



ใบรับรองวิทยานิพนธ์
บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

ปริญญา

วิศวกรรมเครื่องกล

วิศวกรรมเครื่องกล

สาขา

ภาควิชา

เรื่อง การวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้

Vibration Analysis for Reduce Vibration of Van Rear Seat

นามผู้วิจัย นายชุตระกุล ศิริไพบูลย์

ได้พิจารณาเห็นชอบโดย

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์เจตวิทย์ ภัครัชพันธุ์, Ph.D.)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

(อาจารย์คุณยุต เอี่ยมสอาด, Ph.D.)

หัวหน้าภาควิชา

(รองศาสตราจารย์ชวลิต กิตติชัยการ, Ph.D.)

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์กัญญา ชีระกุล, D.Agr.)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ เดือน พ.ศ.

สืบสงวี มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

วิทยานิพนธ์

เรื่อง

การวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้

Vibration Analysis for Reduce Vibration of Van Rear Seat

โดย

นายชุตระกุล ศิริไพบูลย์

เสนอ

บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เพื่อความสมบูรณ์แห่งปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล)

พ.ศ. 2557

ลิขสิทธิ์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ชูตระกูล ศิริไพบุลย์ 2557: การวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้
แถวหลังของรถตู้ ปรินญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) สาขา
วิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก:
ผู้ช่วยศาสตราจารย์เจตวิทย์ ภัคธัชพันธุ์, Ph.D. 50 หน้า

ในปัจจุบันการโดยสารด้วยรถตู้เป็นที่นิยมเนื่องจากเร็วกว่ารถโดยสารประจำทางและได้รับความสะดวกสบายกว่า แต่เนื่องจากสภาพถนนและช่วงล่างของถนนรถโดยสารทั่วไปนั้น ทำให้ผู้โดยสารส่วนมากเลือกที่จะนั่งด้านหน้าก่อน อันเนื่องมาจากเก้าอี้แถวหลังสุดของรถตู้นั้นเกิดกระแทกที่รุนแรงกว่าทำให้ผู้โดยสารหลีกเลี่ยงที่จะนั่งเก้าอี้แถวหลังสุดของรถตู้ จากการพิจารณาลักษณะช่วงล่างแล้วพบว่าระบบช่วงล่างของรถตู้ด้านหลังนั้นเป็นลักษณะช่วงล่างแบบแหนบ (Leaf spring) ทำให้เมื่อมีการกระแทกจากพื้นถนนทำให้เกินจากส่งแรงกระแทกไปหาผู้โดยสารโดยตรง จึงเป็นสาเหตุที่ผู้โดยสารไม่นิยมที่จะนั่งเก้าอี้แถวหลังสุด เพื่อจะทำให้ผู้โดยสารสามารถนั่งเก้าอี้แถวหลังสุดได้สบายขึ้น จึงได้ทำการคิดระบบรองรับแรงสั่นสะเทือนขึ้นได้เก้าอี้แถวหลังสุดของรถตู้และการเลือกอุปกรณ์รับแรงสั่นสะเทือน (Shock absorber) ให้เหมาะสมนั้นต้องวิเคราะห์จากการวัดการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจริงในการวิ่ง จากนั้นนำค่าสั่นสะเทือนที่วัดได้ไปวิเคราะห์ผลและเลือกอุปกรณ์รับแรงสั่นสะเทือนด้วยการคำนวณ โดยใช้วิธีการออกแบบการรับแรงกระแทก (Shock isolator) และนำค่าไปใส่ในแบบจำลองรูปแบบ (Model) ในโปรแกรม Simulink ของ โปรแกรม MATLAB เพื่อตรวจสอบว่าผลที่ได้นั้นเหมาะสม จากนั้นนำผลไปเลือกอุปกรณ์รับแรงสั่นสะเทือนให้ได้ค่าใกล้เคียงกับที่คำนวณ ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าชุดอุปกรณ์ที่เลือกมาใช้นั้นสามารถรับแรงกระแทกจริงได้ใกล้เคียงกับที่ออกแบบไว้ ซึ่งสามารถลดแรงสั่นสะเทือนจากการกระแทกได้

ลายมือชื่อนิติศิต

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

Chootrakul Siripaiboon 2014: Vibration Analysis for Reduce Vibration of Van Rear Seat. Master of Engineering (Mechanical Engineering), Major Field: Mechanical Engineering, Department of Mechanical Engineering. Thesis Advisor: Assistant Professor Jaytawee Pukrushpan, Ph.D. 50 pages.

Presently, vans are more popular vehicles than buses, because they are faster and more comfortable. However, many passengers avoid sitting on the rear seats, because they have too much impact force and vibration. The rear suspensions of virtually all vans are the leaf spring system, which is suitable for carrying goods, but is less comfortable for passengers. In order to improve seating comfort for rear seat van passengers, a suspension system could be installed between the rear seats and the floor of vans. A complication however, is to calculate suitable suspension settings relative to constant springing and damping. Firstly, vibration data would to be collected to establish required constant springing and damping by utilizing the shock isolator theory. Using Simulink, one can check reducing vibration in a graph simulation, until the suitable setting is reached. The closing size and suitable constant springing and damping variants will also be calculated using Simulink. In accordance with the test results, suitable suspension units can then be installed, ensuring reduced impact and vibration.

Student's signature

Thesis Advisor's signature

กิตติกรรมประกาศ

ผู้ดำเนินงานวิจัยขอกราบขอบพระคุณ รศ.ดร.เจตวิทย์ ภักร์ชพันธุ์ ประธานกรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ และรศ.ดร.คุณยุต เอี่ยมสอาด กรรมการที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม เป็นอย่างสูง ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาเกี่ยวกับแนวทางในการศึกษาค้นคว้าทำวิจัย การออกแบบ การสร้างแบบจำลอง การทดสอบ ตลอดจนแนวทางการจัดทำวิทยานิพนธ์ และการตรวจแก้ไขวิทยานิพนธ์ จนกระทั่งเสร็จสมบูรณ์

ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน ที่ได้อบรมสั่งสอนและมอบความรู้อันเป็นประโยชน์ต่องานทางด้านวิศวกรรม และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่ในการจัดสร้างชิ้นงาน และให้ความเกื้อหนุนในการยืมชิ้นส่วนหรือปัจจัยต่างๆ ที่ได้ทำให้เกิดโครงการวิศวกรรมเครื่องกลชิ้นนี้ขึ้นมาที่มีส่วนเกี่ยวข้องกับการสร้างแบบจำลองและทดสอบดังกล่าว ขอบคุณ เพื่อน พี่ และน้องทุกคนที่ทำให้กำลังใจและความช่วยเหลือ

ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อเรืองชัย ศิริไพบูลย์ และคุณแม่สุภาวดี ศิริไพบูลย์ ที่เล็งเห็นถึงความสำคัญและให้การสนับสนุนทางการศึกษามาเป็นอย่างดี ผู้ดำเนินการวิจัยรู้สึกสำนึกในความเมตตา ความหวังดี และความเสียสละของท่านมาโดยตลอด

ชูตระกูล ศิริไพบูลย์

สิงหาคม 2557

สารบัญ

หน้า

สารบัญ	(1)
สารบัญตาราง	(2)
สารบัญภาพ	(3)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(5)
คำนำ	1
วัตถุประสงค์	2
การตรวจเอกสาร	3
อุปกรณ์และวิธีการ	28
อุปกรณ์	28
วิธีการ	31
ผลและวิจารณ์	39
สรุปและข้อเสนอแนะ	47
สรุป	47
ข้อเสนอแนะ	48
เอกสารและสิ่งอ้างอิง	49
ประวัติการศึกษาและการทำงาน	50

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
1	ตารางแสดงความถี่สอดคล้องของส่วนต่างๆของร่างกายสำหรับทำนั่ง	27
2	ตารางแสดงช่วงของความเร่งที่มีผลต่อความรู้สึก	27



สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1	รถตู้โดยสาร	1
2	แผนภาพแบบจำลอง การแก้ปัญหาทางคณิตศาสตร์และการเข้าใจผลลัพธ์ของปัญหา	4
3	แสดงการนำสมการเชิงอนุพันธ์ไปประยุกต์ใช้กับแบบจำลองต่างๆ	5
4	ฟังก์ชันคาบ (periodic function)	7
5	ฟังก์ชัน sine และ cosine ในช่วง 2π	7
6	แสดงการเกิดผลต่างระยะจากจุดสมดุล	8
7	ระบบที่มีแรง k_{eq} กับ c_{eq} กระทำกับการสั่นสะเทือนที่เกิดจาก F_{eq}	11
8	กราฟ magnification factor เทียบกับ frequency ratio ใน damping ratio ต่างกัน	15
9	แผนภาพแสดงแรงและการเคลื่อนที่เกิดขึ้นในระบบ	17
10	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของฟังก์ชัน $T(r, \zeta)$	20
11	ภาพแสดงแผนผังตัวอย่างการเกิดการกระแทกในช่วงระยะเวลาที่สั้น	21
12	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ $Q(\zeta)$	24
13	กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ $S(\zeta)$	25
14	แผนผังรูปแบบอย่างง่ายของระบบปรับมวลและความหน่วง	26
15	รถตู้ รุ่น Toyota Commuter	28
16	ยางลูกกระนาดที่มีขนาดมาตรฐานที่ติดตั้งในมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ขนาด 180 x 30 x 5 cm	29
17	อุปกรณ์วัดความเร่ง (Accelerometer) รุ่น MMA7361	29
18	อุปกรณ์เก็บข้อมูล ยี่ห้อ National Instrument รุ่น NI-USB 6218	30
19	การติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร่งเพื่อเก็บข้อมูล	32
20	โปรแกรม LabVIEW ที่ใช้ในการเก็บและแปลงข้อมูล	32
21	กราฟแสดงการใช้ MATLAB หาสมการการเคลื่อนที่โดยใช้ข้อมูลของพื้นรถตู้	33
22	กราฟแสดง amplitude ของแต่ละความถี่ที่ได้จากการรวมฟังก์ชัน cosine และ sine	34
23	แผนภาพแทนแรงของระบบรับแรงสั่นสะเทือนของเบาะนั่งที่ออกแบบ	36
24	ภาพแสดง block diagram แทนสมการที่ 77 เพื่อการวิเคราะห์ระบบที่ออกแบบ	37

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่		หน้า
25	กราฟแสดงผลการวิเคราะห์กราฟความเร่งของเบาะที่ติดตั้งชุดรับแรงสั่นสะเทือนตามที่ ออกแบบไว้ขณะขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 20 km/h	38
26	แก้อี้อัดหลังสุดของรถตู้เมื่อติดระบบรับแรงสั่นสะเทือน	39
27	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งบนถนนเรียบที่ ความเร็ว 20 km/h น้ำหนัก 210 kg	40
28	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ ความเร็ว 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง น้ำหนัก 70 กิโลกรัม	41
29	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ ความเร็ว 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง น้ำหนัก 210 กิโลกรัม	41
30	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ ความเร็ว 20 กิโลเมตรต่อชั่วโมง น้ำหนัก 210 กิโลกรัม	42
31	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนเปรียบเทียบกับระบบที่ ออกแบบในสภาวะรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 10 km/h น้ำหนัก 70 kg	44
32	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนเปรียบเทียบกับระบบที่ ออกแบบในสภาวะรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 10 km/h น้ำหนัก 210 kg	44
33	กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนเปรียบเทียบกับระบบที่ ออกแบบในสภาวะรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 20 km/h น้ำหนัก 210 kg	45

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

m	=	มวล
k	=	ค่านิจของสปริง
c	=	ค่าความหน่วง
kg	=	กิโลกรัม
m	=	เมตร
cm	=	เซนติเมตร
mm	=	มิลลิเมตร
π	=	3.141592654
ζ	=	damping ratio
ω	=	ความถี่
ω_n	=	ความถี่ธรรมชาติ
N	=	นิวตัน
r	=	frequency ratio
M	=	magnification factor
R	=	ความต้านทาน
I	=	แรงคด
g	=	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง (9.81 m/s ²)

การวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้

Vibration Analysis for Reduce Vibration of Van Rear Seat

คำนำ

รถตู้โดยสารตามภาพที่ 1 ในปัจจุบันได้รับความนิยมจากผู้โดยสารโดยทั่วไปมากกว่ารถบัสประจำทาง ไม่ว่าจะเรื่องความเร็วที่เร็วกว่ารถบัสประจำทางและความสะดวกสบายในเรื่องของที่นั่ง แต่ยังมีปัญหาของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้ที่ผู้โดยสารโดยทั่วไปจะหลีกเลี่ยง อันเนื่องมาจากระบบช่วงล่างของรถตู้เป็นแบบแหนบ (Leaf spring) ซึ่งส่งผลให้เก้าอี้แถวหลังของรถตู้ที่ถูกยึดอยู่ด้านบนได้รับผลกระทบโดยตรง จึงทำให้ผู้โดยสารที่นั่งอยู่ตรงเก้าอี้แถวหลังของรถตู้รู้สึกไม่สบาย เนื่องจากแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนที่พื้นถนนส่งมาในรถตู้เกิดขึ้นบริเวณนี้มากที่สุด

งานวิจัยนี้ได้เสนอการวัดค่าความเร่งที่เกิดขึ้นในระหว่างเกิดการกระแทกและสั่นสะเทือนต่างๆที่เกิดจากผิวของถนน ซึ่งจะแสดงออกมาในรูปของความเร่งเมื่อเกิดการเคลื่อนที่ขึ้นลง จากนั้นจะแสดงการคำนวณหาค่าที่เหมาะสมเพื่อเลือกอุปกรณ์ที่รับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนในสภาวะที่เกิดขึ้นได้และยังเสนอแนวทางการตรวจสอบค่าที่เลือกมาใช้ว่าเหมาะสมโดยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้โปรแกรม MATLAB ในการคำนวณ แล้วนำค่าที่ได้จากการคำนวณมาทดสอบเพื่อตรวจสอบความถูกต้องก่อนนำไปใช้จริง เมื่อตรวจสอบความถูกต้องแล้วได้นำไปติดตั้งกลไกเพื่อทดสอบจริง



ภาพที่ 1 รถตู้โดยสาร

วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาลักษณะการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นบนเก้าอี้แถวหลังสุดของรถตู้
2. เพื่อวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนและหาอุปกรณ์รับแรงสั่นสะเทือนที่เหมาะสม มาใช้ในการลดแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นบริเวณเก้าอี้แถวหลังสุดของรถตู้
3. เพื่อทดลองอุปกรณ์ลดแรงสั่นสะเทือนที่ติดตั้งและเปรียบเทียบผลการทดลองจริงกับผลที่ได้ออกแบบไว้ในทางทฤษฎี

การตรวจเอกสาร

ในการสืบค้นเอกสารงานวิจัยที่มีส่วนเกี่ยวข้อง และมีความคล้ายคลึงกันกับการวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้มีเนื้อหาสำคัญดังต่อไปนี้

Park, S., Popov, A.A. and D.J. Cole (2004) ได้เสนอผลของระบบรองรับแรงสั่นสะเทือนของยานพาหนะที่ใช้กับทางขรุขระภายใต้ผลของถนนพื้นดินที่เกิดการเปลี่ยนรูป ในการวิเคราะห์พฤติกรรมของยานพาหนะที่ใช้กับทางขรุขระที่ทำงานภายใต้เงื่อนไขของสภาวะเสถียรภาพ ผลจากการจำลองสภาวะการรับแรงสั่นสะเทือนเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทั้งสามแบบ ในการทดสอบวิ่งไปกับพื้นถนน พื้นถนนจะส่งแรงสั่นสะเทือนไปที่ตัวของยานพาหนะ เมื่อพื้นที่ส่งแรงสั่นสะเทือนมีการเปลี่ยนรูป ซึ่งการเปลี่ยนรูปของพื้นถนนจะส่งผลให้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีการเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย แรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นนั้นจะเปลี่ยนแปลงไปตามสภาพของถนนดินที่เปลี่ยนรูปไป จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เป็นการเปลี่ยนแปลงแบบไม่เป็นเชิงเส้น (non-linear) นำไปสู่การวิเคราะห์พื้นถนนดินที่มีการเปลี่ยนแปลงรูป พื้นถนนที่เปลี่ยนแปลงรูปจะมีลักษณะพฤติกรรมเหมือนกับการเปลี่ยนแปลงแบบไม่เป็นเชิงเส้น (Non-linear Vibration Theory) ถ้าหากยานพาหนะที่ใช้งานในพื้นที่ที่มีความสามารถเปลี่ยนรูปได้สูงแบบพื้นดินนั้นเหมาะกับค่าแอมเพอร์ที่ต่ำเพื่อลดอัตราความเร่งที่เกิดในแนวตั้ง

Shabaan, A., Abo-Mosallam, Y. L., Abed, K. and N., El Chazly (1995) ได้ศึกษาผลกระทบของแรงสั่นสะเทือนของมนุษย์ที่ขับรถบนถนนที่ขรุขระ ซึ่งการสืบหาผลกระทบของแรงสั่นสะเทือนนั้น โดยการสืบหาจากสภาพของถนนสามรูปแบบคือ ถนนลูกรัง, ถนนลาดยางและถนนปูน วิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนที่มีการเปลี่ยนแปลงแบบเชิงเส้น (Linear Vibration Theory) โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์วิเคราะห์หาค่าการสั่นสะเทือนที่เกิดจากถนนชนิดต่างๆ การสั่นสะเทือนถูกตั้งให้อยู่ในตำแหน่งสำคัญ สะโพก, ท้อง, กระบังลม, ทรวงอก, เนื้อตัว, หลังและหัวของคนขับ การวิเคราะห์ได้ถูกนำไปตั้งให้เป็นมาตรฐานการสั่นสะเทือนที่ปลอดภัยรถยนต์ที่นั่งอ้างอิงข้อมูลจากตารางที่ 1 และตารางที่ 2 ในบททฤษฎี

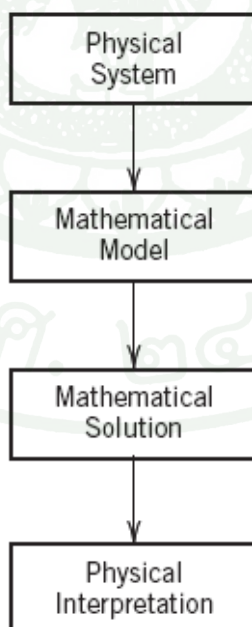
ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

1. สมการเชิงอนุพันธ์

สมการเชิงอนุพันธ์คือสมการที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟังก์ชันกับอนุพันธ์ของฟังก์ชันนั้น ซึ่งนำมาใช้ประยุกต์กับวิทยาศาสตร์โดยตรงเป็นอย่างมาก เช่นปัญหาเกี่ยวกับกฎการเคลื่อนที่ของนิวตัน ปัญหาเกี่ยวกับวงจรไฟฟ้า เป็นต้น

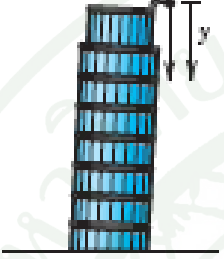

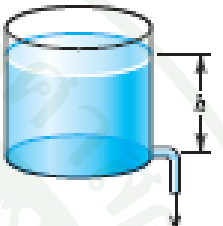
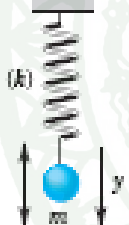
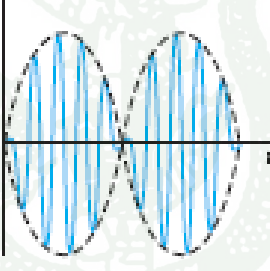
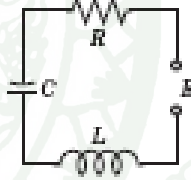
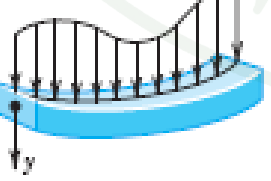
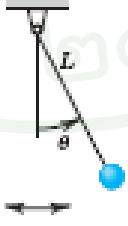
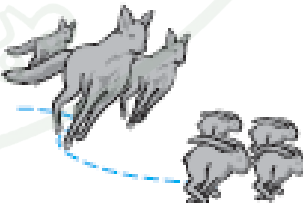
1.1 แบบจำลอง (modeling)

การแก้ปัญหาทางวิศวกรรมต่างๆ มีขั้นตอนในการหาคำตอบตามภาพที่ 2 ซึ่งในขั้นแรกคือเปลี่ยนรูปปัญหาให้ไปเป็นรูปแบบทางคณิตศาสตร์และถูกอธิบายในรูปของตัวแปร ฟังก์ชันและสมการ ในกระบวนการสร้างแบบจำลอง การแก้ปัญหาทางคณิตศาสตร์และการเข้าใจผลลัพธ์ของปัญหาทางฟิสิกส์จะถูกเรียกในชื่อ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (mathematical modeling) หรือถูกเรียกแบบสั้นๆว่า แบบจำลอง (modeling)



ภาพที่ 2 แผนภาพแบบจำลอง การแก้ปัญหาทางคณิตศาสตร์และการเข้าใจผลลัพธ์ของปัญหา

ตามหลักฟิสิกส์โดยทั่วไป ความเร็วและความเร่งเป็นผลที่เกิดขึ้นแบบเกี่ยวเนื่องกัน ด้วยเหตุนี้แบบจำลองโดยทั่วไปจะมีสมการที่มีตัวแปรที่มีผลเกี่ยวเนื่องกันตามภาพที่ 3 แบบจำลองแบบนี้จะถูกเรียกว่า สมการเชิงอนุพันธ์ ซึ่งจะสามารถหาคำตอบ หาคณสมบัติ หากราฟ หาค่าและเข้าใจในพฤติกรรมของระบบฟิสิกส์จากปัญหาที่ได้

 <p>Falling stone $y'' = g = \text{const.}$ (Sec. 1.1)</p>	 <p>Parachutist $mv' = mg - bv^2$ (Sec. 1.2)</p>	 <p>Water level h Outflowing water $h' = -k\sqrt{h}$ (Sec. 1.3)</p>
 <p>Displacement y Vibrating mass on a spring $my'' + ky = 0$ (Secs. 2.4, 2.8)</p>	 <p>Beats of a vibrating system $y'' + \omega_0^2 y = \cos \omega t, \omega_0 \approx \omega$ (Sec. 2.8)</p>	 <p>Current I in an RLC circuit $LP' + RP + \frac{1}{C}I = E'$ (Sec. 2.9)</p>
 <p>Deformation of a beam $Ely'' = f(x)$ (Sec. 3.3)</p>	 <p>Pendulum $L\theta'' + g \sin \theta = 0$ (Sec. 4.5)</p>	 <p>Lotka-Volterra predator-prey model $y_1' = ay_1 - by_1y_2$ $y_2' = ky_1y_2 - \delta y_2$ (Sec. 4.5)</p>

ภาพที่ 3 แสดงการนำสมการเชิงอนุพันธ์ไปประยุกต์ใช้กับแบบจำลองต่างๆ

1.2 สมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (ordinary differential equation)

สมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (ordinary differential equation) เป็นสมการที่ประกอบไปด้วย ตัวแปรที่มีความเกี่ยวเนื่องกันของฟังก์ชันต่างๆ ตัวอย่างเช่น

$$y' = \cos x \quad (1)$$

$$y'' + 9y = e^{-2x} \quad (2)$$

$$y'y''' - \frac{3}{2}y'^2 = 0 \quad (3)$$

สมการที่แสดงเป็น สมการเชิงอนุพันธ์สามัญ (ordinary Differential Equation) ซึ่งกำหนดให้ $y' = dy/dx, y'' = d^2y/d^2x$ etc. การจำแนกว่าเป็น สมการเชิงอนุพันธ์สามัญ ทำโดยดูจากส่วนประกอบของสมการว่ามีสมการเชิงอนุพันธ์เชิงย่อย (partial differential equation) ว่ามีจำนวนตัวแปรที่เกี่ยวข้องกันของฟังก์ชันไม่ทราบค่าอยู่สองหรือมากกว่าสองฟังก์ชัน ตัวอย่างเช่น สมการอนุพันธ์เชิงย่อยไม่ทราบค่าของฟังก์ชัน u ที่ตัวแปรสองตัว

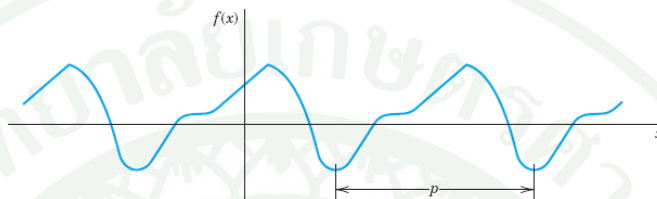
$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \quad (4)$$

สมการอนุพันธ์เชิงย่อยมีความในการประยุกต์ใช้ในทางวิศวกรรม แต่มีความซับซ้อนมากกว่าสมการเชิงอนุพันธ์สามัญ

สมการเชิงอนุพันธ์สามารถบอกได้ถึงอันดับสูงสุดของตัวแปรที่มีความเกี่ยวเนื่องที่มีของในฟังก์ชันที่ไม่ทราบค่า y ซึ่งสามารถเป็นแนวคิดในเรื่องอันดับสูงสุดของอนุพันธ์สามารถนำไปจำแนกสมการเชิงอนุพันธ์ เช่น สมการเชิงอนุพันธ์อันดับที่หนึ่ง, สมการเชิงอนุพันธ์อันดับที่สอง, ฯลฯ ตามตัวอย่างสมการที่ (1) เป็นสมการเชิงอนุพันธ์อันดับที่หนึ่ง, (2) เป็นสมการเชิงอนุพันธ์อันดับที่สองและ (3) เป็นสมการเชิงอนุพันธ์อันดับที่สาม

1.3 อนุกรมฟูรีเยร์ (Fourier series)

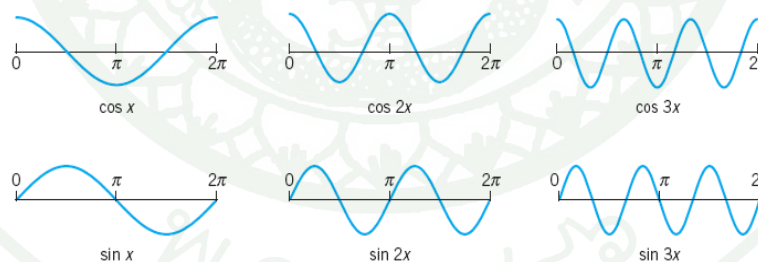
อนุกรมฟูรีเยร์ เป็นอนุกรมอนันต์แต่สามารถแสดงแทนด้วยฟังก์ชันเป็นช่วงๆได้ในรูปของ cosine และ sine อนุกรมฟูรีเยร์ เป็นส่วนสำคัญในทางวิศวกรรมและนักคณิตศาสตร์ ในการกำหนด อนุกรมฟูรีเยร์ต้องมีฟังก์ชันมีลักษณะเป็นช่วงๆ ซ้ำๆกันหรือฟังก์ชันคาบ (periodic function)



ภาพที่ 4 ฟังก์ชันคาบ (periodic function)

กราฟของฟังก์ชันคาบ (periodic function) ในภาพที่ 4 จะรูปแบบของการซ้ำกันในความยาว p ซึ่งเป็นลักษณะของฟังก์ชันคาบ (periodic function)

ฟังก์ชันทั้งหมดของที่มีในคาบ 2π มีรูปแบบเรียกในระบบตรีโกณมิติ (trigonometric system) เช่นตัวอย่างตามภาพที่ 5



ภาพที่ 5 ฟังก์ชัน sine และ cosine ในช่วง 2π

อนุกรมตรีโกณมิติที่ได้จะอยู่ในรูปของ

$$\begin{aligned} a_0 + a_1 \cos x + b_1 \sin x + a_2 \cos 2x + b_2 \sin 2x + \dots \\ = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nx + b_n \sin nx) \end{aligned} \quad (5)$$

ซึ่งสามารถเขียนรูปทั่วไปของอนุกรมอนุกรมฟูรีเยร์ (Fourier series)

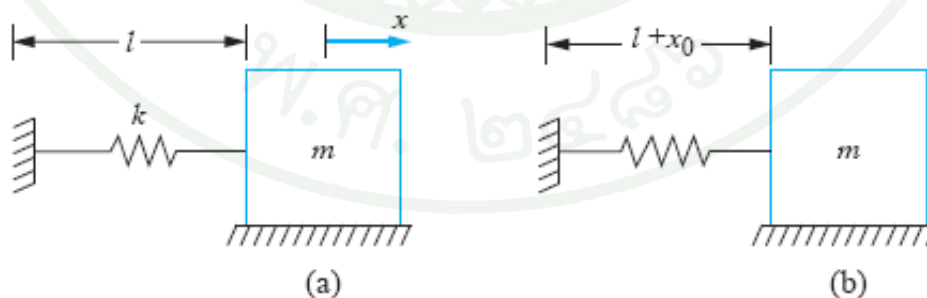
$$f(x) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nx + b_n \sin nx) \quad (6)$$

2. กลศาสตร์การสั่นสะเทือน

การสั่นสะเทือนในการกลศาสตร์คือการเคลื่อนที่กลับไปกลับมา ในระบบทางกลหรือระบบโครงสร้างต่างๆ การสั่นสะเทือนจะถูกเริ่มต้นขึ้น เมื่อมีองค์ประกอบเริ่มต้นของระบบที่สมดุลแล้วได้ถูกเคลื่อนย้ายจากจุดสมดุลของระบบด้วยพลังงานภายในหรือโดยพลังงานจากภายนอก เมื่อมีแรงทำให้องค์ประกอบใดองค์ประกอบหนึ่งถูกเคลื่อนย้ายจากจุดสมดุลแล้ว จะมีแรงต้านที่ทำให้องค์ประกอบกลับมาที่จุดสมดุลเดิม ทำให้เกิดการเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเพื่อที่จะทำให้องค์ประกอบเข้าสู่สมดุลของระบบ

2.1 การสั่นสะเทือนแบบอิสระในแนวทิศทางอิสระหนึ่งแนวแกน (free vibration of SDOF system)

การสั่นสะเทือนแบบอิสระเป็นการเคลื่อนที่กลับไปกลับมาผ่านจุดสมดุลของระบบ ซึ่งในขณะที่การสั่นสะเทือนเกิดขึ้นนั้นจะไม่มีแรงจากภายนอกเข้ามากระทำ การสั่นสะเทือนแบบอิสระบอกลถึงผลของพลังงานจลน์ของระบบหรือบอกลถึงผลต่างระยะจากจุดสมดุลซึ่งเป็นพลังงานศักย์



ภาพที่ 6 แสดงการเกิดผลต่างระยะจากจุดสมดุล

จากภาพที่ 6 a เป็นระยะที่ระบบสมดุลแล้วมีการเคลื่อนที่ไปในระยะ x_0 จากภาพที่ 6 b ซึ่ง จะส่งผลให้เกิดแรงดึงกลับจากสปริง kx_0 และพลังงานศักย์ $\frac{1}{2}kx_0^2$ ซึ่งได้รับจากสปริง เมื่อ สปริงถูกปล่อยจากจุดพัก แล้วจะเกิดการเคลื่อนที่กลับไปกลับขึ้น

ตัวอย่างการเกิดระบบการสั่นสะเทือนแบบอิสระที่สามารถใช้กับการสั่นสะเทือนแบบ อิสระในแนวทิศทางอิสระหนึ่งแนวแกน เช่น การแกว่งของลูกตุ้มซึ่งมีจุดสมดุลในแนวตั้ง, การ เคลื่อนที่ของการหดตัวในกลไกของอาวุธปืนเมื่อยิงและการเคลื่อนที่ของระบบช่วงล่างของรถยนต์

การสั่นสะเทือนแบบอิสระในแนวทิศทางอิสระหนึ่งแนวแกนถูกอธิบายด้วยสมการเอก พันธ์อันดับที่สอง (homogeneous second-order ordinary differential equation) ซึ่งสามารถเขียน สมการอนุพันธ์ควบคุมระบบการสั่นสะเทือนแบบอิสระเชิงเส้นได้

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = 0 \quad (7)$$

เมื่อเกิดการเคลื่อนที่ในแนวเชิงเส้น ในเทอมของความเร่งจะเกิดความเกี่ยวเนื่องมาจาก แรงเฉื่อยของระบบ ในเทอมของความเร็วจะถูกแสดงความเกี่ยวเนื่องมาจากอุปกรณ์หน่วงของ ระบบและในเทอมของระยะการเคลื่อนที่เกี่ยวเนื่องกับแรงยืดหยุ่น

2.2 รูปทั่วไปของสมการการสั่นสะเทือนแบบอิสระ (standard form of differential equation)

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = F_{eq} \quad (8)$$

การสั่นสะเทือนแบบอิสระจะเกิดขึ้นในกรณีไม่มีแรงกระทำ ซึ่งเป็นจุดเริ่มต้นคือจุดที่ ผลลัพธ์ของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ในระบบเป็นศูนย์ ซึ่งจะทำให้จุดนี้เป็น $t = 0$ และเมื่อ ไม่มีแรงกระทำเป็น $F_{eq} = 0$ และจัดรูปโดยหาร m_{eq} ตลอดสมการ

$$\ddot{x} + \frac{c_{eq}}{m_{eq}}\dot{x} + \frac{k_{eq}}{m_{eq}}x = 0 \quad (9)$$

จากสมการ (9) จะผลของการแก้สมการจากตัวแปร $\frac{c_{eq}}{m_{eq}}$ และ $\frac{k_{eq}}{m_{eq}}$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (10)$$

ซึ่งจะได้ความถี่ธรรมชาติของการเคลื่อนที่

$$\zeta = \frac{c_{eq}}{2\sqrt{k_{eq}m_{eq}}} \quad (11)$$

ซึ่งจะได้ค่า damping ratio และเมื่อนำตัวแปรเข้าไปเขียนในรูปสมการอนุพันธ์จะได้

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 0 \quad (12)$$

จากสมการ (12) จะเรียกว่าสมการรูปทั่วไปของการสั่นสะเทือนแบบอิสระในแนวทิศทางอิสระหนึ่งแนวแกน เมื่อกำหนดให้มีเงื่อนไขเริ่มต้นของสมการ

$$x(0) = x_0 \quad (13)$$

และ

$$\dot{x}(0) = \dot{x}_0 \quad (14)$$

สมการ (12) เป็นสมการเชิงเส้นและเป็นสมการเอกพันธ์ที่ความค่าคงที่ ให้ผลลัพธ์ของสมการสมมุติอยู่ในรูป

$$x(t) = Ae^{at} \quad (15)$$

นำสมการ (15) ไปแทนค่าในสมการ (12) จะได้

$$(\alpha^2 + 2\zeta\omega_n\alpha + \omega_n^2)Ae^{at} = 0$$

คำตอบที่ได้จากสมการ $\alpha^2 + 2\zeta\omega_n\alpha + \omega_n^2 = 0$ สามารถใช้สมการกำลังสองหาคำตอบได้ซึ่งจะได้คำตอบในรูป

$$\alpha = \frac{-2\zeta\omega_n \pm \sqrt{(2\zeta\omega_n)^2 - 4\omega_n^2}}{2} \quad (16)$$

หรือ

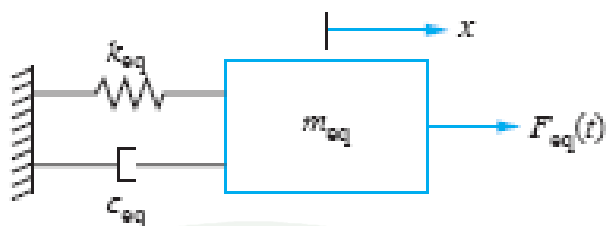
$$\alpha = \omega_n \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \right) \quad (17)$$

จากคำตอบในรูปสมการ (16) และ (17) จะสามารถแบ่งเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นของระบบได้ออกเป็น 4 กรณี

1. เมื่อ $\zeta = 0$ ค่าของ $\alpha = \pm i\omega_n$ ค่าที่ได้จะมีแต่จำนวนจินตภาพ ลักษณะของการสั่นสะท้อนอิสระจะเป็นแบบ undamped
2. เมื่อ $0 < \zeta < 1$ ค่าของ $\alpha = \omega_n \left(-\zeta \pm i\sqrt{1 - \zeta^2} \right)$ ค่าที่ได้จะเป็นจำนวนเชิงซ้อน ลักษณะของการสั่นสะท้อนอิสระจะเป็นแบบ underdamped
3. เมื่อ $\zeta = 1$ ค่าของ $\alpha = -\omega_n$ ค่าที่ได้จะเป็นจำนวนจริงค่าเดียว ลักษณะของการสั่นสะท้อนอิสระจะเป็นแบบ critically damped
4. เมื่อ $\zeta > 1$ ค่าของ $\alpha = \omega_n \left(-\zeta \pm \sqrt{\zeta^2 - 1} \right)$ ค่าที่ได้จะเป็นจำนวนจริงสองค่า ลักษณะของการสั่นสะท้อนอิสระจะเป็นแบบ overdamped

2.3 การกระตุ้นแรงสั่นสะท้อนประสานกันในแนวทิศทางอิสระหนึ่งแนวแกน (harmonic excitation of SDOF system)

แรงสั่นสะท้อนที่กระตุ้นระบบประสานกันในแนวทิศทางอิสระหนึ่งแนวแกน จะเกิดขึ้นเมื่อการเคลื่อนที่ของระบบย่อยขณะที่มีการสั่นสะท้อน ตัวอย่างเช่น การเคลื่อนไหวของแผ่นดินขณะเกิดแผ่นดินไหว, การเคลื่อนที่ของเครื่องจักรกลที่มีการเคลื่อนที่กลับไปกลับมาขณะที่เครื่องจักรกลอยู่ในสภาวะไม่สมดุลหรือการเคลื่อนที่ของระบบช่วงล่างของรถยนต์ขณะวิ่งไปตามลักษณะรูปแบบของถนน



ภาพที่ 7 ระบบที่มีแรง k_{eq} กับ c_{eq} กระทำกับการสั่นสะเทือนที่เกิดจาก F_{eq}

จากภาพที่ 7 สามารถหาสมการอนุพันธ์ได้

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = F_{eq}(t) \quad (18)$$

จากสมการ (18) สามารถเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของการเคลื่อนที่ตามแนวแกน x และเปลี่ยนรูปให้เป็นตัวแปรที่มีความสัมพันธ์ในการสั่นสะเทือนได้

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{1}{m_{eq}}F_{eq}(t) \quad (19)$$

สมการ (19) เป็นรูปแบบทั่วไปของสมการอนุพันธ์เชิงเส้นที่มีแรงกระทำในการสั่นสะเทือนในอิสระหนึ่งแนวแกน

รูปทั่วไปของผลลัพธ์สมการ (19) คือ

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (20)$$

เมื่อ x_h เป็นผลลัพธ์ของสมการ homogeneous ซึ่งได้จากการแก้สมการเมื่อ $F_{eq}(t) = 0$ และ x_p เป็นผลลัพธ์ของสมการ particular ซึ่งได้จากการแก้สมการของ $F_{eq}(t)$

2.4 แรงที่ถูกลบสนองของระบบที่มีความหน่วงที่ถูกกระตุ้นด้วยความถี่เดียว (forced response of an undamped system due to a single-frequency excitation)

รูปทั่วไปของสมการอนุพันธ์ที่อธิบายการเคลื่อนที่ของระบบสั่นสะเทือนในอิสระหนึ่ง
แนวแกนด้วยการกระตุ้นด้วยความถี่เดียว

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = \frac{F_0}{m_{eq}}\sin(\omega t + \psi) \quad (21)$$

สมมติให้ผลลัพธ์ของสมการจะจริงเป็น

$$x_p(t) = U \cos(\omega t + \psi) + V \sin(\omega t + \psi) \quad (22)$$

เมื่อแทนค่าตัวแปรจากสมการ (22) ไปที่สมการ (21) แล้วทำการแยกตัวแปรจะได้

$$(\omega_n^2 - \omega^2)U + 2\zeta\omega\omega_n V = 0 \quad (23)$$

$$-2\zeta\omega\omega_n U + (\omega_n^2 - \omega^2)V = \frac{F_0}{m_{eq}} \quad (24)$$

จากการแทนค่าได้สมการ (23) และ (24) สามารถนำมาแก้หาค่า U และ V แล้วนำกลับไป
แทนที่สมการ (22) จะได้

$$x_p(t) = \frac{F_0}{m_{eq}[(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega\omega_n)^2]} [-2\zeta\omega\omega_n \cos(\omega t + \psi) + (\omega_n^2 - \omega^2) \sin(\omega t + \psi)] \quad (25)$$

ใช้ความสัมพันธ์ทางตรีโกณฟังก์ชันผลต่างของมุม sine สองมุมและแยกตัวแปร ซึ่งนำมา
แทนในสมการ (25) จะได้

$$x_p(t) = X \sin(\omega t + \psi - \theta) \quad (26)$$

เมื่อ

$$X = \frac{F_0}{m_{eq}[(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega\omega_n)^2]^{1/2}} \quad (27)$$

และ
$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{2\zeta\omega\omega_n}{\omega_n^2 - \omega^2} \right) \quad (28)$$

ตัวแปร X เป็นค่า amplitude ของแรงตอบสนองและ ϕ เป็นระยะต่างของมุม (phase angle) ระหว่างแรงตอบสนองกับแรงกระตุ้นของแรงสั่นสะเทือน

ค่า amplitude และ phase angle ได้ให้ข้อมูลที่สำคัญเกี่ยวกับแรงตอบสนอง สมการ (27) และ (28) เป็นรูปแบบสมการที่ไม่มีหน่วย (nondimensional) ซึ่งสามารถอธิบายเกี่ยวกับการตอบสนอง สมการมีความเกี่ยวเนื่องกันในรูป

$$X = f(F_0, m_{eq}, \omega, \omega_n, \zeta) \quad (29)$$

และ

$$\phi = g(\omega, \omega_n, \zeta) \quad (30)$$

เมื่อนำสมการ (27) มาคูณด้วย $m_{eq}\omega_n^2/F_0$ ทั้งสองด้านของสมการ

$$\frac{m_{eq}\omega_n^2 X}{F_0} = \frac{1}{[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{1/2}} \quad (31)$$

เมื่อ
$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (32)$$

สมการ (32) เป็น frequency ratio

$$M = \frac{m_{eq}\omega_n^2 X}{F_0} \quad (33)$$

สมการ (33) เป็นสมการที่ไม่มีหน่วยถูกเรียกว่า amplitude ratio หรือ magnification factor ซึ่งจะแสดงอัตราส่วนของ amplitude ของการตอบสนองของระบบ เช่น เมื่อสปริงหัดตัวมีค่าคงที่ของสปริงเนื่องจากมีแรงค่าคงที่มากกระทำ

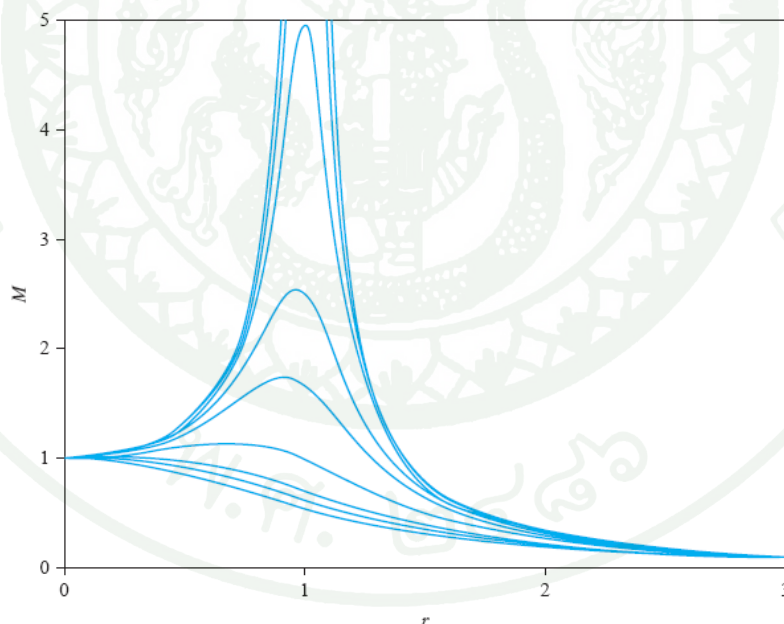
$$M = \frac{X}{\Delta_{st}} \quad (34)$$

ในการอธิบายแรงที่มากที่สุดที่ให้ในระบบมวลกับสปริงและระบบความหนืดกับความหน่วง เช่น $F_{max} = kX = m\omega_n^2 X$ เป็นแรงสูงสุดที่ถูกกระตุ้นในระบบ สามารถอธิบายว่าแรงสามารถถูกขยายให้มากขึ้นได้อย่างไรของระบบ magnification factor มาจากอัตราส่วนแรงและความถี่

$$M = \frac{F_{max}}{F_0} \quad (35)$$

จากรูปสมการไร้หน่วย (27) จะสามารถเขียนในรูป

$$M(r, \zeta) = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 - (2\zeta r)^2}} \quad (36)$$



ภาพที่ 8 กราฟ magnification factor เทียบกับ frequency ratio ใน damping ratio ต่างกัน

ค่า magnification factor ในฟังก์ชันของความถี่ในค่าที่แตกต่างของ damping ratio จะถูกแสดงในภาพที่ 8 ในแต่ละเส้นกราฟจะถูกเรียกว่า frequency response curves ซึ่งตามสมการ (36) และภาพที่ 8 สามารถที่จะสรุปได้

1. ค่าของ $M = 1$ เมื่อ $r = 0$ ในกรณีแรงกระตุ้นการสั่นสะเทือนมีค่าคงที่และแรงสูงสุดที่ได้ในระบบมวล ความหน่วงและสปริงจะเท่ากับค่าของค่าของแรงกระตุ้นการสั่นสะเทือน
2. $\lim_{r \rightarrow \infty} M(r, \zeta) = \frac{1}{r^2}$ ค่า amplitude ของแรงตอบสนองจะน้อยมากเมื่อถูกแรงกระตุ้นการสั่นสะเทือนที่มีความถี่สูง
3. เพื่อที่จะลดค่า M, r ต้องเพิ่มค่า ζ
4. ค่า magnification factor จะมากแบบไม่มีขอบเขต เฉพาะในกรณีที่ $\zeta = 0$ และสำหรับ $0 < \zeta \leq 1/\sqrt{2}$ จะมีค่าสูงสุดของ magnification factor บางค่า
5. สำหรับค่าของ $0 < \zeta \leq 1/\sqrt{2}$ จะมีค่าสูงสุดที่เกิดสำหรับ frequency ratio เป็นไปตามนี้

$$r_m = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (37)$$

จากสมการ (37) ได้มาจากสมการ (36) โดยกำหนดให้ $dM/dr = 0$

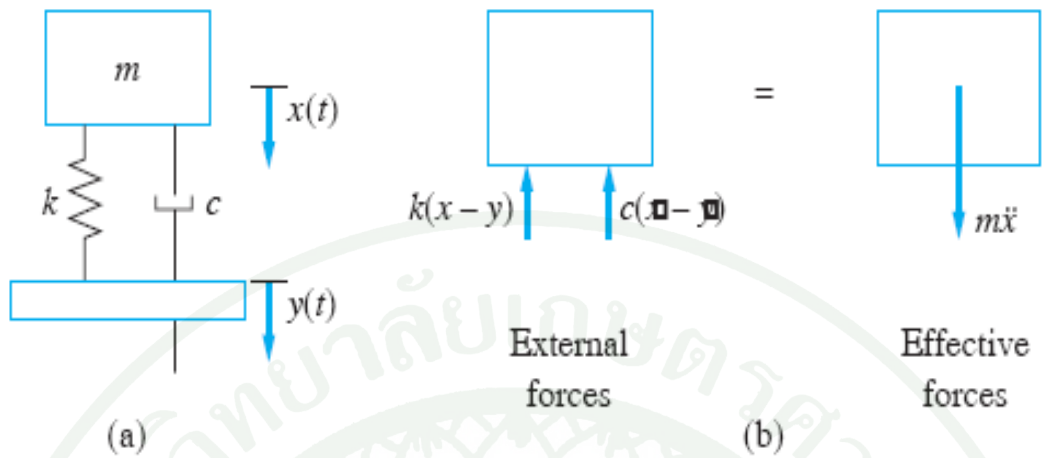
6. การตอบสนองค่าสูงสุดของ M คือ

$$M = \frac{1}{2\zeta(1-\zeta^2)^{1/2}} \quad (38)$$

7. ค่า $\zeta = 1/\sqrt{2}, dM/dr = 0$ สำหรับ $r = 0$ และค่า $\zeta = 1/\sqrt{2}$ ไม่มีค่าจริงของของ r ที่ทำให้สมการ (37) เป็นจริง ค่า $M(r, \zeta)$ ไม่สามารถหาค่าสูงสุดได้และค่า $M(r, \zeta)$ จะลดลงต่อเนื่องเมื่อค่า r เพิ่ม

2.5 การตอบสนองของระบบขณะที่จุดประคองพื้นถูกกระตุ้นให้มีการสั่นสะเทือน (response due to harmonic excitation of support)

เมื่อพิจารณา mass-spring-dashpot system จากภาพที่ 8 สปริงและอุปกรณ์สร้าง ความหน่วงถูกติดตั้งให้อยู่ในแนวขนานกัน ซึ่งแต่ละชิ้นยึดติดกับมวลและอีกฝั่งหนึ่งยึดติดกับพื้น ประคองที่สามารถเคลื่อนที่ได้ กำหนดให้ $y(t)$ แสดงการเคลื่อนที่ของพื้นประคองและ กำหนดให้ $x(t)$ แสดงการเคลื่อนที่มวล โดยใช้กฎของนิวตันในการเขียน free-body diagram



ภาพที่ 9 แผนภาพแสดงแรงและการเคลื่อนที่ที่เกิดขึ้นในระบบ

จากภาพที่ 9 ก้อนมวล m ได้ต่อกับสปริงและอุปกรณ์สร้างความหน่วงผ่านไปยังพื้นประคองที่สามารถเคลื่อนที่ได้ใน (a) และแผนภาพอิสระแสดงแรงที่เกิดขึ้นในระบบ (free-body diagram) ใน (b) แสดงการเกิดแรงกระทำกับก้อนมวลที่เกิดจากสปริงและอุปกรณ์สร้างความหน่วงนำมาสร้างสมการได้ดังนี้

$$-k(x - y) - c(\dot{x} - \dot{y}) = m\ddot{x} \quad (39)$$

หรือ

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (40)$$

กำหนด

$$z(t) = x(t) - y(t) \quad (41)$$

การเคลื่อนที่ของก้อนมวลจะสัมพันธ์กันกับการเคลื่อนที่ของพื้นประคอง จากสมการ (40) เขียนโดยใช้ตัวแปรตามเป็น Z จะเขียนได้เป็น

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} \quad (42)$$

หารสมการ (40) และสมการ (42) ด้วย m และเปลี่ยนเป็นรูปการสั่นสะเทือน จะได้

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2y \quad (43)$$

และ
$$\ddot{z} + 2\zeta\omega_n\dot{z} + \omega_n^2z = -\ddot{y} \quad (44)$$

ถ้าพื้นประกอบถูกสั่นสะเทือนด้วยคลื่นความถี่เดียวจะได้รูปทั่วไปของ $y(t)$ เป็น

$$y(t) = Y \sin \omega t \quad (45)$$

แทนค่าไปในสมการ (45) ลงไปในสมการ (43) และสมการ (44) จะได้

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\zeta\omega_n\omega Y \cos \omega t + \omega_n^2Y \sin \omega t \quad (46)$$

และ
$$\ddot{z} + 2\zeta\omega_n\dot{z} + \omega_n^2z = \omega^2Y \sin \omega t \quad (47)$$

จากสมการ (47) แสดงถึงระบบ ก้อนมวล สปริงและอุปกรณ์สร้างความหน่วง ซึ่งเป็นระบบที่แรงสั่นสะเทือนที่ไปกระตุ้นระบบเป็นแบบคลื่น กำหนดให้ $z(t)$ เป็นดังนี้

$$z(t) = Z \sin(\omega t - \phi) \quad (48)$$

เมื่อ
$$Z = Y\Lambda(r, \zeta) \quad (49)$$

นำสมการ (48) และสมการ (49) แทนไปในสมการ (41) จะได้ผลลัพธ์ระยะการเคลื่อนที่ของ $x(t)$ ออกมา

$$x(t) = Y[\Lambda \sin(\omega t + \phi) + \sin \omega t] \quad (50)$$

ใช้ความสัมพันธ์ทางตรีโกณมิติของผลต่างของมุม sine สองมุมจะสามารถเปลี่ยนรูปสมการ (50) ได้เป็น

$$x(t) = X \sin(\omega t - \lambda) \quad (51)$$

เมื่อ $\frac{X}{Y} = T(r, \zeta) \quad (52)$

และ $\lambda = \tan^{-1} \left[\frac{2\zeta r^3}{1+(4\zeta^2-1)r^2} \right] \quad (53)$

แต่ $T(r, \zeta)$ นั้นยังไม่เป็นฟังก์ชันที่ไร้หน่วยของ frequency ratio และ damping ratio จะได้ $T(r, \zeta)$ เป็น

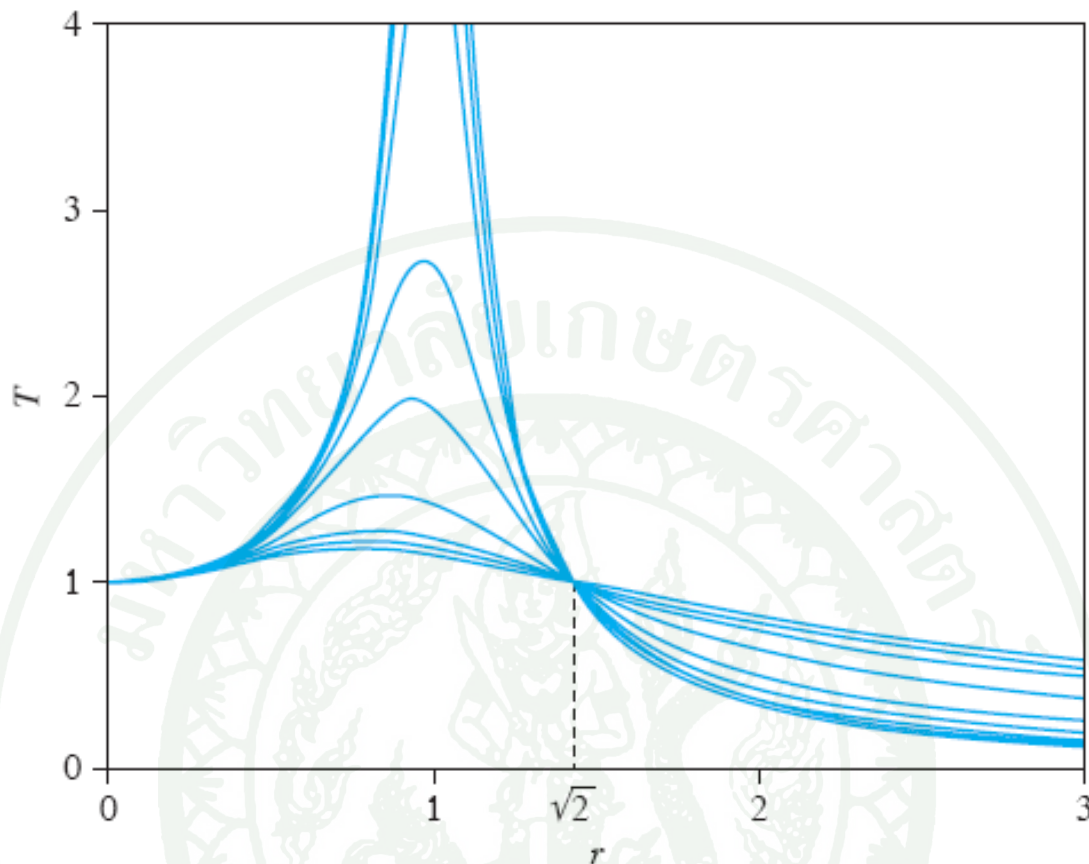
$$T(r, \zeta) = \sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)r^2+(2\zeta r)^2}} \quad (54)$$

X/Y เป็นค่า amplitude ของระยะทางที่สัมบูรณ์ของการเคลื่อนที่ของก้อนมวลที่เคลื่อนที่ได้สูงที่สุดจากพื้นประกอบ

นำค่า X/Y ไปคูณได้ตัวแปรด้วย ω^2 จะได้

$$\frac{\omega^2 X}{\omega^2 Y} = T(r, \zeta) \quad (55)$$

ดังนั้น $T(r, \zeta)$ จึงเป็นอัตราส่วนของความเร่งที่สูงที่สุดของก้อนมวลกับอัตราส่วนความเร่งสูงที่สุดของพื้นประกอบ



ภาพที่ 10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของฟังก์ชัน $T(r, \zeta)$

เมื่อนำสมการ (54) ไปสร้างกราฟ จะได้ความสัมพันธ์ของ $T(r, \zeta)$ และสามารถสรุปผลของความสัมพันธ์ตามภาพที่ 10 ได้ดังนี้

1. ค่าของฟังก์ชัน $T(r, \zeta)$ จะมีค่าเข้าใกล้ 1 เมื่อ frequency ratio มีค่าน้อย
2. $\lim_{T \rightarrow \infty} T(r, \zeta) = \frac{2\zeta}{r}$ (56)
3. ค่าทั้งหมดของ $\zeta, T(r, \zeta)$ จะเพิ่มขึ้นจนถึงเมื่อค่า frequency Raio ที่มากที่สุด

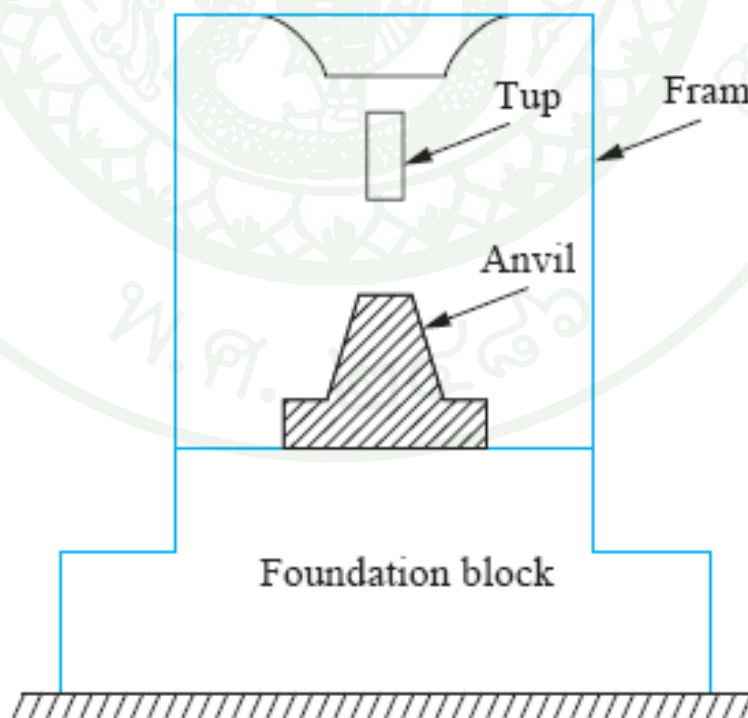
$$r_{max} = \frac{1}{2\zeta} \left(\sqrt{1 + 8\zeta^2} - 1 \right)^{1/2} \quad (57)$$

4. ค่าสูงที่สุดของ $T(r, \zeta)$ จะตอบสนองตาม frequency Ratio ตามสมการ (57)

$$T_{max} = 4\zeta^2 \left[\frac{\sqrt{1+8\zeta^2}}{2+16\zeta^2+(16\zeta^4-8\zeta^2-2)\sqrt{1+8\zeta^2}} \right]^{1/2} \quad (58)$$

5. $T(\sqrt{2}, \zeta) = 1$ ไม่ขึ้นกับค่า ζ หรือ damping ratio
6. สำหรับค่า $r < \sqrt{2}$, $T(\sqrt{2}, \zeta)$ จะมีค่ามากขึ้นหากค่า ζ หรือ damping ratio มีค่าน้อยลง และเมื่อ $r > \sqrt{2}$, $T(\sqrt{2}, \zeta)$ จะมีค่าน้อยลงหากค่า ζ หรือ damping ratio มีค่าน้อยลง
7. สำหรับทุกค่าของ ζ หรือ damping ratio ค่าของ $T(r, \zeta)$ จะน้อยกว่า 1 เสมอ เมื่อ $r > \sqrt{2}$

2.5 การสั่นสะเทือนของระบบเดียวเมื่อเกิดการกระแทกในช่วงระยะเวลาที่สั้น (vibration isolation for short duration pulses)



ภาพที่ 11 ภาพแสดงแผนผังตัวอย่างการเกิดการกระแทกในช่วงระยะเวลาที่สั้น

ถ้าแท่นดีเหล็กในภาพที่ 11 ถูกทำให้เป็นวัตถุที่แข็งแกร่งและพื้นยึดติดกับฐานราก ฐานราก จะถูกกระตุ้นอย่างแรงด้วยแรงกระแทกเมื่อคลื่นกระทบกับแท่นดีเหล็ก ระบบรับแรงสั่นสะเทือนที่ แยกระหว่างแท่นดีเหล็กกับพื้นที่มีรูปแบบที่ใช้สปริงและ viscous damper ในระนาบจะถูก ออกแบบเพื่อลด magnitude ของแรงที่จะถูกส่งไปยังพื้นซึ่งจะส่งต่อไปยังฐานราก พื้นฐานที่ใช้ใน การออกแบบของระบบรับแรงกระแทก (shock isolation) จะเหมือนกับพื้นฐานในการออกแบบ ระบบป้องกันการเกิด harmonic excitation แต่สมการจะมีความแตกต่างออกไป

ถ้าระยะเวลาที่ t_0 ของ transient excitation $F(t)$ น้อยมาก ซึ่งสามารถบอกได้ว่า $t_0 < T/5$ เมื่อ T เป็นช่วงคาบของระบบ ดังนั้นในการออกแบบการตอบสนองของระบบจะต้องมี ความสามารถเพียงพอต่อความต้องการที่เกิดการกระแทก ซึ่งเป็น magnitude ของ impulse ที่ระบบ ได้รับ

$$I = \int_0^{t_0} F(t) dt \quad (59)$$

ถ้าระบบอยู่ในสภาวะสมดุลเมื่อถูกแรงคลในระยะเวลาสั้น หลักการของ impulse-momentum จะถูกใช้คำนวณหาความเร็วที่ก่อนมวลได้รับจาก

$$v = \frac{I}{m} \quad (60)$$

แรงคลจะเป็นแรงที่มาจากภายนอกระบบและเป็นจุดเริ่มต้นของการเกิดการสั่นสะเทือน เวลาที่เริ่มของระบบจะเกิดขึ้นทันทีเมื่อแรงกระตุ้นของย้ายออกจากระบบ ซึ่งการตอบสนองที่ ตามมาจะเป็นการสั่นสะเทือนแบบอิสระ (free-vibration response) เนื่องจากแรงคลให้ค่าความเร็ว เริ่มต้นของระบบ

$$x(t) = \frac{v}{\omega_d} e^{-\zeta\omega_n t} \sin \omega_d t \quad (61)$$

ระยะเวลาเคลื่อนที่จะเกิดขึ้นมากที่สุด ณ เวลา

$$t_m = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta} \right) \quad (62)$$

และจะหาค่าระยะที่เคลื่อนที่ไปได้มากที่สุดจาก

$$x_{max} = \frac{v}{\omega_n} \exp \left[-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta} \right) \right] \quad (63)$$

จากสมการ (61) ใช้ความสัมพันธ์ทางตรีโกณมิติ คำนวณหาแรงที่ส่งผ่าน (transmitted force) ไปยังฐานรากโดยผ่าน isolator ได้โดยใช้สมการ

$$F_T(t) = \tilde{F} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\omega_d t - \beta) \quad (64)$$

เมื่อ
$$\tilde{F} = \frac{m \omega_n v}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (65)$$

และ
$$\beta = -\tan^{-1} \left(\frac{2\zeta \sqrt{1-\zeta^2}}{1-2\zeta^2} \right) \quad (66)$$

ค่าแรงส่งผ่านมากที่สุดจะหาได้จากสมการ (64) แล้วนำไปอนุพันธ์ของเวลาที่น้อยที่สุด จึงได้ค่าเป็น 0 และสามารถหาเวลาที่เกิดแรงส่งผ่านได้ เวลาที่เกิดการส่งผ่านแรงมากที่สุดจะได้เป็นสมการดังนี้

$$t_{m_F} = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \left[\frac{\sqrt{1-\zeta^2}(1-4\zeta^2)}{\zeta(3-4\zeta^2)} \right] \quad (67)$$

แรงส่งผ่านที่มากที่สุดจะได้ตามสมการดังนี้

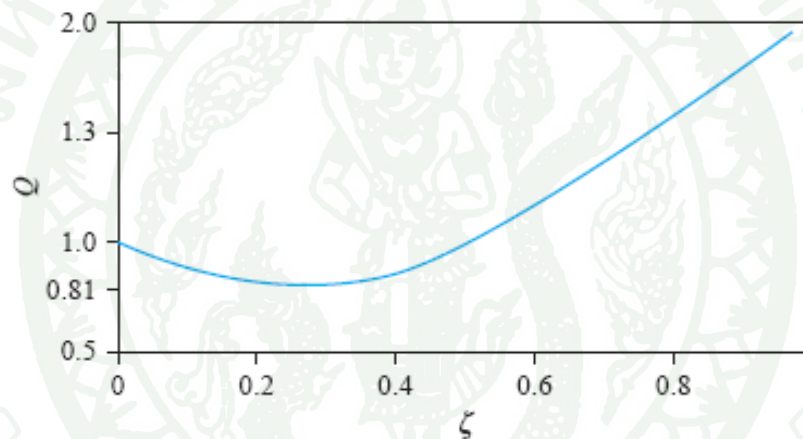
$$F_{T_{max}} = m v \omega_n \exp \left(-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tan^{-1} \left[\frac{\sqrt{1-\zeta^2}(1-4\zeta^2)}{\zeta(3-4\zeta^2)} \right] \right) \quad (68)$$

สมการ (67) แสดงถึงเวลาที่เกิดแรงส่งผ่านมากที่สุดจะเกิดขึ้นที่เวลา $t = 0$ for $\zeta = 0.5$ และสำหรับค่า $\zeta > 0.5$ ชั้นแรกกำหนดให้ $dF/dt = 0$ ตามการตอบสนองที่เวลาน้อยสุด ดังนั้นสำหรับค่า $\zeta \geq 0.5$ แรงส่งผ่านที่มากที่สุดจะเกิดที่เวลา $t = 0$ และหาได้จาก

$$F_T(0) = cv = 2\zeta m\omega_n v \quad (69)$$

สมการ (68) และสมการ (69) สามารถนำมารวมกันและในรูปของฟังก์ชันที่ไม่มีหน่วย (nondimensional function) $Q(\zeta)$ ซึ่งนำไปวัดค่าแรงส่งผ่านที่เกิดขึ้น อธิบายได้ดังนี้

$$Q(\zeta) = \frac{F_{Tmax}}{mv\omega_n} = \begin{cases} \exp\left(-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tan^{-1}\left[\frac{\sqrt{1-\zeta^2}(1-4\zeta^2)}{\zeta(3-4\zeta^2)}\right]\right) & \zeta < 0.5 \\ 2\zeta & 0.5 \leq \zeta < 1 \end{cases} \quad (70)$$



ภาพที่ 12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ $Q(\zeta)$

จากภาพที่ 12 จะเห็นได้ว่าค่า $Q(\zeta)$ น้อยที่สุดเมื่อประมาณ 0.81 ในช่วง $0.23 < \zeta < 0.30$ ถ้าค่าที่น้อยที่สุดของแรงให้การส่งผ่านเป็นเกณฑ์การออกแบบ isolator ดังนั้น isolator ควรมีค่า damping ratio ใกล้เคียงกับ 0.25

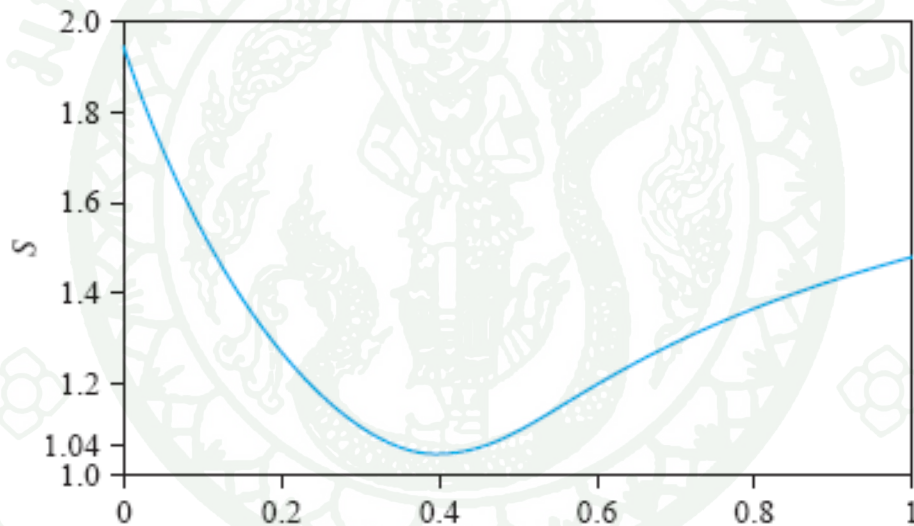
สมการ (70) แสดงให้ค่าของ ζ กับแรงส่งผ่านนั้นถูกแบ่งออกเป็นช่วงๆอันเนื่องมาจากความถี่ธรรมชาติของระบบ

จากสมการ (63) แสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนที่ที่เกิดขึ้นมากที่สุดจะแปรผกผันกับความถี่ธรรมชาติของระบบ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าเมื่อต้องการแรงส่งผ่านที่น้อยจะมีการเคลื่อนที่มาก ความถี่ธรรมชาติจะถูกกำจัดออกด้วยการแทนค่าของสมการ (63) และสมการ (70)

$$\frac{F_{Tmax} x_{max}}{\frac{1}{2}mv^2} = S(\zeta) \quad (71)$$

เมื่อ

$$S(\zeta) = \begin{cases} 2 \exp\left(-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tan^{-1}\left[\frac{\zeta\sqrt{1-\zeta^2}(4-8\zeta^2)}{8\zeta^2-8\zeta^4-1}\right]\right) & \zeta < 0.5 \\ 4 \exp\left(-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}\right)\right) & 0.5 \leq \zeta < 1 \end{cases} \quad (72)$$



ภาพที่ 13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของ $S(\zeta)$

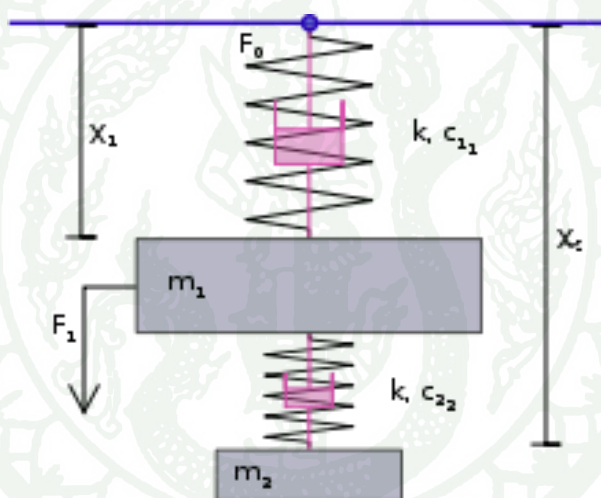
ตัวหารของ nondimensional ratio ของสมการที่เป็นพลังงานจลน์เริ่มต้นของระบบ ส่วนตัวเศษเป็นงานที่ได้จากแรงส่งผ่าน เมื่อกลับอัตราส่วนจะเป็นการดูคลื่นพลังงานของ isolator และประสิทธิภาพของ isolator จะแสดงในภาพที่ 13 ซึ่งจะได้ isolator ที่มีประสิทธิภาพสูงสุดเกิดขึ้นที่ค่า $\zeta = 0.4$ และค่า $S = 1.04$

ถ้าแนวคิดในการออกแบบ isolator คือแรงที่ส่งผ่านจะต้องให้ค่าเพื่อให้การเคลื่อนที่ของระบบจะน้อยที่สุด ค่า damping ratio ที่ควรจะต้องตั้งไว้ควรจะเป็น $\zeta = 0.4$ ความถี่ธรรมชาติคำนวณจาก

การใช้ค่า $Q(\zeta)$ ซึ่งค่า $Q(0.4) = 0.886$ การเคลื่อนที่มากที่สุดควรคำนวณจาก $S(\zeta)$ ซึ่งค่าที่ได้จะให้ประสิทธิภาพของ isolator มากที่สุด

2.6 การปรับมวลและความหน่วง (Tuned mass damper)

การปรับมวลและความหน่วงหรือได้รู้จักกันในชื่อ harmonic absorber เป็นอุปกรณ์ที่ติดไว้กับโครงสร้างเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนทางกลที่เกิดขึ้น อุปกรณ์ตัวนี้จะลดความไม่สบายที่เกิดจากการสั่นสะเทือน ความเสียหายต่างๆที่จะเกิดขึ้นได้จากแรงสั่นสะเทือน ซึ่งโดยปกติจะถูกใช้ในรถยนต์และโครงสร้างอาคาร



ภาพที่ 14 แสดงแผนผังรูปแบบอย่างง่ายของระบบปรับมวลและความหน่วง

การปรับมวลความหน่วงให้เสถียรตามภาพที่ 14 เพื่อป้องกันการเคลื่อนที่ของการสั่นสะเทือนที่รุนแรงที่เกิดจาก harmonic vibration ซึ่งตัวหลักของระบบ m_1 นั้นจะถูกแรงสั่นสะเทือนกระตุ้นส่งผ่านมา จากนั้นจะเพื่อชดเชยแรงสั่นสะเทือนเพิ่มลงไปในระบบเพื่อรับแรงสั่นสะเทือนที่ถูกระบบตัวหลักทำงานของโดยเปลี่ยนมวล สปริงและชุดความหน่วง

2.7 มาตรฐานการสั่นสะเทือนที่ปลอดภัยรถยนต์

ข้อมูลที่ได้จากการวิเคราะห์ในการตรวจเอกสาร เป็นข้อมูลที่มีประโยชน์ในความสะดวกสบายของการขับรถบนถนนที่มีความขรุขระซึ่งมีตารางที่บอกถึงผลกระทบต่อร่างกายดังนี้

ตารางที่ 1 แสดงความถี่สอดคล้องของส่วนต่างๆของร่างกายสำหรับทำนั่ง

3-4 Hz	Resonance in cervical vertebrae (neck).
4 Hz	Peak resonance in lumbar (upper torsos) vertebrae
5 Hz	Resonance in shoulder girdle
20.3 Hz	Resonance between head & shoulders
60 Hz	Resonance in eyeballs.

ตารางที่ 2 แสดงช่วงของความเร่งที่มีผลต่อความรู้สึก

Vibration	Reaction
Less than 0.315 m/s^2	Not Uncomfortable
$0.315 \text{ to } 0.63 \text{ m/s}^2$	A little Uncomfortable
$0.5 \text{ to } 1 \text{ m/s}^2$	Fairly Uncomfortable
$0.8 \text{ to } 1.6 \text{ m/s}^2$	Uncomfortable
$1.25 \text{ to } 2.5 \text{ m/s}^2$	Very Uncomfortable
Greater than 2 m/s^2	Extremely Uncomfortable

อุปกรณ์และวิธีการ

อุปกรณ์

1. รถตู้ รุ่น Toyota Commuter

รถตู้ รุ่น Toyota Commuter เครื่องยนต์ D4D Common rail DOHC 16 valve turbo กำลังสูงสุด 102 แรงม้า (75 กิโลวัตต์) ที่ 3600 รอบต่อนาที



ภาพที่ 15 รถตู้ รุ่น Toyota Commuter

2. ยางถูกระนาด

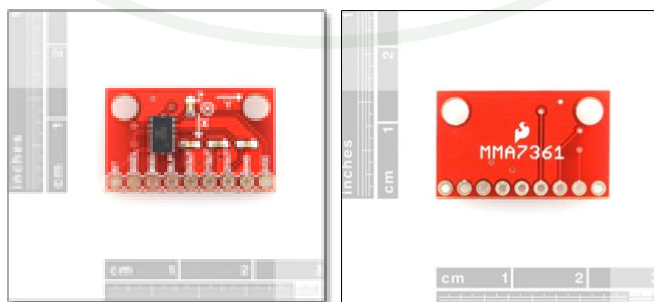
ยางถูกระนาดขนาดมาตรฐานที่ติดตั้งในมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ขนาด 180 x 30 x 5 cm



ภาพที่ 16 ยางถูกระนาดขนาดมาตรฐาน 180 x 30 x 5 cm

3. อุปกรณ์วัดความเร่ง (Accelerometer)

อุปกรณ์วัดความเร่ง (Accelerometer) เป็นบอร์ดเซนเซอร์วัดความเร่งแบบอนาล็อก



ภาพที่ 17 อุปกรณ์วัดความเร่ง (Accelerometer) รุ่น MMA7361

4. อุปกรณ์เก็บข้อมูล ยี่ห้อ National Instrument

อุปกรณ์เก็บข้อมูล ยี่ห้อ National Instrument รุ่น NI-USB 6218 เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูลจาก Accelerometer ที่สามารถต่อตรงเข้ากับคอมพิวเตอร์ ผ่าน USB และสามารถแสดงผลผ่านโปรแกรม LabVIEW ออกมาเป็นกราฟระหว่างความเร่งกับเวลาได้



ภาพที่ 18 อุปกรณ์เก็บข้อมูล ยี่ห้อ National Instrument รุ่น NI-USB 6218

วิธีการ

วิธีการวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้มีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. ศึกษารวบรวมและค้นคว้าข้อมูลต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องหลักการทำงานของการวัดและความสัมพันธ์ของความเร่งกับแรงสั่นสะเทือน

เครื่องวัดความเร่ง (Accelerometers) เป็นเครื่องมือที่ใช้วัดถึงความเร่งขึ้นหรือความหน่วงจะสามารถแสดงผลออกเป็น m/s^2 หรือ G-force (g) ซึ่งจะเท่ากับ $9.81 m/s^2$ เครื่องวัดความเร่งสามารถใช้ตรวจแบบสถิติศาสตร์ เช่นแรงโน้มถ่วง และแบบพลศาสตร์ เช่นความเร่งในการเคลื่อนที่หนึ่งในการใช้งานที่แพร่หลายคือการรับรู้ในแนวเอียง เพราะเนื่องจากเครื่องวัดความเร่งจะได้รับผลจะแรงโน้มถ่วงของโลก เครื่องวัดความเร่งจะบอกว่ามีนกำหนดตำแหน่งกับผิวโลกอย่างไร เช่น มือถือ ก็มีเครื่องวัดความเร่งที่สามารถรู้ได้ว่าเราถือแนวตั้งหรือแนวนอนและเครื่องวัดความเร่งยังสามารถเป็นตัวจับการเคลื่อนไหวในเครื่องเล่นเกมต่างๆ และยังสามารถใช้ตรวจวัตถุที่อยู่สภาวะตกอย่างอิสระได้อีก เมื่อสัมผัสได้ถึงตกหรือหล่น จะทำการปิดหรือตัดวงจรเพื่อป้องกันความเสียหายต่างๆที่จะเกิดขึ้น

เครื่องวัดความเร่งที่ติดตั้งที่รถตู้ นั้น จะส่งสัญญาณออกมาเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร่งหรืออัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วต่อหนึ่งหน่วยเวลา ซึ่งเมื่อรถตู้ไม่ถูกสภาพถนนกระแทกในแนวขึ้นลง เครื่องวัดความเร่งจะให้กราฟออกมาเป็นเส้นค่อนข้างนิ่ง แต่เมื่อเกิดการกระแทกจากสภาพผิวถนน รถตู้จะเคลื่อนที่ในแนวขึ้นลง ทำให้เครื่องวัดความเร่งให้กราฟออกมาเป็นคลื่น ซึ่งคลื่นที่เกิดขึ้นนั้นก็มาจะมีลักษณะแตกต่างกันตามสภาพของพื้นถนนและความเร็วของรถตู้ที่ใช้ในการวิ่ง กราฟที่ได้จากสภาพผิวถนนหากวัดค่าความเร่งที่เกิดขึ้นน้อยคนที่นั่งจะรู้สึกถึงการสั่นสะเทือนน้อยและสภาพผิวถนนหากวัดค่าความเร่งที่เกิดขึ้นได้มากคนที่นั่งจะรู้สึกถึงการสั่นสะเทือนมากตามค่าความเร่งที่เกิดขึ้น ณ เวลานั้นๆ

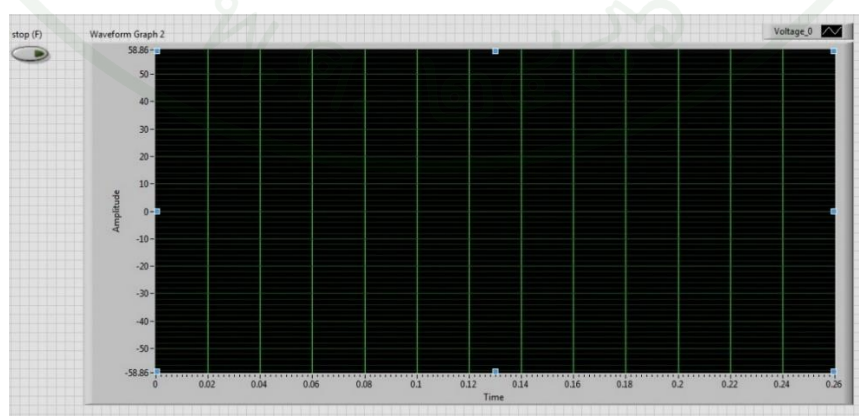
2. การเก็บข้อมูลค่าความเร่งที่เกิดขึ้นขณะรถตู้มีกระแทกและการสั่นสะเทือน เพื่อนำมาวิเคราะห์และออกแบบระบบรับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือน

การเก็บข้อมูลนั้นจะอาศัยอุปกรณ์วัดความเร่ง (Accelerometer) เป็นบอร์ดเซนเซอร์วัดความเร่งแบบอนาล็อก โดยจะเอาติดแนบกับพื้นของรถตู้ตามภาพที่ 19



ภาพที่ 19 การติดตั้งอุปกรณ์วัดความเร่งเพื่อเก็บข้อมูล

อุปกรณ์วัดความเร่งนั้นได้ต่อเข้ากับอุปกรณ์เก็บข้อมูล ยี่ห้อ national instrument รุ่น NI-USB 6218 ซึ่งจะต่อเข้าคอมพิวเตอร์ผ่านทาง USB กราฟที่ได้จะแสดงผลผ่านคอมพิวเตอร์โดยอาศัยโปรแกรม LabVIEW ที่เขียนโปรแกรมให้อ่านค่าจากสัญญาณไฟฟ้าเปลี่ยนเป็นกราฟความเร่ง ตามภาพที่ 20



ภาพที่ 20 โปรแกรม LabVIEW ที่ใช้ในการเก็บและแปลงข้อมูล

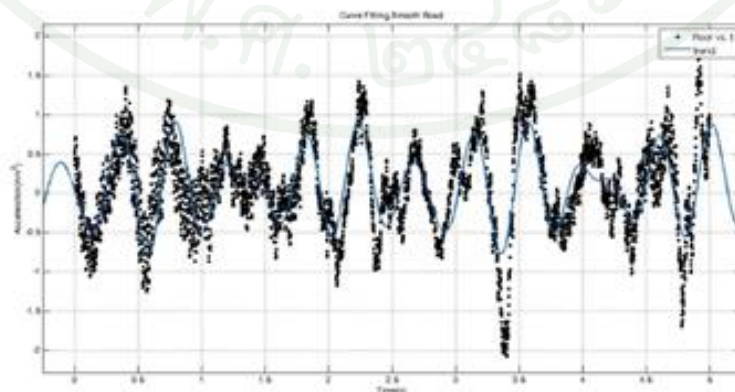
3. การกำหนดขอบเขตการทดลองและเก็บข้อมูลเพื่อนำมาวิเคราะห์และออกแบบระบบรับแรงสั่นสะเทือน

อันเนื่องจากสภาพถนน ความเร็วที่ใช้และน้ำหนักที่ตกลงบนระบบรับแรงสั่นสะเทือน แทนการนั่งของผู้โดยสาร ส่งผลต่อการทดลองทำให้ต้องกำหนดขอบเขตให้ชัดเจน เพื่อเก็บค่าความเร่งที่เกิดขึ้นในการกระแทกและการสั่นสะเทือนที่ได้จากผิวถนน การเก็บค่าที่ได้ต้องเหมาะสมชัด โดยแบ่งออกเป็น 4 การทดลองดังนี้

1. พื้นถนนปกติและรถตู้เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว 20 km/h น้ำหนัก 210 kg
2. พื้นถนนมีลูกระนาดและรถตู้เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว 10 km/h น้ำหนัก 70 kg
3. พื้นถนนมีลูกระนาดและรถตู้เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว 10 km/h น้ำหนัก 210 kg
4. พื้นถนนมีลูกระนาดและรถตู้เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว 20 km/h น้ำหนัก 210 kg

4. การนำข้อมูลจากการทดลองมาวิเคราะห์หาความถี่ธรรมชาติของรถตู้

อันเนื่องจากระบบการสั่นสะเทือนเกิดขึ้นในสถานะพื้นถนนเรียบนั้น มีการสั่นสะเทือนที่มีแรงการทำจากพื้นถนนที่สม่ำเสมอ ซึ่งจะใกล้เคียงกับลักษณะของการสั่นสะเทือนแบบอิสระและเป็นแบบ undamped จึงสามารถนำมาหาความถี่ธรรมชาติของระบบรถตู้ได้ จากการเก็บค่าความเร่งที่เกิดขึ้นบนพื้นถนนเรียบจะได้กราฟตามภาพที่ 21 ซึ่งสามารถนำมาหาความถี่ธรรมชาติของระบบรถตู้โดยใช้ทฤษฎี Fourier



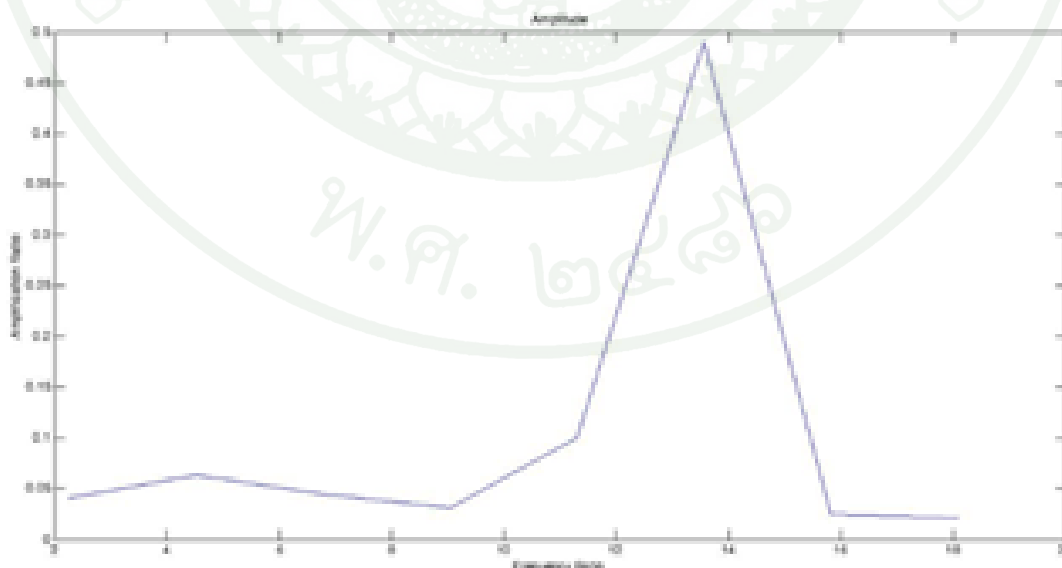
ภาพที่ 21 กราฟแสดงการใช้ MATLAB หาสมการการเคลื่อนที่โดยใช้ข้อมูลของพื้นรถตู้

นำสมการของเส้นแนวโน้มนำมาจัดทำให้อยู่ในรูป Fourier series ดังนี้

$$\begin{aligned}
 F(x) = & 0.08331 - 0.02661\cos(2.261x) - \\
 & 0.03128\sin(2.261x) + -0.06026\cos(4.522x) - \\
 & 0.02309\sin(4.522x) - 0.03478\cos(6.783x) + \\
 & 0.02826\sin(6.783x) - 0.01503\cos(9.044x) + \\
 & 0.02919\sin(9.044x) - 0.08712\cos(11.305x) + \\
 & 0.05809\sin(11.305x) + 0.1476\cos(13.566x) - \\
 & 0.4685\sin(13.566x) + 0.07842\cos(15.827x) - \\
 & 0.2395\sin(15.827x) - 0.04776\cos(18.088x) + \\
 & 0.2097\sin(18.088x)
 \end{aligned} \tag{73}$$

จากสมการเส้นแนวโน้มนำที่ได้มาเป็นอนุกรมฟูริเยร์ (Fourier Series) จะสามารถนำไปหากราฟความสัมพันธ์ของ amplification ratio กับ frequency ratio ได้เพื่อหาค่าความถี่ธรรมชาติ ซึ่งจากสมการที่ได้จะสามารถนำมาคำนวณหา amplitude ของแต่ละความถี่ได้จากสมการ

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \tag{74}$$



ภาพที่ 22 กราฟแสดง amplitude ของแต่ละความถี่ที่ได้จากการรวมฟังก์ชัน cosine และ sine

จากการหาค่า amplitude และกราฟจุดที่มีค่า amplitude มากที่สุดจะเป็นจุดที่เป็นความถี่ธรรมชาติกับความถี่ที่เกิดขึ้นมีอัตราส่วนเท่ากับ 1 เพราะฉะนั้นจะได้ค่า $\omega_n = 13.566 \text{ rad/s}$

5. การนำข้อมูลจากการทดลองมาวิเคราะห์และการออกแบบระบบรับแรงสั่นสะเทือน

ในการออกแบบหาค่ารับแรงสั่นสะเทือนเพื่อรับแรงกระแทกจากลูกกระนาค อันเนื่องจากรถตู้จะเกิดแรงสั่นสะเทือนมากที่สุดตอนที่กระแทก ในการทดลองจะใช้การขึ้นลูกกระนาคเป็นการกระแทก ซึ่งการกระแทกจะส่งผลต่อการสั่นสะเทือนในส่วนอื่นๆตามมา ซึ่งจำเป็นต้องลดแรงกระแทกในจังหวะขึ้นลูกกระนาค โดยจะใช้ทฤษฎีการออกแบบชุดรับแรงสั่นสะเทือนแบบกระแทก (shock isolator) ซึ่งจากทฤษฎีจะสามารถเลือกค่า damping ratio เทียบกับพลังงานจลล์เริ่มต้นของระบบที่เกิดการรับแรงสั่นสะเทือนที่ประสิทธิภาพดีที่สุดคือ $\zeta = 0.4$ และได้ค่า $S = 1.04$ และจากสมการความสัมพันธ์ของความสามารถในการแรงผ่านแรงกับ damping ratio เมื่อเราเลือก $\zeta = 0.4$ จะได้ $Q(0.4) = 0.886$ และกำหนดให้การเคลื่อนที่มากที่สุดของเบาะที่ออกแบบ $x_{max} = 0.172 \text{ mm}$ อันเนื่องมาจากข้อมูลที่ได้ในการทดลองที่เกิดขึ้น ซึ่งได้ออกมาเป็นความเร่งแล้วนำไป numerical integration ข้อมูลที่ได้จะทำการทดลองเพื่อเปลี่ยนเป็นความเร็วและการกระจัด โดยเอาข้อมูลที่นำมาใช้คือวิ่งขึ้นลูกกระนาคอย่างที่มีความเร็ว 20 km/h จะได้ว่าความเร็วเริ่มต้นของระบบ $v = 1.38 \text{ m/s}$ ซึ่งเลือกที่จะใช้ค่าขึ้นลูกกระนาคอย่างที่มีความเร็ว 20 km/h เนื่องจากมีการกระแทกแรงและการสั่นสะเทือนแรงที่สุดในขอบเขตการทดลอง

เมื่อแก้สมการค่าแรงส่งผ่านที่เกิดขึ้นมากที่สุด ตามทฤษฎี energy absorption for short-duration pulse ซึ่งเป็นสมการ (71) จะได้ว่า $F_{Tmax} = 1,439 \text{ N}$

เมื่อได้ค่าค่าแรงส่งผ่านที่เกิดขึ้นมากที่สุดจะสามารถนำไปหาความถี่ธรรมชาติของระบบที่ออกแบบเพื่อรับแรงกระแทกและแรงสั่นสะเทือนได้ตามความสัมพันธ์ของ $Q(\zeta)$ ตามทฤษฎีการส่งผ่านแรงที่มากที่สุด (maximum transmitted force) ซึ่งเป็นสมการ (70) จะได้ว่า $\omega_n = 4.74 \text{ rad/s}$

จากการที่หาความถี่ธรรมชาติของระบบที่ออกแบบได้แล้วนั้น จะนำมาคำนวณหาค่าคงที่ของสปริง (k) ของระบบจากสมการ เมื่อ $m = 210 \text{ kg}$

$$k = m\omega_n^2 \quad (75)$$

เพราะฉะนั้นจะได้ค่า $k = 5,617 \text{ N/m}$

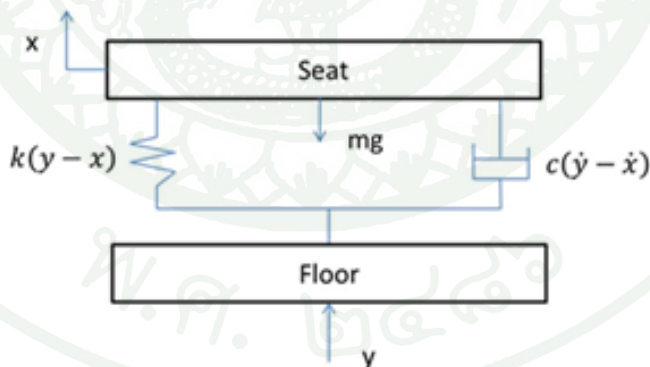
เมื่อได้ค่าคงที่ของสปริง (k) ของระบบจากสมการแล้วจะนำไปหาค่า damping ของระบบจากสมการ

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (76)$$

เพราะฉะนั้นจะได้ค่า $c = 948 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$

6. การนำค่าจากการคำนวณมาวิเคราะห์ตรวจสอบด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

เพื่อตรวจสอบค่าที่ได้คำนวณออกมาว่าสามารถลดแรงกระแทกและแรงสั่นสะเทือนได้โดยการสร้างแบบจำลองของระบบใน Simulink ของ MATLAB ให้เป็นไปตามสมการจำลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนที่สร้างขึ้นใหม่ โดยเขียนแผนภาพแทนแรง (Free body Diagram) ได้ดังนี้

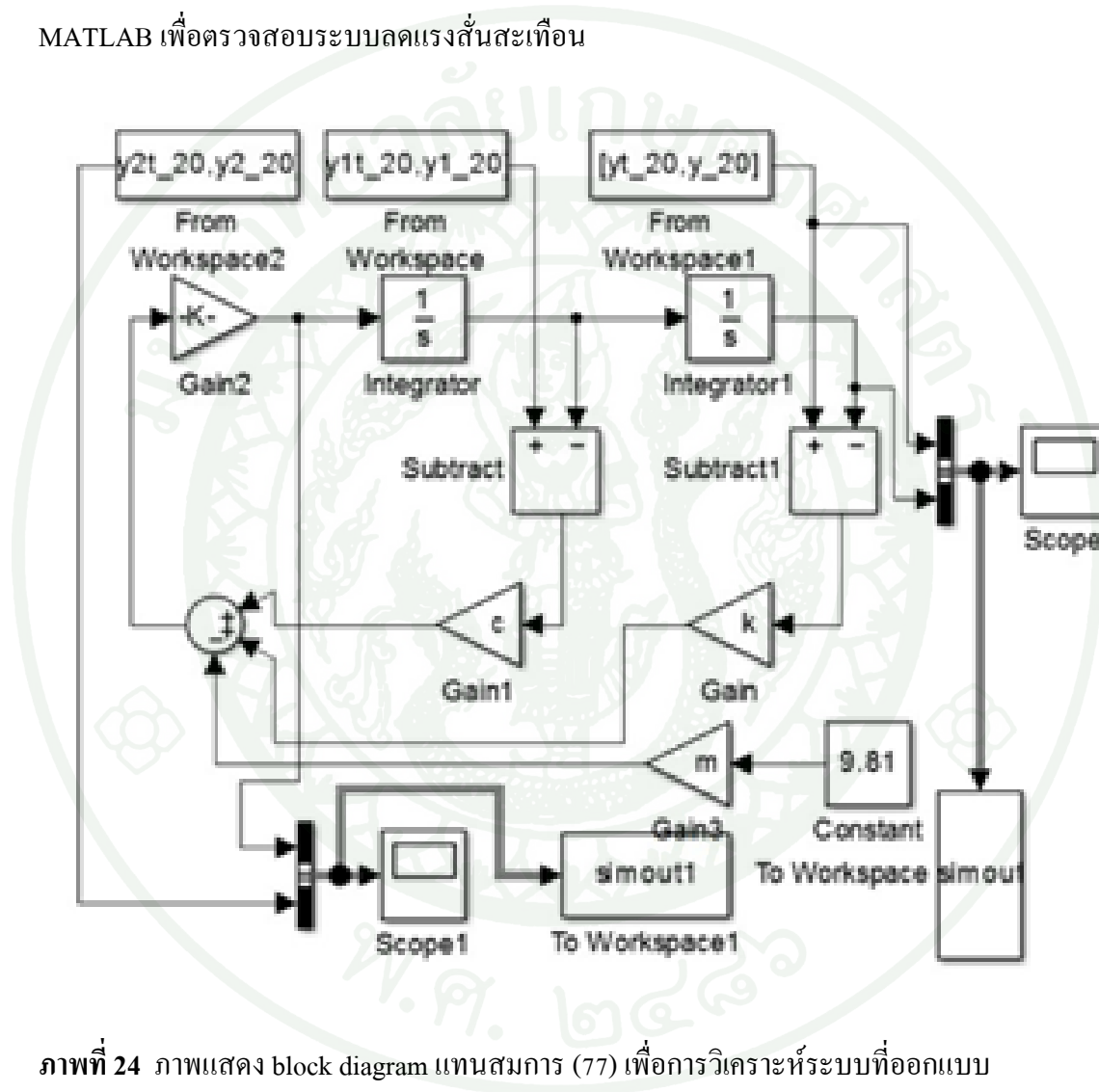


ภาพที่ 23 แผนภาพแทนแรงของระบบรับแรงสั่นสะเทือนของเบาะนั่งที่ออกแบบ

จากรูปแบบระบบการลดแรงสั่นสะเทือนตามภาพที่ 23 นำมาเขียนสมการการเคลื่อนที่ได้เป็นดังนี้

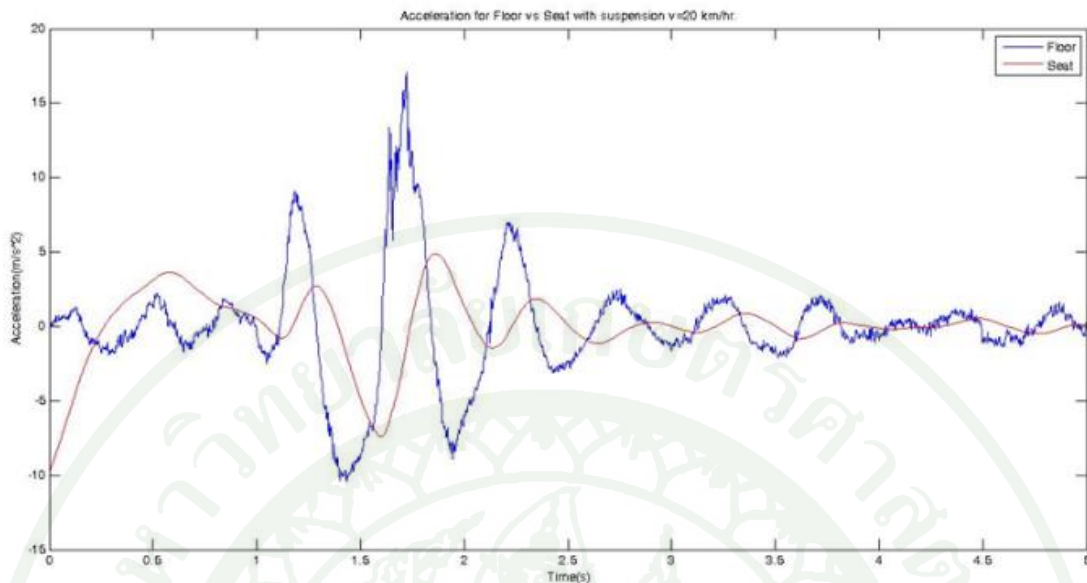
$$\ddot{x} = \frac{1}{m}(c(\dot{y} - \dot{x}) + k(y - x) - mg) \quad (77)$$

จากสมการจะเห็นค่า y นั้นเป็นค่าความเร่งที่ได้จากพื้นของรถตู้ (Input) ได้จากการเก็บข้อมูลแต่เนื่องข้อมูลที่เก็บมานั้นเป็นค่าความเร่งต่อเวลา จึงทำให้ต้องเปลี่ยนความเร่งต่อเวลาให้เป็นความเร็วต่อเวลาและเปลี่ยนความเร็วต่อเวลาให้เป็นการกระจัดต่อเวลาโดยวิธีการ numerical integration ข้อมูล เพื่อนำข้อมูลไปใช้ในการสร้างแบบจำลองของระบบใน Simulink ของ MATLAB เพื่อตรวจสอบระบบลดแรงสั่นสะเทือน



ภาพที่ 24 ภาพแสดง block diagram แทนสมการ (77) เพื่อการวิเคราะห์ระบบที่ออกแบบ

เมื่อสร้าง block diagram แทนสมการ (77) จากภาพที่ 24 เพื่อการวิเคราะห์ระบบที่ออกแบบแล้วจะสามารถจำลองใช้สร้างกราฟที่เกิดจากระบบที่ออกแบบเมื่อมีการกระแทกที่เกิดขึ้นจากค่า y



ภาพที่ 25 กราฟแสดงผลการวิเคราะห์กราฟความเร่งของเบาะที่ติดตั้งชุดรับแรงสั่นสะเทือนตามที่ออกแบบไว้ขณะขึ้นตุ้กระนาดที่ความเร็ว 20 km/h

จากการใช้ Simulink ใน MATLAB สร้างระบบจำลองแล้ว วิเคราะห์ว่าหากใช้ระบบสั่นสะเทือนที่ออกแบบไว้ นั้น ค่าความเร่งที่เกิดขึ้นจะลดลงเมื่อเกิดการกระแทกและสั่นสะเทือนเกิดขึ้นตามกราฟที่ได้แสดงไว้ในภาพที่ 25

ผลและวิจารณ์

1. ผลการทดลองที่ได้จากการวัดค่าจริงและการวิเคราะห์ผลการทดลอง

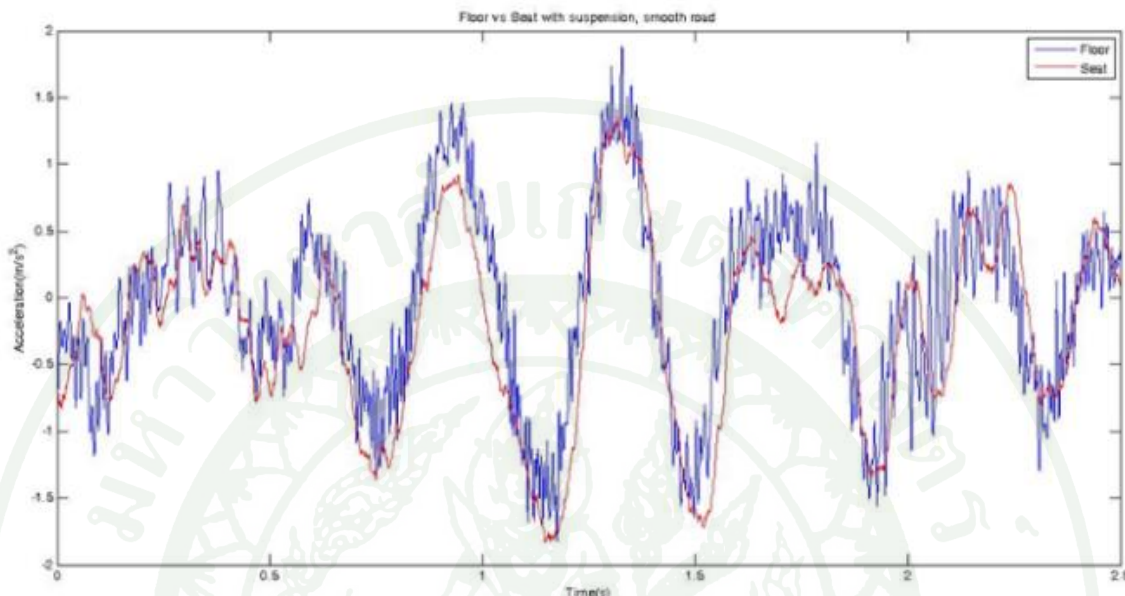
ในการทดลองจริงได้ทำกลไกเบาะนั่งและติดตั้งระบบรับการสั่นสะเทือนที่มีค่า $k = 7,600 \text{ N/m}$ และ $c = 960 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$ เนื่องจากสามารถหาซื้อได้ตามร้านขายอะไหล่มอเตอร์ไซด์ทั่วไปและค่าใกล้เคียงกับที่ออกแบบไว้และเพื่อง่ายต่อการทดลอง ตามภาพที่ 26



ภาพที่ 26 แก้วอีแกวหลังสุดของรถคู่เมื่อติดตั้งระบบรับแรงสั่นสะเทือน

ในการทดสอบจะใช้น้ำหนัก 2 แบบคือ 70 กิโลกรัมรวมเบาะกับ 210 กิโลกรัมรวมเบาะ เนื่องจากต้องการทดลองในระบบที่มีน้ำหนักต่างกันเมื่อใช้ระบบที่ออกแบบไว้

2. ผลการทดลองรถตู้วิ่งบนถนนเรียบ

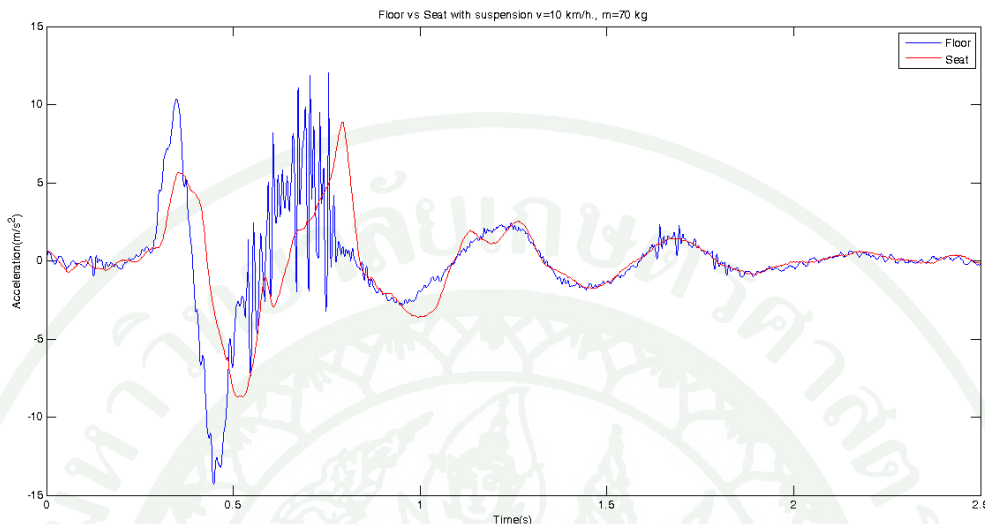


ภาพที่ 27 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือน โดยรถตู้วิ่งบนถนนเรียบที่ความเร็ว 20 km/h น้ำหนัก 210 kg

3. การวิเคราะห์ผลการทดลองรถตู้วิ่งบนถนนเรียบ

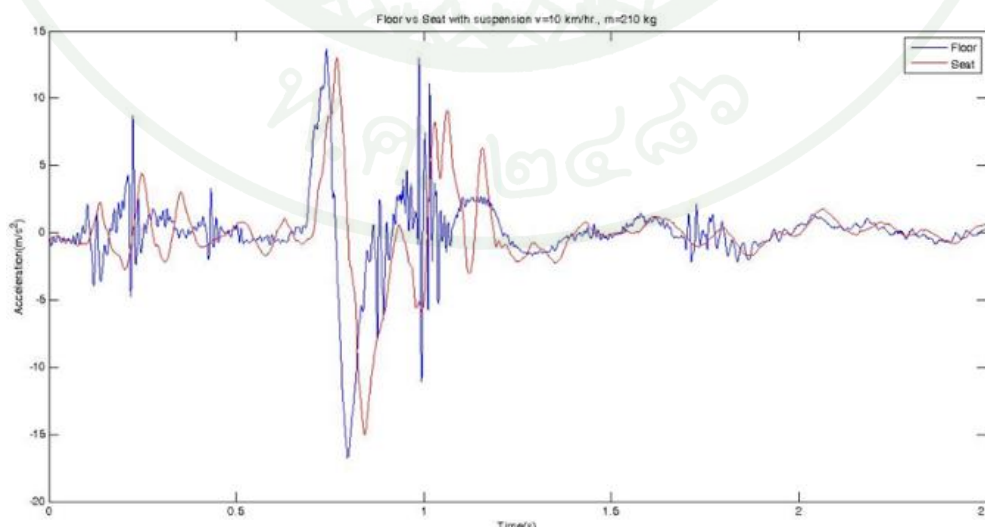
จากผลการทดลองภาพที่ 27 จะพบว่าระบบรับแรงสั่นสะเทือนที่ได้ติดตั้งไปสามารถลดแรงกระแทกและแรงสั่นสะเทือนบนถนนเรียบได้เล็กน้อย แต่ในการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในการสั่นสะเทือนด้วยเครื่องยนต์หรือการสั่นสะเทือนรบกวนต่าง ๆ นั้น จะลดลงสังเกตจากกราฟเส้นสีแดงจะมีความเรียบของเส้นมากกว่ากราฟเส้นสีน้ำเงิน ซึ่งจากผลการทดลองกับระบบที่ออกแบบไว้รับแรงกระแทกถูกระนาดนั้น เมื่อนำมาใช้ในสภาพถนนเรียบจะสามารถลดแรงสั่นสะเทือนรบกวนได้ ส่วนแรงกระแทกที่เกิดจากถนนเรียบสามารถลดได้เล็กน้อย แต่เนื่องจากถนนเรียบโดยทั่วไปแรงสั่นสะเทือนของรถตู้ที่เกิดขึ้นน้อยอยู่แล้ว จากผลการทดลองในสภาวะถนนเรียบ ความเร่งที่เกิดขึ้นในไม่เกิน $\pm 2 \text{ m/s}^2$ ซึ่งจากตารางที่ 2 แสดงช่วงของความเร่งที่มีผลต่อความรู้สึก จะเห็นว่าผู้โดยสารสามารถรับกับความสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นได้

4. ผลการทดลองรถตู้วิ่งขึ้นบนลูกระนาด



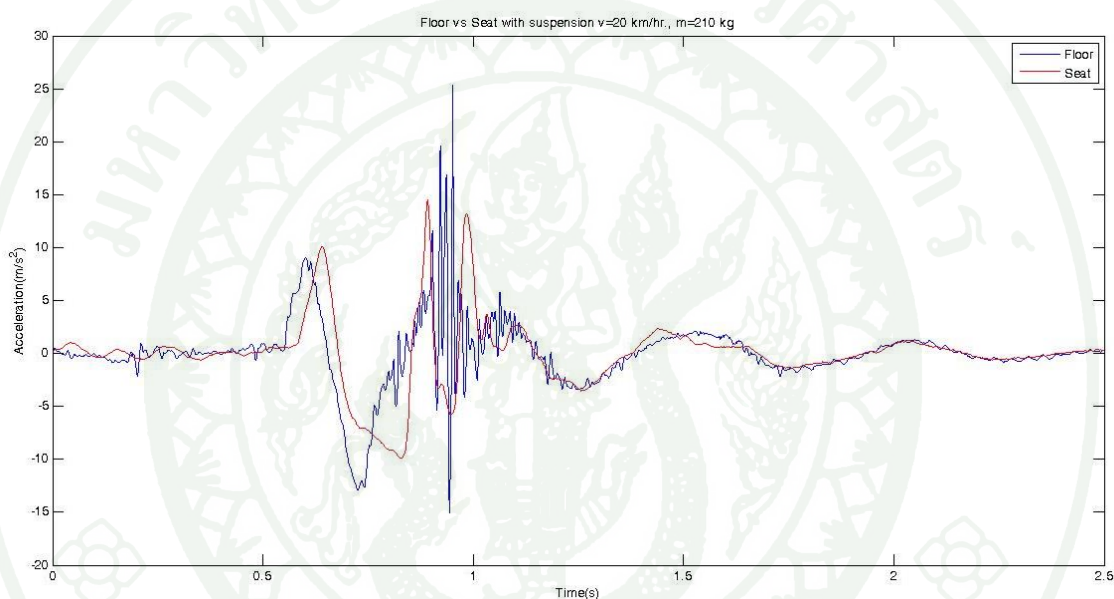
ภาพที่ 28 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง น้ำหนัก 70 กิโลกรัม

จากผลการทดลองภาพที่ 28 จะพบว่าระบบรับแรงสั่นสะเทือนที่ติดตั้งไปนั้น สามารถลดแรงกระแทกในจังหวะที่กระแทกขึ้นลูกระนาดได้ ซึ่งสังเกตจากกราฟเส้นสีแดง(เบาะ) จะเห็นได้ว่าค่าความเร่งที่เกิดขึ้นน้อยกว่ากราฟเส้นสีน้ำเงิน(พื้น) และลดการสั่นสะเทือนรบกวนต่างๆ ได้



ภาพที่ 29 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง น้ำหนัก 210 กิโลกรัม

จากผลการทดลองภาพที่ 29 จะพบว่าระบบรับแรงสั่นสะเทือนที่ติดตั้งไปนั้น สามารถลดแรงกระแทกในจังหวะที่กระแทกขึ้นถูกระนาดได้ แม้ว่าจะเพิ่มน้ำหนักขึ้นเป็น 210 kg ในการทดลองครั้งเพื่อเปรียบเทียบว่าเมื่อมีผู้โดยสารมากขึ้นนั้น ผลการรับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนเป็นแบบไหน โดยเปรียบเทียบจากกราฟเส้นสีแดง(เบาะ) จะเห็นได้ว่าค่าความเร่งที่เกิดขึ้นน้อยกว่ากราฟเส้นสีน้ำเงิน(พื้น) และลดการสั่นสะเทือนรอบกวนต่างๆ ได้



ภาพที่ 30 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนโดยรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 20 กิโลเมตรต่อชั่วโมง น้ำหนัก 210 กิโลกรัม

จากผลการทดลองภาพที่ 30 จะพบว่าระบบรับแรงสั่นสะเทือนที่ติดตั้งไปนั้น สามารถลดแรงกระแทกในจังหวะที่กระแทกขึ้นถูกระนาดได้ แม้ว่าจะเพิ่มน้ำหนักขึ้นเป็น 210 kg และเพิ่มความเร็วเป็น 20 km/h ในการทดลองครั้งเพื่อเปรียบเทียบว่าเมื่อมีผู้โดยสารมากขึ้นและรถตู้วิ่งเร็วขึ้นนั้น ผลการรับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนเป็นแบบไหน โดยเปรียบเทียบจากกราฟเส้นสีแดง(เบาะ) จะเห็นได้ว่าค่าความเร่งที่เกิดขึ้นน้อยกว่ากราฟเส้นสีน้ำเงิน(พื้น) และลดการสั่นสะเทือนรอบกวนต่างๆ ได้

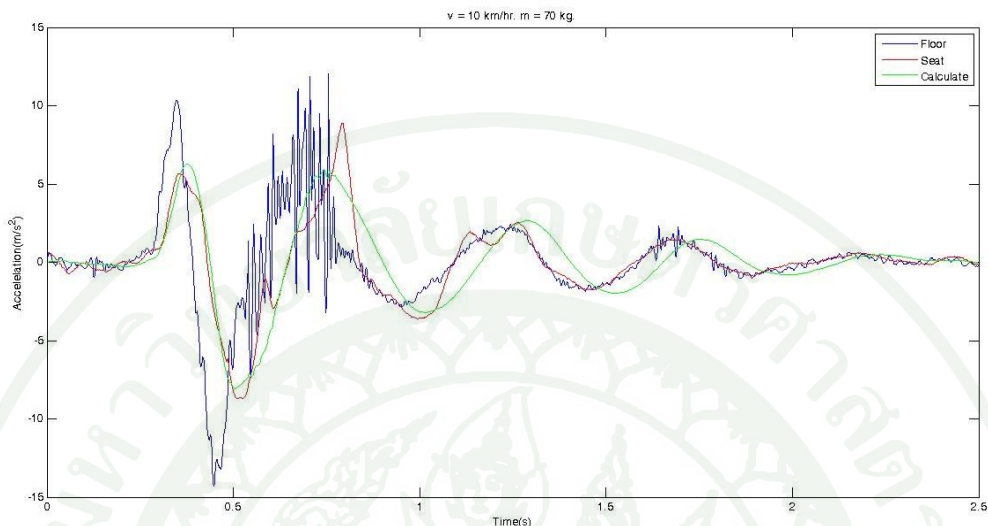
5. การวิเคราะห์ผลการทดลองรถตู้วิ่งขึ้นบนลูกระนาด

จากผลการทดลองในภาพที่ 28-30 จะเห็นได้ว่า เมื่อรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาด จะมีช่วงที่เกิดความเร่งสูงอยู่ 2 ช่วง ซึ่งเกิดจากการกระแทกลูกระนาด 2 ครั้ง โดยล้อหน้าของรถตู้ก่อนและตามด้วยล้อหลังของรถตู้ เมื่อรถตู้กระแทกขึ้นลูกระนาดจะส่งผลให้เกิดความเร่งสูงขึ้น เมื่อสังเกตจากการทดลอง และเมื่อพิจารณาสังเกตจากกราฟเส้นสีน้ำเงิน(พื้น) จะเห็นว่ามี การสั่นสะเทือนที่แรง และมีความถี่ที่มากกว่าล้อหน้า อันเนื่องมาจากเป็นจุดที่ช่วงล่างแบบคานแข็ง(Leaf Spring)ส่งแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนมาที่พื้นของรถตู้ จึงทำให้มีการสั่นสะเทือนที่รุนแรงและความถี่มากกว่าล้อหน้า และพิจารณาส่วนของเบาะ เมื่อติดระบบรับแรงสั่นสะเทือนเข้าไปจะเห็นได้ว่าสามารถลดความเร่งจังหวะที่ล้อกระแทกลูกระนาด และยังลดความถี่ในการสั่นสะเทือนได้ สังเกตได้จากกราฟเส้นสีแดง(เบาะ)

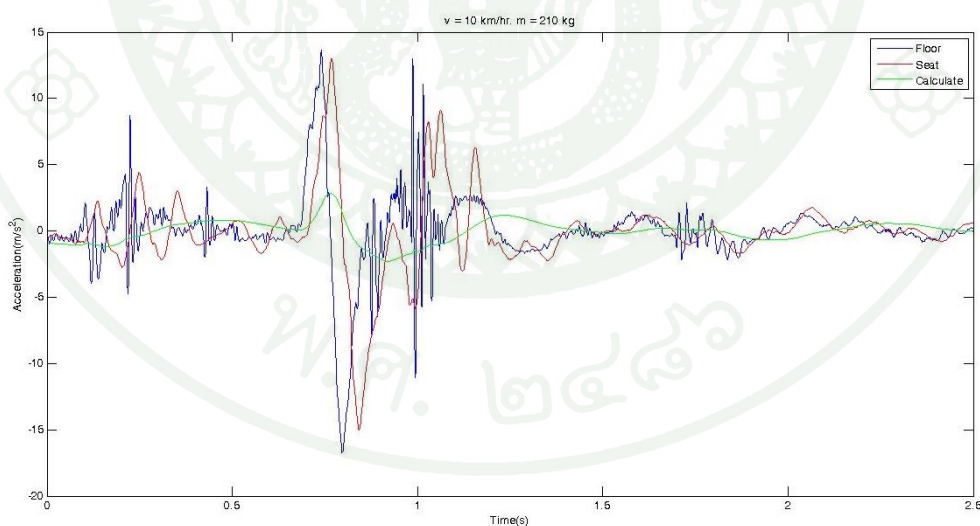
6. การนำผลการทดลองมาเปรียบเทียบกับผลจากระบบแบบจำลองที่ออกแบบและการวิเคราะห์ผลการเปรียบเทียบ

อันเนื่องจากการทดลองจริงเราใช้อุปกรณ์ที่หาซื้อได้ง่ายตามท้องตลาดแทนที่จะใช้ค่าตามที่คำนวณออกแบบไว้ ดังนั้นจึงต้องนำผลการทดลองทั้งหมดมาเทียบกับผลที่ออกแบบที่เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งค่าที่ใช้ในการทดลองจริงคือ $k = 7,600 \text{ N/m}$ และ $c = 960 \frac{\text{N}\cdot\text{s}}{\text{m}}$ ซึ่งนำกลับไปคำนวณใน Simulink ของ MATLAB แล้วจึงนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้ว่าระบบจำลองที่ออกแบบไว้มีความถูกต้องแม่นยำกับผลการทดลองจริงหรือไม่ ซึ่งกำหนดให้กราฟเส้นสีเขียวเป็นผลที่ได้คำนวณออกแบบไว้ใน Simulink ของ MATLAB

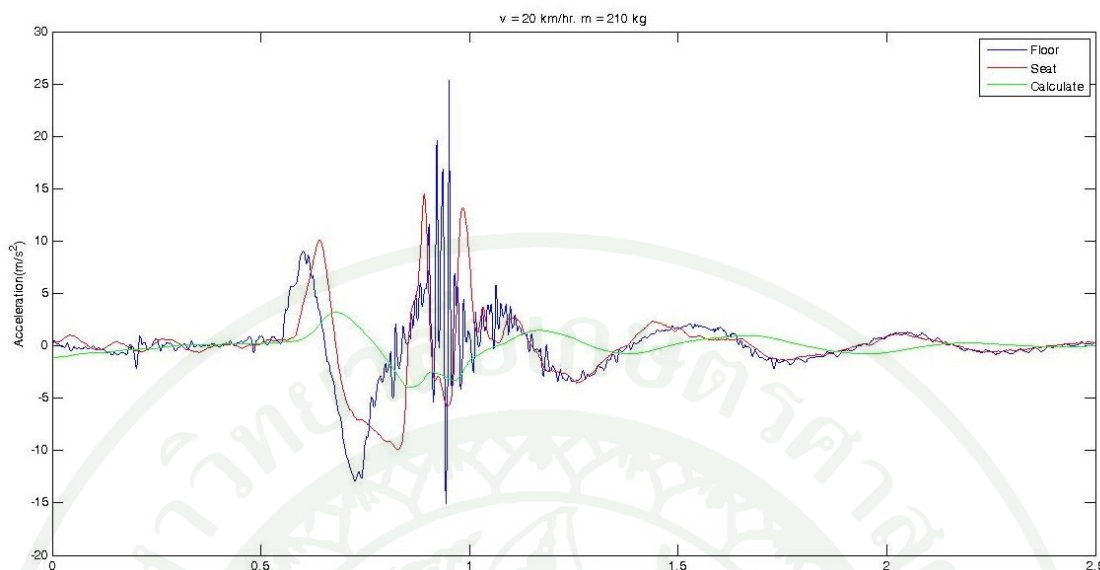
7. การนำผลการทดลองมาเปรียบเทียบกับผลจากระบบแบบจำลองที่ออกแบบ



ภาพที่ 31 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนเปรียบเทียบกับระบบที่ออกแบบในสภาวะรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 10 km/h น้ำหนัก 70 kg



ภาพที่ 32 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนเปรียบเทียบกับระบบที่ออกแบบในสภาวะรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 10 km/h น้ำหนัก 210 kg



ภาพที่ 33 กราฟแสดงผลการทดลองระบบรับแรงสั่นสะเทือนเปรียบเทียบกับระบบที่ออกแบบในสภาวะรถตู้วิ่งขึ้นลูกระนาดที่ความเร็ว 20 km/h น้ำหนัก 210 kg

จากภาพที่ 31 จะเห็นได้ว่าผลของการทดลองจริงกับผลที่ออกแบบไว้ นั้น มีค่าใกล้เคียงกันมาก จากภาพที่ 32 จะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มน้ำหนักเข้าไปในระบบหรือจำนวนคนที่นั่งบนเบาะมากขึ้น ผลของการทดลองจริงกับผลที่ออกแบบไว้ นั้น มีค่าแตกต่างกันมาก แต่ระบบยังสามารถลดแรงกระแทกและแรงสั่นสะเทือนได้ ซึ่งผลจากการที่เพิ่มน้ำหนักค่าความเร่งที่วัดได้จะเพิ่มขึ้น จากภาพที่ 33 จะเห็นได้ว่าเมื่อเพิ่มน้ำหนักเข้าไปในระบบหรือจำนวนคนที่นั่งบนเบาะมากขึ้นและเพิ่มความเร็วของรถตู้ให้มากขึ้น ผลของการทดลองจริงกับผลที่ออกแบบไว้ นั้น มีค่าแตกต่างกันมาก แต่ระบบยังสามารถลดแรงกระแทกและแรงสั่นสะเทือนได้ ซึ่งผลจากการที่เพิ่มน้ำหนักค่าความเร่งที่วัดได้จะเพิ่มขึ้นมากกว่าการเพิ่มน้ำหนักอย่างเดียว

8. การวิเคราะห์ผลการเปรียบเทียบ

จากการเปรียบเทียบภาพที่ 31-33 นั้น แสดงการเปรียบเทียบผลการทดลองจริงกับการวิเคราะห์ทาง Simulink ของ MATLAB นั้น ได้ผลออกมาใกล้เคียง เมื่อน้ำหนักบนเบาะที่ติดระบบรับแรงสั่นสะเทือนมีค่าน้อย แต่เมื่อน้ำหนักบนเบาะที่ติดระบบรับแรงสั่นสะเทือนมากขึ้นหรือความเร็วมากขึ้น ผลจากการวิเคราะห์จะแตกต่างจากการทดลองมากซึ่งอาจเป็นผลมาจากกลไกที่ติดตั้งนั้น เมื่อน้ำหนักผู้โดยสารเยอะเมื่อเกิดแรงกระแทกการยุบตัวของเบาะนั้น ไม่เกิดการกระแทก

ขึ้นแบบไม่เป็นระนาบเดียวกันและด้วยกลไกของเบาะที่ไม่สามารถทำให้เกิดการยุบและยืดขึ้นพร้อมกันได้ จะทำให้ระบบรับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนแรงๆนั้นรับแรงได้ไม่พร้อมกันจึงเกิดความผิดพลาดตามผลการทดลองที่ออกมา



สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

รถตู้โดยสารเป็นทางเลือกหนึ่งในการเดินทาง ด้วยความสะดวกสบายและความเร็วนี้ ทำให้เป็นทางเลือกอันดับแรกๆของผู้โดยสารส่วนใหญ่ทั่วไป แต่เนื่องด้วยรถตู้โดยสารยังมีจุดบกพร่องของความสะดวกสบายของผู้โดยสาร อันเนื่องมาจากการกระแทกและการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นรุนแรงทำให้ผู้โดยสารหลีกเลี่ยงที่จะนั่งเก้าอี้แถวหลังของรถตู้โดยสาร จากการศึกษาจะพบว่าระบบช่วงล่างของล้อหลังรถตู้โดยสารนั้นเป็นแบบแหนบ (leaf spring) จึงทำให้เมื่อมีการกระแทกหรือการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นนั้น จะส่งไปยังผู้โดยสารรุนแรง ซึ่งเป็นปัญหาของผู้ใช้รถตู้โดยสารมาตลอด

ดังนั้นโครงการการวิจัยการวิเคราะห์แรงสั่นสะเทือนเพื่อลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้ต้องการให้ผู้โดยสารที่ใช้รถตู้สาธารณะนั้น ได้รับความสบายมากขึ้น เพื่อส่งเสริมการใช้รถสาธารณะที่เป็นผลให้ลดอัตราการใช้ทรัพยากรต่างๆลงได้ไม่มากนัก

ผลการวิจัยนี้ได้พบว่าการลดแรงสั่นสะเทือนของเก้าอี้แถวหลังของรถตู้โดยสารนั้น สามารถทำได้ และจากผลการคำนวณเมื่อนำไปเทียบกับผลการทดลองจริงนั้น ได้ค่าที่ใกล้เคียงในบางเงื่อนไข ซึ่งสามารถนำไปใช้ในการคำนวณระบบรับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนของอุปกรณ์อื่นๆ ได้โดยใช้วิธีการตามงานวิจัยนี้ ผลที่ได้ออกมาสามารถลดแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนได้เมื่อดูจากกราฟรูปที่ 26 ซึ่งเป็นการทดสอบที่เกิดแรงกระแทกและแรงสั่นสะเทือนมากที่สุด จะพบว่าค่าความเร่งที่เกิดขึ้นสูงสุดบนพื้นรถตู้ประมาณ 25 m/s^2 แต่หลังจากที่ได้ติดตั้งไครระบบลดแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นสามารถลดค่าความเร่งสูงสุดที่เกิดขึ้นลงได้เหลือประมาณ 15 m/s^2 ซึ่งคิดเป็นประมาณ 40% ของความเร่งสูงสุดที่เกิดขึ้นนั้นทำให้ผู้โดยสารที่นั่งจะได้รับความสะดวกสบายเมื่อเกิดแรงกระแทกหรือการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น แต่ยังมีจุดที่ยังไม่สามารถแก้ไขให้เป็นไปตามระบบที่ออกแบบไว้ ซึ่งข้อจำกัดบางประการของกลไกที่ออกแบบไว้ทางคณะผู้วิจัยต้องทำการวิจัยและพัฒนาต่อไป

ข้อเสนอแนะ

1. งานวิจัยนี้สามารถใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการพัฒนาการออกแบบระบบรับแรงกระแทกและการสั่นสะเทือนได้ ซึ่งจะเป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาระบบต่างๆ ที่มีปัญหาการเกิดแรงสั่นสะเทือนและการกระแทกได้

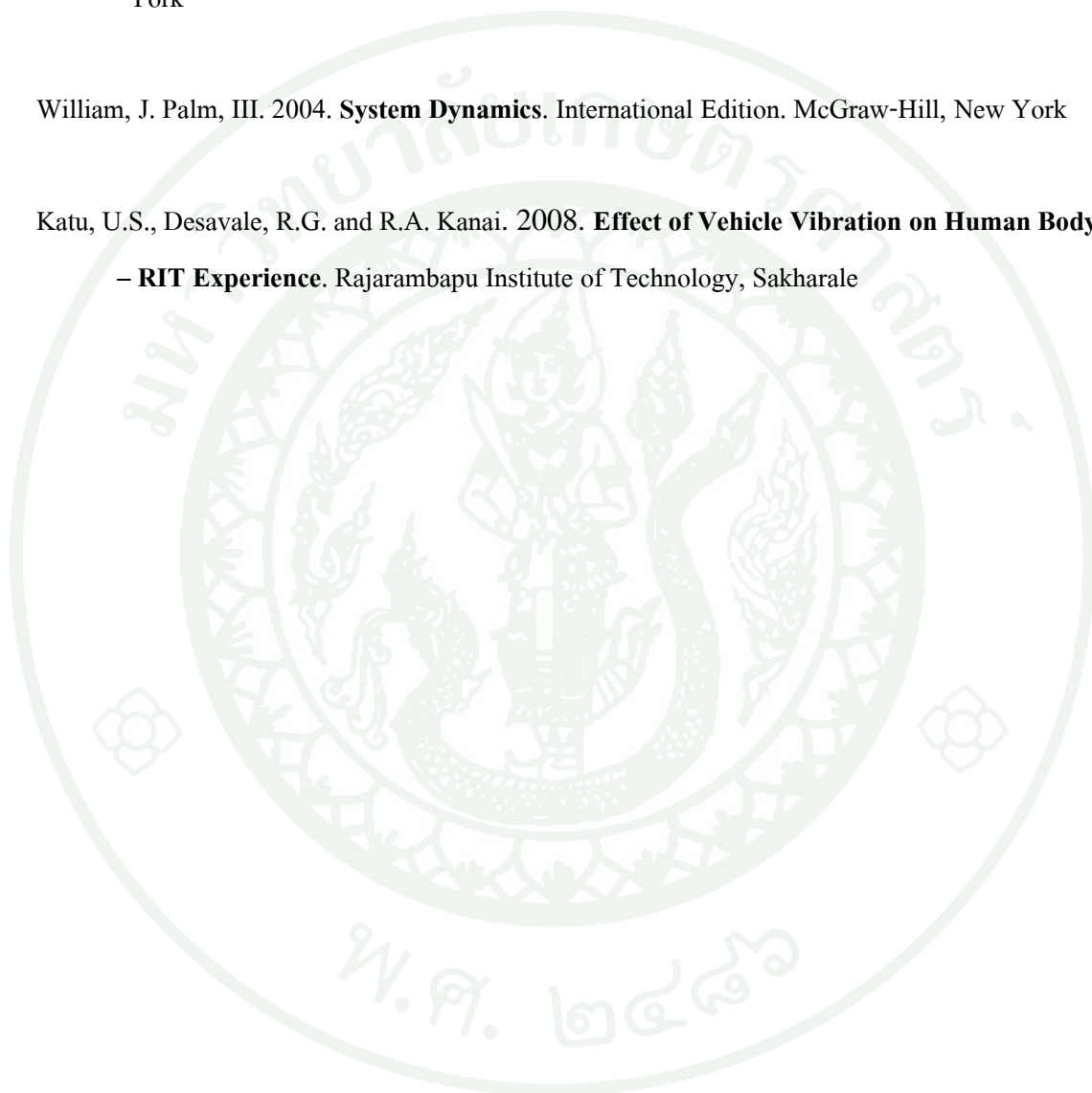
2. สามารถศึกษาวิเคราะห์การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในระบบต่างๆ เพื่อหาทฤษฎีการสั่นสะเทือนที่เหมาะสมในการแก้ปัญหา ป้องกันหรือแก้ไขให้ดีขึ้นหรือใช้เป็นพื้นฐานในการออกแบบและพัฒนาลดแรงสั่นสะเทือนในงานด้านอื่นต่อไป

เอกสารและสิ่งอ้างอิง

Kelly, S. Graham. 2000. **Fundamentals of Mechanical Vibrations**. 2nd ed. McGRAW-Hill, New York

William, J. Palm, III. 2004. **System Dynamics**. International Edition. McGraw-Hill, New York

Katu, U.S., Desavale, R.G. and R.A. Kanai. 2008. **Effect of Vehicle Vibration on Human Body – RIT Experience**. Rajarambapu Institute of Technology, Sakharale



ประวัติการศึกษาและการทำงาน

ชื่อ-นามสกุล	นายชุตระกุล ศิริไพบูลย์
เกิดวันที่	23 สิงหาคม 2530
สถานที่เกิด	อำเภอเมือง จังหวัดลำปาง
ประวัติการศึกษา	วศ.บ (เครื่องกล) มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ตำแหน่งปัจจุบัน	-
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	-
ผลงานดีเด่นและ/หรือรางวัลทางวิชาการ	-
ทุนการศึกษาที่ได้รับ	-