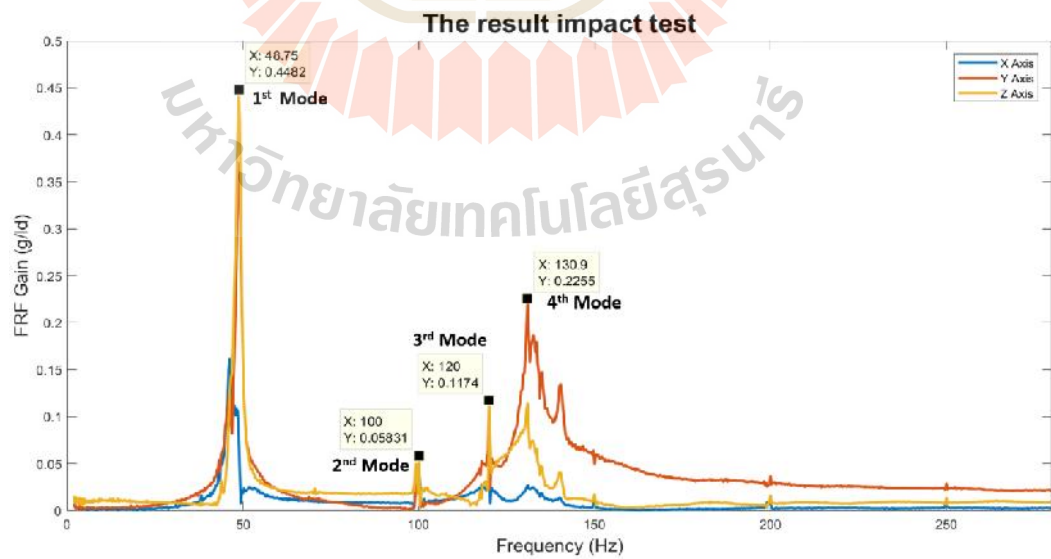
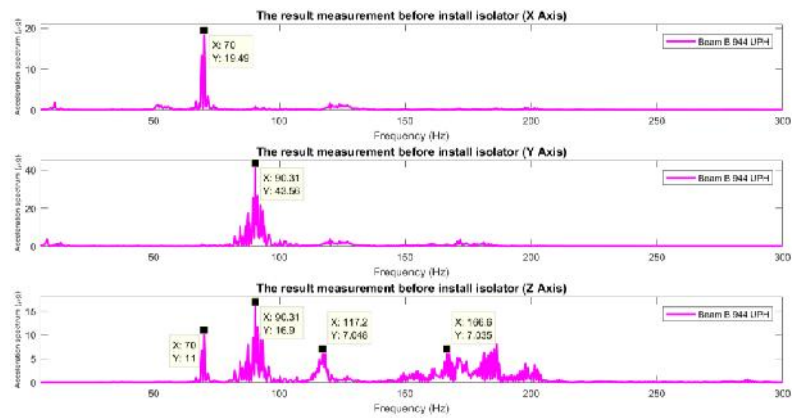
เป็นซอฟต์แวร์ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (finite element method) ชนิดหนึ่งที่สามารถวิเคราะห์โครงสร้างที่สนใจ ได้ตามต้องการรวมมีภาพแสดงผลพล็อตออกมาให้เห็นได้ ดังรูปที่ 3.17 ซึ่งงานวิจัยนี้ นำ ซอฟต์แวร์Ansys15 มาหา Mode shape เพื่อที่จะทราบรูปร่างของการสั่นด้วยความถี่ธรรมชาติ

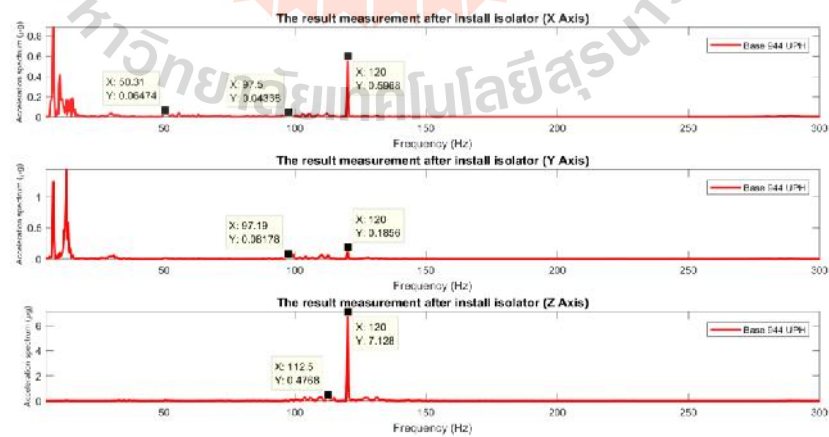
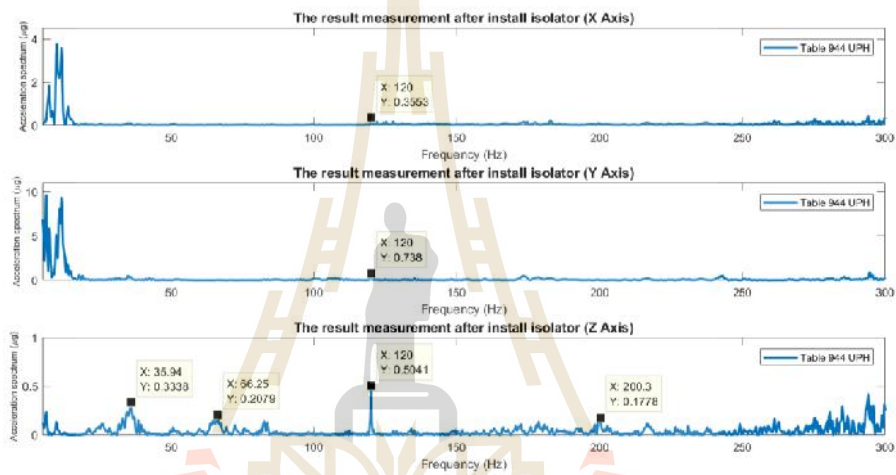


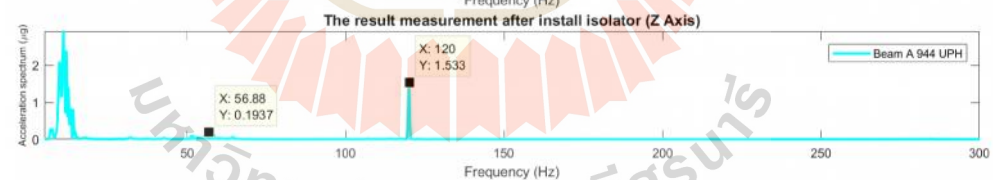
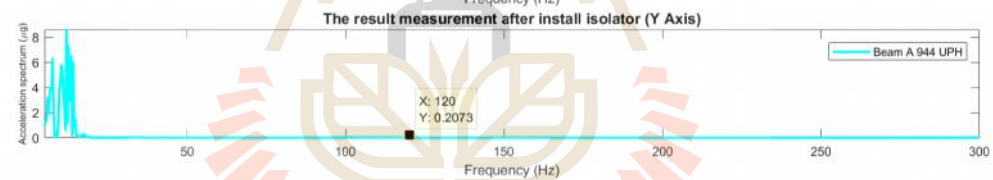
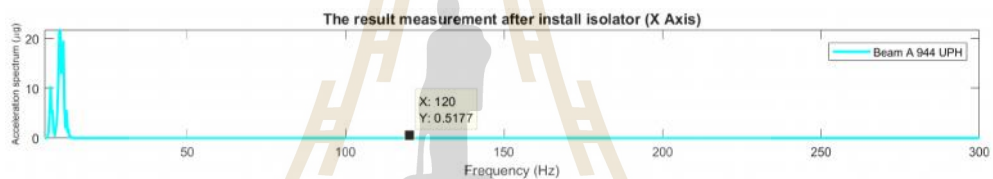
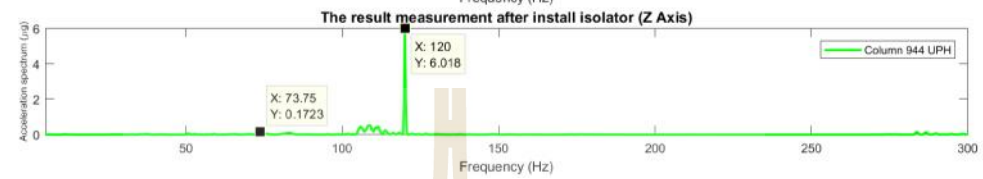
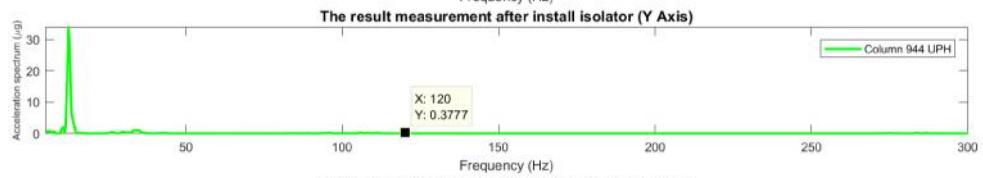
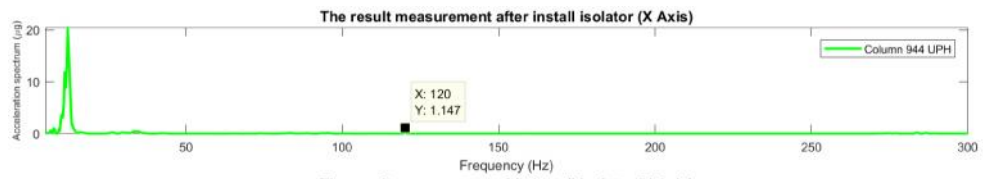
รูปที่ 3.17 ซอฟต์แวร์Ansys

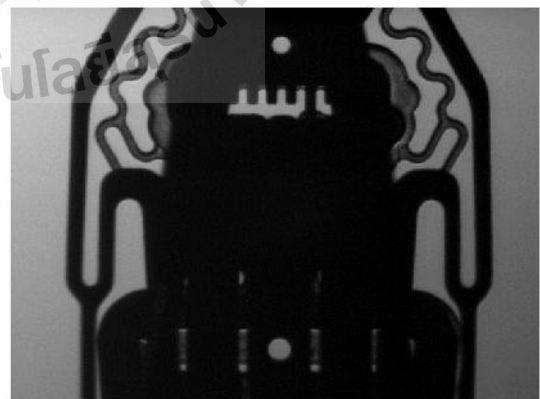
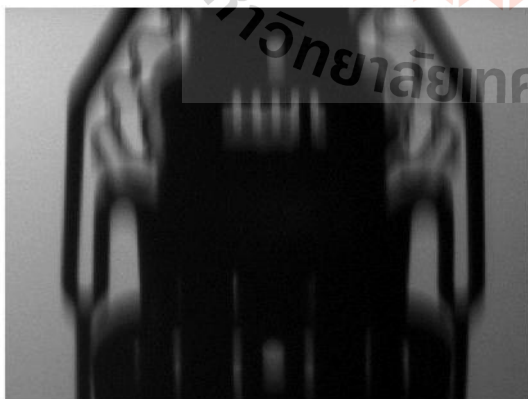
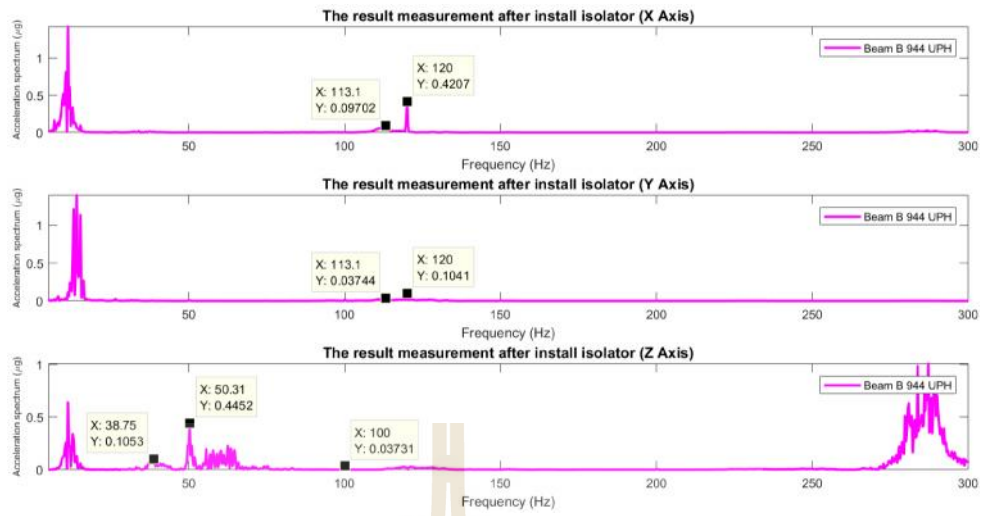












ตารางที่ 4.1 ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งจนวนกันสั่น (pitch offset)

Standard deviation pitch offset						
	UPH	815	869	944	1004	1060
Before	STDEV	0.003119	0.004279	0.004744	0.005222	Unfocus
After	STDEV	0.001895	0.002918	0.003269	0.003981	0.004744
% can reduce STDEV		39%	32%	31%	24%	-

ตารางที่ 4.2 ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งจนวนกันสั่น (roll offset)

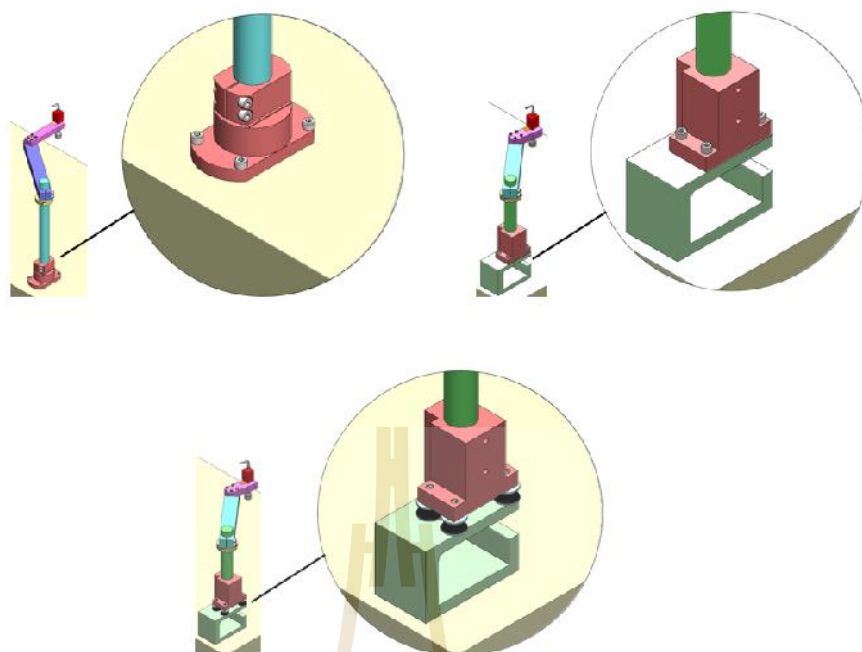
Standard deviation roll offset						
	UPH	815	869	944	1004	1060
Before	STDEV	0.002306	0.002813	0.00294	0.003444	Unfocus
After	STDEV	0.002141	0.002338	0.002283	0.002866	0.004042
% can reduce STDEV		7%	17%	22%	17%	-

ตารางที่ 4.3 ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งจนวนกันสั่น (angle offset)

Standard deviation angle offset						
	UPH	815	869	944	1004	1060
Before	STDEV	0.170629	0.198674	0.247652	0.346941	Unfocus
After	STDEV	0.162193	0.168316	0.174996	0.247652	0.325329
% can reduce STDEV		5%	15%	29%	29%	-

4.5 ผลจากกล้องก่อนและหลังติดตั้งในชุดยึดกล้องแบบเก่า-ใหม่

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบผลที่ได้จากกล้องในการหาค่าค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานระบุตำแหน่งการติด ก่อนติดตั้งจนวนกันสั่นในแบบเก่า (N1) ดังแสดงในรูปที่ 4.6 (ก) แบบใหม่ (N2) ดังแสดงในรูปที่ 4.6 (ข) และหลังติดตั้งจนวนกันสั่นในแบบใหม่ (N3) ดังแสดงในรูปที่ 4.6 (ค) ผลที่ได้จากกล้องแสดงในตารางที่ 4.4 ในแกน Roll offset และ ผลที่ได้จากกล้องแสดงในตารางที่ 4.5 ในแกน Pitch offset โดยตัวหนังสือแดงแสงผลที่ได้จากกล้องในความเร็วการทำงานที่ใช้ผลิตในปัจจุบัน



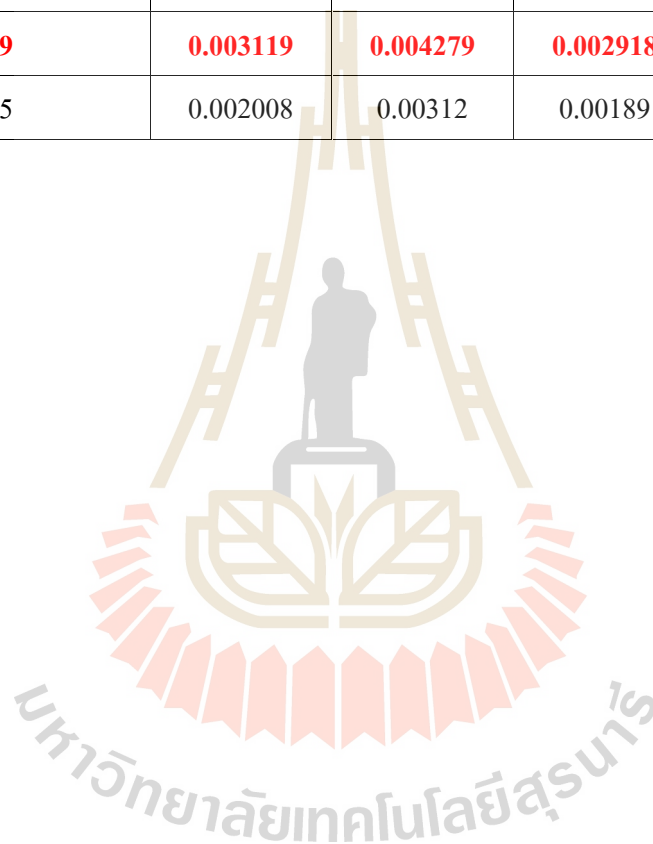
รูปที่ 4.13 (ก) ชุดจับยึดกลิ้งแบบเก่าก่อนติดตั้งจนวนกันสั่น (N1), (ข)ชุดจับยึดกลิ้งแบบใหม่ก่อนติดตั้งจนวนกันสั่น (N1), (ค)ชุดจับยึดกลิ้งแบบใหม่หลังติดตั้งจนวนกันสั่น (N3)

ตารางที่ 4.4 ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งจนวนกันสั่นในชุดจับยึดกลิ้งแบบเก่า-ใหม่ (Roll offset)

Unit per Hour (UPH)	Roll offset STD hole image			% Reduce STD
	N1	N2	N3	
1060	unfocus	unfocus	0.00404	
1004	0.005222	0.00344	0.002866	45.11
944	0.004279	0.00294	0.002283	46.64
869	0.003119	0.00281	0.002338	25.04
815	0.002008	0.0023	0.00214	+6.62

ตารางที่ 4.5 ตารางเปรียบเทียบค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังติดตั้งฉนวนกันสั่นในชุดยึดจับ
กล้องแบบเก่า-ใหม่ (Pitch offset)

Unit per Hour (UPH)	Pitch offset STD hole image			% Reduce STD
	N1	N2	N3	
1060	unfocus	unfocus	0.004744	
1004	0.00522	0.005222	0.003981	23.76
944	0.004279	0.004744	0.003269	23.6
869	0.003119	0.004279	0.002918	6.44
815	0.002008	0.00312	0.00189	5.87



บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปงานวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์การสั่นสะเทือนที่ส่งผ่านจากฐานขึ้นไปยังกล้อง แล้วส่งต่อผลภาพที่ได้จากกล้องหลังจากนั้นเครื่อง ACAM ได้ทำการประมวลผลภาพเพื่อระบุตำแหน่งการประกอบหัวอ่านเขียนฮาร์ดดิสก์ไครฟ์เมื่อยังเพิ่มความเร็วการทำงานของเครื่องจักรก็จะทำให้เครื่อง ACAM นั้นเกิดการสั่นสะเทือนมากขึ้น และการประมวลผลภาพเพื่อระบุตำแหน่งติด Slider ลงไปบน Suspension นี้มีต้องใช้ความแม่นยำสูงในการระบุตำแหน่ง เนื่องจากตัว Slider กับ Suspension นั้นมีขนาดเล็กมากในระดับไมโครเมตร การใช้เทคนิคการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนมาใช้แก้ปัญหาเพื่อลดการสั่นสะเทือนในขณะที่เครื่อง ACAM ทำงาน และส่งผลต่อการเพิ่มความแม่นยำในการระบุตำแหน่งติด Slider ลงไปบน Suspension ซึ่งสิ่งที่ได้จากการศึกษาดังกล่าวสามารถสรุปผลได้ดังนี้

5.1.1 ผลการศึกษาการวัดการสั่นสะเทือนก่อนติดตั้ง isolator ในขณะที่เครื่องทำงาน

ผลการวัดการสั่นสะเทือนที่ชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 ในขณะที่เครื่องทำงานด้วยความเร็ว ทำให้ทราบว่า การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นนั้น มาจาก actuator ที่เคลื่อนที่กลับไปกลับมาด้วยความเร็วสูง ส่งผ่านการสั่นสะเทือนไปยังชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 และทราบว่าความถี่ของการสั่นสะเทือนที่ส่งผลต่อชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 เมื่อทราบความถี่ที่ส่งผลต่อชุดยึดจับกล้องนั้นช่วยให้ทราบถึงความถี่ที่ส่งผลต่อกล้องตัวที่ 3 ที่ใช้งานจริง ในการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนช่วยในการออกแบบให้หลีกเลี่ยงความถี่ที่ส่งต่อชุดยึดจับกล้องมากที่สุด

5.1.2 ผลการศึกษาการทดลองการวิเคราะห์โมดอล (Modal analysis)

ผลจากการวิเคราะห์โมดอล ทำให้ทราบความถี่ธรรมชาติของชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 ที่อยู่ในเครื่อง ACAM ว่ามีความถี่ธรรมชาตินั้นมีทั้งหมด 4 mode ความธรรมชาติ และทราบว่าความถี่ธรรมชาติ mode ที่ส่งผลต่อชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 มากที่สุด คือ 1st mode ของความถี่ธรรมชาติ การที่ทราบความถี่ธรรมชาติของชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 นั้นช่วยให้การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนว่าควรออกแบบแก้ไขชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 นั้นไม่ควรให้ทำงานในความถี่ที่ใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติ

5.1.3 ผลการศึกษาการการวัดการสั่นสะเทือนหลังติดตั้ง isolator ในขณะที่เครื่องทำงาน

หลังจากเลือกขนาดกันสั่นสะเทือนแล้วนำมาติดตั้งที่ฐานของชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 การวัดการสั่นสะเทือนผลการวัดการสั่นสะเทือนพบว่าสามารถลดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นได้ 35 % ในแกน x, ในแกน y ลดได้ 80 % และในแกน z ลดได้ 85% ที่ความถี่ 70 Hz

5.1.4 ผลการศึกษาการตรวจสอบคุณภาพของภาพที่ได้จากกล้องตัวที่ 3

จากการศึกษาการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน เพื่อออกแบบและลดการสั่นสะเทือนของชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 ในเครื่อง ACAM ลดการสั่นสะเทือนได้โดยการติดตั้งขนาดกันสั่นสะเทือน (Isolator) ที่ฐานของชุดยึดจับกล้องตัวที่ 3 ผลที่ได้จากการลดการสั่นสะเทือนทำให้การระบุตำแหน่งในการติดตั้ง Slider ลงไปบน Suspension สามารถเพิ่มความแม่นยำมากขึ้น ตรวจสอบได้โดยการนำค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานในหาค่าเบี่ยงเบน pitch offset, roll offset และ angle offset มาเปรียบเทียบกับค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนและหลังการติดตั้งขนาดกันสั่นสะเทือนผลที่ได้ ขณะที่เครื่องทำงานด้วยความเร็ว 944 UPH ซึ่งได้ความเร็วกว่าที่กำหนดไว้ 5% และเร็วกว่าความเร็วการทำงานของเครื่องที่ใช้ในปัจจุบัน 15 % ซึ่งยังสามารถลดค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานก่อนติดตั้งและหลังติดตั้งขนาดกันสั่นใน pitch offset น้อยกว่า 7 %, roll offset น้อยกว่า 9 % และ Angle offset น้อยกว่า 14% และค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานที่ได้หลังติดตั้งขนาดกันสั่นได้น้อยกว่าค่าเบี่ยงเบนที่กำหนดไว้ข้างต้น ใน pitch offset น้อยกว่า 7 %, roll offset น้อยกว่า 9 % และ Angle offset น้อยกว่า 14% ซึ่งผลที่ได้นี้เป็นการเพิ่มความแม่นยำกว่าค่าที่กำหนดไว้ได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

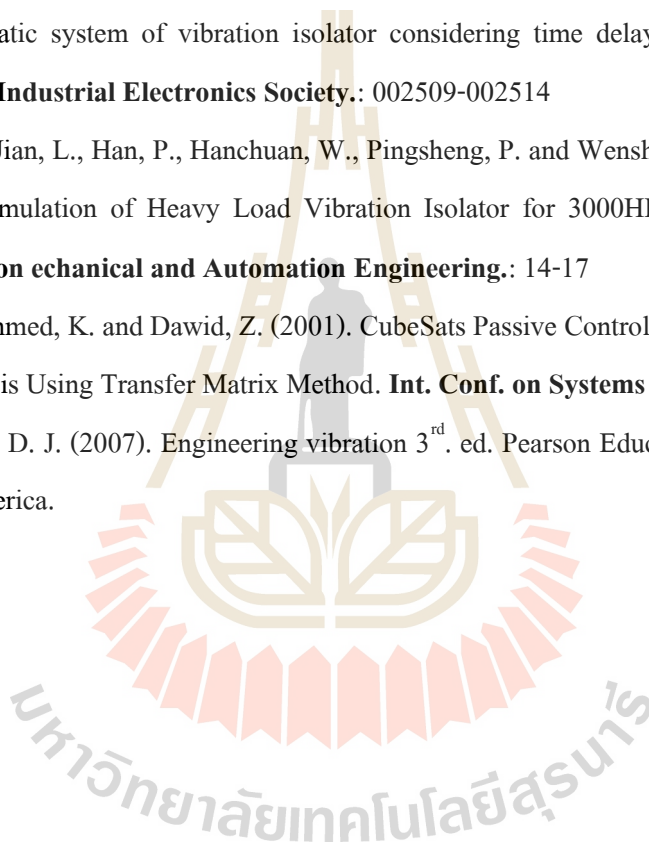
งานวิจัยนี้งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อวิเคราะห์การสั่นสะเทือนที่ส่งผ่านจากฐานขึ้นไปยังกล้อง แล้วส่งผลภาพที่ได้จากกล้องนั้นประมวลผลภาพเพื่อระบุตำแหน่งการประกอบหัวอ่านฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์เพื่อลดการสั่นสะเทือนงานวิจัยนี้ได้ลดการสั่นสะเทือนโดยการติดตั้งขนาดกันสั่นสะเทือน ซึ่งเป็นการแก้ปัญหาเฉพาะจุดที่เกิดปัญหาขึ้น สามารถออกแบบลดการสั่นจุดกำหนดการสั่นสะเทือนคือมอเตอร์ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการประมวลผลภาพต่อไป

รายการอ้างอิง

- จิระพล ศรีเสริฐผล และสมใจ สุนทรสกุล. (2552). การวิเคราะห์การสั่นของชุดขนถ่ายชิ้นงานที่มีผลต่อชิ้นงานหัวอ่านและบันทึกข้อมูล ตามสภาวะการใช้งานจริง. **การประชุมวิชาการเครือข่ายงานวิศวกรรมอุตสาหกรรม**. ขอนแก่น.
- จิระพล ศรีเสริฐผล, สุเมธีสูงเนิน และอดิศด บุญมาก. (2551). การทดลองตัวดูดซับการกระแทกขนาดเล็กตามสภาพใช้งานจริง เพื่อหาตัวแปรของตัวดูดซับ. **การประชุมวิชาการข่ายงานวิศวกรรมอุตสาหกรรม**. สงขลา.
- จิระพล ศรีเสริฐผล Mechanical Vibration. School of Mechanical engineering. Suranaree University of Technology.
- ประดิษฐ์ หมูเมืองสอง และสุชญาณ ทรัพย์สุข. (2550). การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน Vibration Analysis. ซีเอ็ดยูเคชั่น
- Xiaoyan, W., Tang, Y., Qiuyan, T., Liang, F., Guoqiang N. and Liwei Zhou. (2017). Study on damping control for vibration isolation and its application. **Applied Sciences and Technology 14th Int. Bhurban Conf.**: 661-664
- Feng, D. and Luan, H. (2010). Study on Passive and Active Control of Vibration Isolation System with Flexible Foundation. **Electrical and Computer Engineering Int. Conf.**: 2112-2115
- Vaibhav, C., Rituparna, D. and Bishakh, B. (2014). Design and Analysis of a Vibration Isolation System based on Four-bar Mechanism Integrated with Shape Memory Alloy Wire. **Computational Science and Computational Intelligence Int. Conf.**: 257-262
- Michiel, B., Marcel, H., Robbert, V. and Tom, O. (2017). Evaluating performance of multivariable vibration isolators: A frequency domain identification approach applied to an industrial AVIS. **American Control Conf.**: 3512-3517
- Vijay, S., Scott, A. B., John, C. B. III and Khalid, El R. (2012). Load Positioning in the Presence of Base Vibrations. **American Control Conf.**: 6282-6287
- Zeng, X., Zuo, Y. and Wei, M. (2013). Vibration Modal Analysis of Centrifuge Pipe-Die for Prestressed Concrete Square Pile. **Fourth Int. Conf. on Digital Manufacturing &**

Automation.:1639-1642

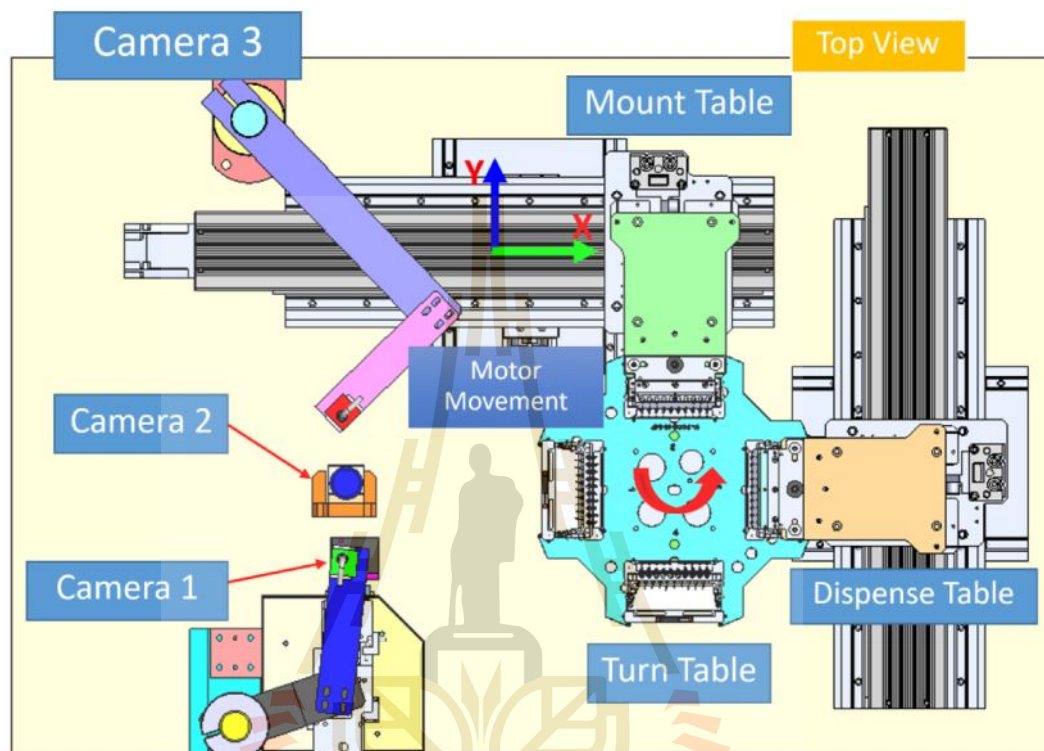
- Jiajie, G., Kok-Meng, L., Wuguang, L. and Bo, W. (2015). Design Criteria Based on Modal Analysis for Vibration Sensing of Thin-Wall. **IEEE/ASME Transaction on Mechatronics.:** 20(3): 1406-1417
- Jiang, L., Pengcheng, T. and Xincheng, T. (2017). Vibration displacement measurement based on three axes accelerometer. **Chinese Automation Congress.:** 2374-2378
- Yukinori, N., Hiroki, K. and Shinji, W. (2015). Suppression of anti-resonance and resonance in pneumatic system of vibration isolator considering time delay. **Annual Conf. of the IEEE Industrial Electronics Society.:** 002509-002514
- Zhongyan, L., Jian, L., Han, P., Hanchuan, W., Pingsheng, P. and Wensheng, X. (2013). Analysis and Simulation of Heavy Load Vibration Isolator for 3000HP Fracturing Track. **Int. Conf. on echanical and Automation Engineering.:** 14-17
- Hossam, H., Ahmed, K. and Dawid, Z. (2001). CubeSats Passive Control Vibration Isolation Analysis Using Transfer Matrix Method. **Int. Conf. on Systems Engineering.:** 91-96
- Inman, D. J. (2007). Engineering vibration 3rd. ed. Pearson Education, Inc. United States of America.



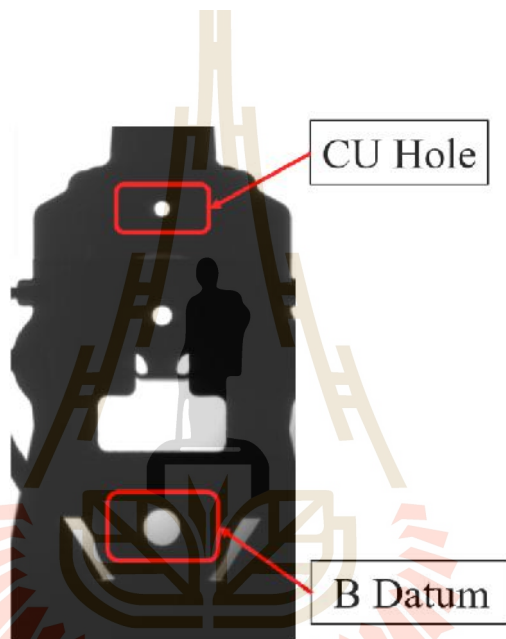
ภาคผนวก ก

หลักการประกอบ Head Gimbal Assembly

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



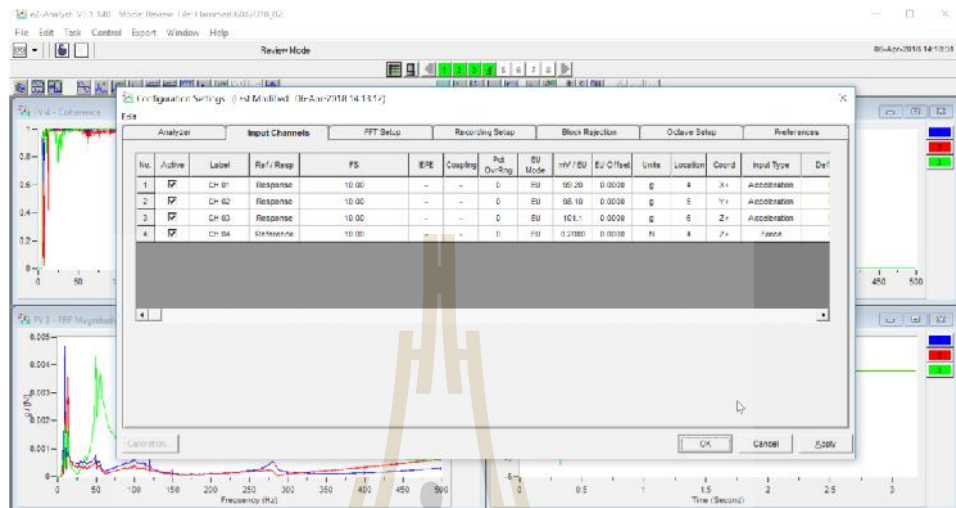
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ภาคผนวก ข

การตั้งค่าอุปกรณ์การทดสอบการสัมผัสเตือนของเครื่องประกอบหัวอ่านเขียน

อัตโนมัติ

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



หน้าต่าง Analyzer

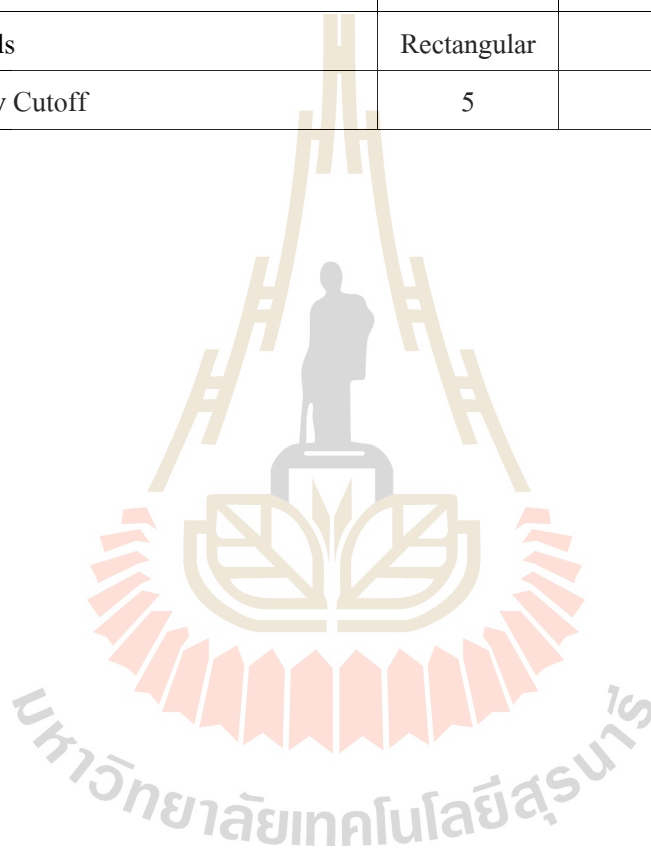
Analysis Frequency	500	(Hz)
Spectral Lines	1600	
Nyquist Factor	2.56	
Trigger	None	
Averaging	Free	

หน้าต่าง Input Channels

mV/EU	99.2	สำหรับ Accelerometer แกน x
mV/EU	98.1	สำหรับ Accelerometer แกน y
mV/EU	101.1	สำหรับ Accelerometer แกน z
mV/EU	0.2	สำหรับ Impact hammer

ตารางที่ ข.2 ค่าต่างๆ ในการตั้งค่าอุปกรณ์วัดการสั่นสะเทือน

หน้าต่าง Input Channels		
Unitis	g	สำหรับ Accelerometer
Unitis	N	สำหรับ Impact hammer
Input Type	Acclecration	สำหรับ Accelerometer
Input Type	Fore	สำหรับ Impact hammer
Response Chnls	Hanning	
Reference Chnls	Rectangular	
Low Frequency Cutoff	5	(Hz)



The logo of Sakon Nakhon Rajabhat University is a large, faint watermark in the background. It features a central figure of a person sitting on a throne, surrounded by a circular emblem with a crown on top. The entire logo is rendered in a light beige color.

ภาคผนวก ค

บทความวิชาการได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

Patara Kukumsai, Prathan Chommuangpuck, Patara Kukumsai, Jiraphon Srisertpol and Teetut Dolwichai. (2018). Vibration analysis of the camera holder with isolators in Auto Core Adhesion Mounting machine. **2018 International Conference on Mechanical, Electric and Industrial engineering (MEIE2018)**. May 26-28, 2018. At Hangzhou, China.



Vibration analysis of the camera holder with isolators in Auto Core Adhesion Mounting machine

P Kukumsai^{1,2}, P Chommuangpuck^{1,2}, J Srisertpol¹ and T.Dolwichai¹

¹School of Mechanical Engineering, Institute of engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

²Western Digital Thailand Co.ltd Bang Pa-in Industrial Estate, Khlong Chik, Bang Pa-in, Phra Nakhon Si Ayutthaya 13160, Thailand

Prathan.Chommuangpuck@wde.com,
jiraphon@sut.ac.th

patara.fmg@gmail.com,

Abstract. This research aims to study the vibration analysis in the camera holder of Auto Core Adhesion Mounting machine that used in hard disk drive industry for attaching slider onto suspension (HGA). When speed increased base excited vibration are occurring and this affected to position error while image processing. The image processing finds the referent hole position of suspension before slider attachment process, the impact of vibration are impact to 3rd camera holder at 43 Hz and 100 Hz. Then analysis of vibration signal and isolators selected from 4 models to use for reduce base excite camera holder. The 4th model isolator shown best performance to reduce vibration and improve the efficiency of image processing.

Keyword. isolator; vibration analysis; automation machine; hard disk drive; base excited vibration

Introduction

Thailand is the second largest manufacturer and exporter of hard disk drives. The head gimbal assembly (HGA) process is the process that one of the key components in mechanical hard disk drive (HDD). The HGA is the one of read/write components that operates above the media or platter while the media were rotated by spindle. The HGA consist of 2 main components which are "slider" is the magnetic head and suspension. The function of the HGA process is to join major components together. The slider attachment to suspension is vital process since the HGA has to fly over the magnetic media, which is spun with the speed at 7,200 RPM and reading data from and writing data to the magnetic media.

Therefore, this paper focuses on an improving the suspension hole image quality on the Auto Core Adhesion Mounting Machine (ACAM). ACAM machine process is using machine visions to justify the alignment position for attachment slider to suspension. While the vibration was taking place into machine, it decreased an efficiency of machine to alignment the HGAs. Thus, the structural dynamics properties must be considered when we have to design the machine. For example, the ACAM machine of Western Digital also facing with this problem as shown in figure 1 (a). Which the vibration is effected to the image quality of sampling picture and it is decreased the reliability of this machine .It is result from the natural frequency of machine structure drop while it carrying the camera and it is close to the frequency used in machine.

This paper discusses a changes the natural frequency of machine structure in ACAM machine.

The image processing, edge detection is used to find the CU hole, B Datum hole and find the position in suspension for making point attach slider. From figure 1 (b) image blur, which is affected to find the CU hole and B Datum hole. However, the image processing error occurs due to the wrong position of suspension when attaching the slider and it will causes the HGA to misalignment.

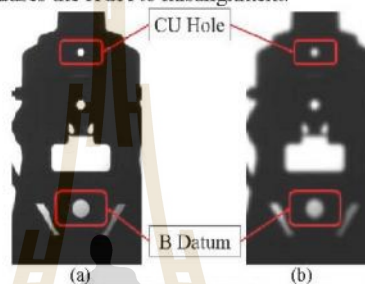


Figure 1. (a) Machine speed running <1000 UPH. (b) Machine speed running >1000 UPH blur image

This process need to have high accuracy for attachment. The camera are used to the find position of marking point in the suspension for attaching the slider onto the suspension which is camera along with a camera holder mounted on the table that is used to install the parts of ACAM as shown in figure 2 The cause of suspension blur is due to the lot of moving parts in ACAM when the unit per hour (UPH) is increases. This is the main reason that cause ACAM to increases vibrate and increases base excited vibration at the camera holder, which cause the result of blur images.

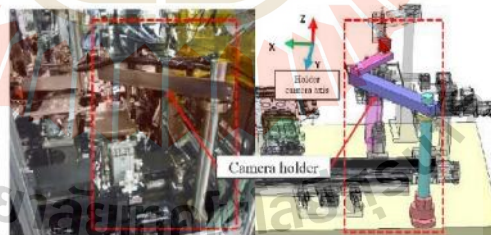


Figure 2. Camera No.3 in ACAM machine

When analysis and design isolator the vibration near the resonance region when the disturbance frequency is below $\sqrt{2}$ times of isolator natural frequency, and as small as possible in order to obtain a better isolation effect when the frequency is over $\sqrt{2}$ times of isolator natural frequency.[1] The research about the dynamic relation of asymmetric multi-supported vibration isolation system with elastic foundation, establishes the passive and active control model for the system by using the effective matrix analysis method, analyzes and calculates the transmission mechanism and characteristic of vibrational power flow in the flexible vibration isolation system under passive control.[2] The research vibration modal analysis using ANSYS software gaining natural vibration frequency of each order of pipe-die and the corresponding vibration mode.[3] The analysis about a plate dynamic model along with experimentally identified damping ratios for an annular work piece

under constraints emulating those of a duplex turning machine. Formulated as a dimensionless boundary value problem verified with finite element analysis provide a rational basis for identifying key cutting process parameters and quantifying their effects on thin-wall component vibration sensing.[4] The control vibration the suppression method of anti-resonance and resonance caused by use of air springs, which are the actuator of a pneumatic vibration isolator. Although the relative displacement derivative (RDD) positive feedback control is effective for the suppression of the anti-resonance and resonance, a control system is not causal under the condition that the time delay of response of air springs is present.[5] The new design the vibration isolation device. Based on the theory of vibration isolation and finite element analysis. The process of simulation analysis and verification of its vibration isolation performance, whose result worked well, is made in the last.[6] Studied on the different models effect in isolation design using Transfer Matrix Method for Multibody Systems MSTMM and passive control techniques to conserve the power consumption for enlarging the power batteries life.[8]

This research attempts to improve the changes the natural frequency of machine structure and design to reduce base excited vibration at the holder camera in ACAM machine at the 1000 UPH and thus improve the efficiency of image processing.

Methodology

Measurement vibration

The experiment is conducted by the vibration in the ACAM machine will affected to decrease the performance bonding accuracy. The measurement vibration test at 1000 UPH for defining the frequencies that affects holder camera and point measurement vibration as shown in figure 3. The measurement vibration equipment uses Iotech analyzer 640u (Analyzer vibration), PCB 356A32 (Triaxial IEPE accelerometers), Ez Analyst software (software for measurement vibration)

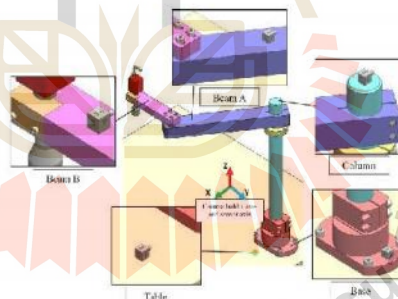


Figure 3. Point measurement vibration on holder camera in ACAM machine

Figure 3 indicated that the vibration measurements at the speed of 1000 UPH each point on the holder camera showed that the maximum amplitude of the base is 100 Hz. Vibration measurement result shown as Figure 4 Beam A and Beam B. shown maximum amplitude at 43 Hz because the column is directly vibrated like the base. Most Frequently Forwarded System when the machine operates at a speed of 1000 UPH is 43 Hz and the most effective axis is the x axis and the z axis.

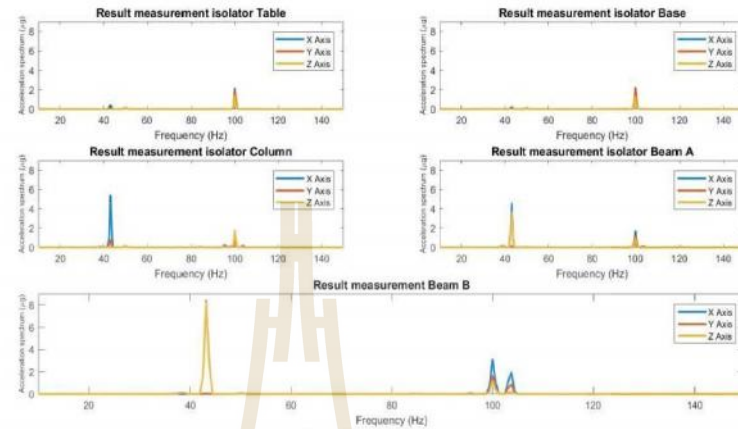


Figure 4. Result measurement vibration

Modal Analysis

Modal analysis for defining natural frequencies of holder camera in the ACAM machine as shown in Figure. 5. Modal analysis equipment uses Iotech analyzer 640u (Analyzer vibration), PCB 356A32 (Triaxial IIEPE accelerometers), Kistler Type 9726 A20000 (Modal Hammer), Ez Analyst software (software for measurement vibration)

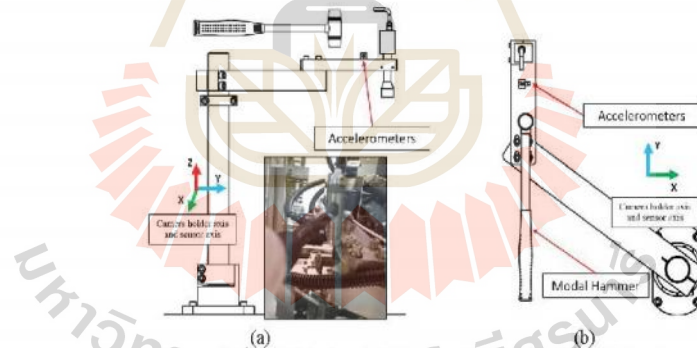


Figure 5. (a) point test modal side view. (b) point test modal top view

The result is impacted testing natural frequencies of camera holder have 4 mode natural frequencies as shown in figure 6 (a) and the most natural frequency with the camera holder is the mode 1 frequency at 48.75 Hz.

Know the natural frequencies from modal testing to find the modal deflection shapes of the camera holder and see how the modal deflection shapes are shaped. By simulation, ANSYS programs that affect the camera. Appear in figure 6 (b) [9-10]

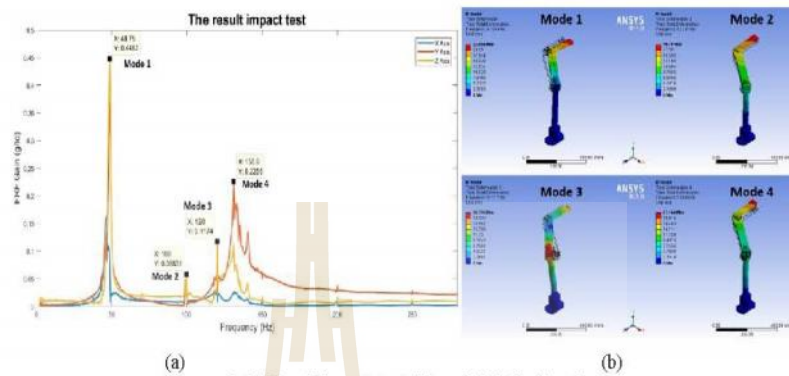


Figure 6. (a) Result impact test. (b) modal deflection shapes

Designs

According to measurement vibration and impact test results. With desired machine speed the frequency of 43 Hz is appeared, this frequency is close to the natural frequency in first mode with high amplitude. The isolator model is selected from above result and criteria with frequency range 40-50 Hz to imply in ACAM machine to reduce vibration and isolator data spec shown as figure 7 and figure 8. The isolator selection is based on the weight 32 kgf of camera holder and the force transmissibility (T.R.) $\geq 10\%$. Based on calculated formula (1)

$$T.R. \approx \frac{1}{r^2 - 1}$$

(1)

The optimal isolator $r \geq \sqrt{2}$ range is most effective. [11]

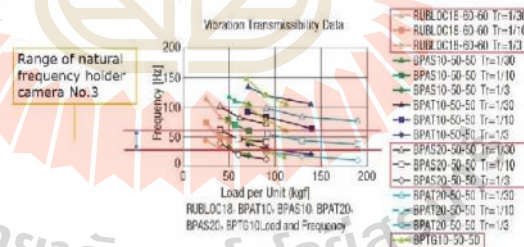


Figure 7. Vibration transmissibility data isolator model 1-3

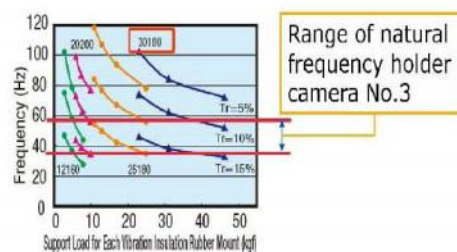


Figure 8. Vibration transmissibility data isolator mode 4

Measurement vibration with isolator

Install the isolator selected in the ACAM as shown in figure 9 and measurements vibration at 1000 UPH (Points beam B) for comparing the vibration reduction for each model.

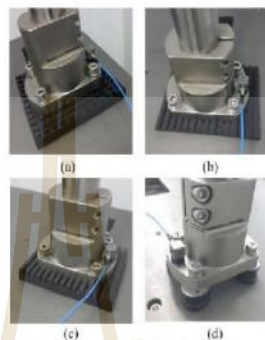


Figure 9. (a) Isolator model 1. (b) Isolator model 2. (c) Isolator model 3. (d) Isolator model 4

Results

In addition, figure 10 showed the vibration at a frequency of 43 Hz for all models in the x-axis and z-axis before and after install isolator.

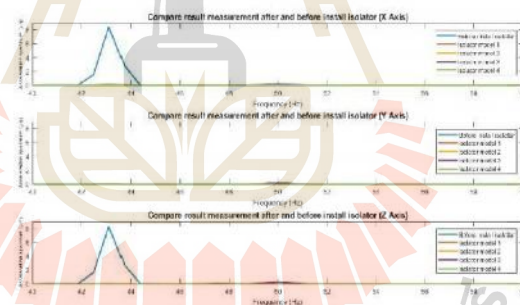


Figure 10. Compare result measurement after and before install isolator

After the isolator is applied, the vibration effect all models can be reduced to 1st mode of natural frequencies se figure 11. However, the vibration at 50 Hz does not affect the camera holder because before install the isolator near mode 1 of natural frequency is 43 Hz, More effect than 50 Hz. and there are some isolators to vibrate at mode close to the 2nd mode of natural frequency at 100 Hz.

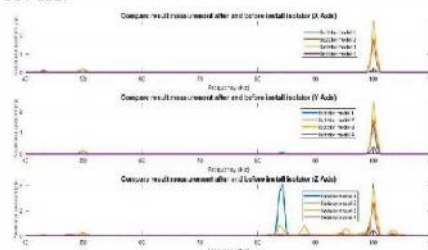


Figure 11. Compare result measurement install isolator each model

In comparative of the results experiment as shown in Table 1, the vibration reduction of each isolator model can reduce vibration in frequency, a problem with the system at 43 Hz, but some isolators increase vibration and some axis in the natural frequency mode 100 Hz. It is necessary for further analyse other natural frequencies in isolator design.

Table 1 .The result of isolators reduce vibration

Isolator	% Reduce vibration at 43 Hz			% Reduce vibration at 100 Hz		
	X axis	Y axis	Z axis	X axis	Y axis	Z axis
Model 1	87.95	42.72	83.83	42.68	16.37	126.36 ^a
Model 2	49.66	39.48	56.98	1.72	13.7	2.4 ^a
Model 3	37.11	44.37	13.35	61.88	52.09 ^a	46.06 ^a
Model 4	98.42	79.78	93.50	92.67	86.31	87.96

^a The isolator increase vibration

Conclusion

The results shown all isolators can reduce base excited vibration at frequency 43 Hz according to the set target, but there are some isolators that make the vibration increase. Forth model isolator is the best vibration reduction form base excited with reduced vibration at frequency 43 Hz compare with other models and rectify the problem of image processing error.

References

- [1] Wang M, Li Q, Han F, Wang X and Zhang H 2017 *Proc. Int. Conf. on Applied Sciences and Technology (Bhurban)* (Pakistan) pp 661-664
- [3] Shilpickandula V Bortoff A S Barnwell C J and Rifai E K 2012 *American Control Conf.* (Montreal Canada) pp 6282-6287
- [4] Xianren Z Yanyan Z and Mingtao W 2013 *Fourth Int. Conf. on Digital Manufacturing & Automation* (Qingdao China) pp 1639-1642
- [5] Guo J, Lee M K, Liu W and Wang B 2015 *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics* **20** 1406-1417
- [6] Nakamura Y Kawakami H and Wakui S 2015 *41st Annual Conf. of the IEEE Industrial Electronics Society* (Yokohama Japan) pp 002509-002514
- [7] Liu Z Liu J Pang H Wu H Peng P and Xiao W 2013 *Int. Conf. on Mechanical and Automation Engineering* (Jiujiang China) pp 14-17
- [8] Hendy H Khamis A and Zydek D 2017 *25th Int. Conf. on Systems Engineering* (Las Vegas USA) pp 91-96
- [9] Adams E D Jaques J Strus M Vyas A Bono W 2006 *R Lab lessons learned—part 3: Tire modal impact testing and forced-response analysis* Vol 30 Issue 2 (wiley) pp 61-69
- [10] Inman J D 2001 *Engineering Vibration 2nd edition* (Prentice Hall) chapter 7 p 532-572
- [11] Inman J D 2001 *Engineering Vibration 2nd edition* (Prentice Hall) p 405

Acknowledgments

This research work was supported by Automation and Assembly development section of Western Digital (Thailand) which is gratefully acknowledged. This report is the findings of researchers. The supporters are not necessarily always agree.



ประวัติผู้เขียน

นายภัทร กุคำใส เกิดเมื่อวันจันทร์ที่ 15 เมษายน พ.ศ. 2534 ที่จังหวัดอุดรธานี เป็นบุตรของ นายเฉลิมชัย กุคำใส และนางประภัสสร กุคำใส สำเร็จการศึกษาระดับประถมศึกษา ณ โรงเรียนอนุบาลหนองหานวิทยายน จังหวัดอุดรธานี สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษา ณ โรงเรียนบุดรพิทยานุกูล สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เมื่อปี พ.ศ. 2556 เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมแมคคาทรอนิกส์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี โดยมีผลงานตีพิมพ์เผยแพร่ขณะศึกษาในหัวข้อ Vibration analysis of the camera holder with isolators in Auto Core Adhesion Mounting machine ในงานประชุมวิชาการ International Conference on Mechanical, Electric and Industrial Engineering (MEIE 2018) May 26-28, 2018 Hangzhou (China)

