การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22
15-17 ตุลาคม 2551 มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต

การศึกษาการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์

A STUDY OF ENGINE VIBRATION

วิทยา ยงเจริญ[1] และ พรประเสริฐ พงษ์พานิช[2]
[1]ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เขตปทุมวัน กรุงเทพมหานคร 10300
โทร 02-218-6610 โทรสาร 02-252 2889 E-mail fmewyc@eng.chula.ac.th
[2]ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เขตปทุมวัน กรุงเทพมหานคร 10300

บทคัดย่อ

การศึกษาวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ 4 สูบแถวเรียงและเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการสั่นสะเทือน การสั่นของเครื่องยนต์เป็นรูปร่างการสั่นของวัตถุแข็งเกร็ง (Rigid body mode) ที่ประกอบด้วยการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์ใน 6 รูปแบบหรือ 6 ระดับขั้นเสรีนั้นคือ การเคลื่อนที่เชิงเส้นใน 3 ทิศทางและการเคลื่อนที่เชิงมุมใน 3 แบบ ความถี่ธรรมชาติของระบบคือ 2.32 Hz 2.34 Hz 7.67 Hz 7.70 Hz 14.67 Hz และ 17.14 Hz ในการศึกษาจะแบ่งเป็น 2 ส่วนคือการศึกษาเชิงทฤษฎีซึ่งเป็นการวิเคราะห์โมดัล และจากการทดลองจากเครื่องยนต์จริง แบบจำลองเชิงเส้นดังกล่าวจะแสดงในโดเมนความถี่เรียกว่า ฟังก์ชั่นตอบสนองเชิงความถี่ ซึ่งสามารถนำไปจำลองอัตราการส่งแรงผ่านจากฐานเครื่องยนต์ไปที่ ตัวโครงรถยนต์ได้ โดยการวัดค่าความเร่งที่เกิดขึ้นบนแท่นเครื่อง จากผลการวิจัยจะได้แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ที่สามารถทำนายการตอบสนองต่อแรงจากภายนอกได้ดีพอสมควรโดยมีผลต่างจากการทดลองเล็กน้อยแม้ว่าในการทดลองจะมีสัญญาณรบกวนในช่วงความถี่ต่ำ

Abstract

The objective of this research is to study of vibration in four cylinder in-line engine and presents a mathematical model of vibration engine with linear rigid body model. This model has six degrees of freedom or six rigid body modes, three translation modes and three rotational modes. The natural frequencies of the system are 2.32 Hz 2.34 Hz 7.67 Hz 7.70 Hz 14.67 Hz and 17.14 Hz The study process is separated into two sections, theoretical section is a modal analysis and experimental section is an impact testing on real engine. Finally, the model is evaluated to explain the vibration engine. This linear model is in the frequency domain, called Frequency Response Functions (FRFs).which can predict the force transmissibility from engine base to car body by measuring acceleration at the engine base. As the results, the estimated model can predict the response due to external force at a satisfied level with small deviation from the experiment although the experiment has noise in a low frequency range.

1. คำนำ

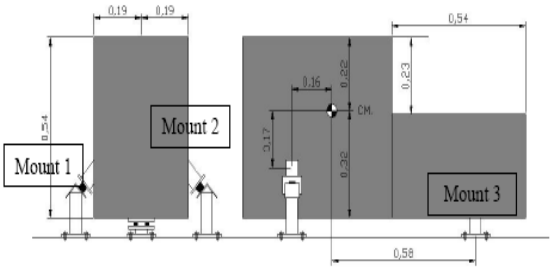
การสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ส่งผลกระทบต่อผู้ขับขี่ทั้งในด้านการสั่นสะเทือนและเสียงดังโดยแรงที่เกิดจากการทำงานของเครื่องยนต์จะส่งผ่านยางแท่นเครื่องมาที่ตัวโครงรถยนต์และส่งต่อมาถึงผู้ขับขี่ทางเบาะนั่งและพวงมาลัย จึงต้องศึกษาแรงที่ส่งผ่านทางยางแท่นเครื่องเพื่อลดผลกระทบนี้ลง

2. เครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษา

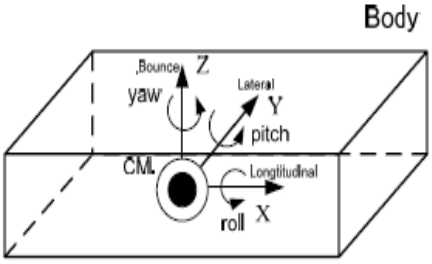
เครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษาใช้เครื่องยนต์ของ มิตซูบิชิ โมเดลของเครื่องคือ G32B AW5841 เป็นเครื่องยนต์เบนซิน OHC. 4 สูบแถวเรียง ระบบจ่ายเชื้อเพลิงแบบคาร์บูเรเตอร์ ปริมาตรกระบอกสูบ 1597 cc. แรงม้าสูงสุด 100 แรงม้า ต่อติดกับชุดเกียร์วางอยู่บนยางแท่นเตรื่อง 3 จุดรองรับคือที่ด้านหน้าเครื่องยนต์ 2 จุดทางด้านซ้ายและด้านขวา ส่วนจุดรองรับที่ 3 อยู่ด้านหลังตรงกลางของเพลาเกียร์**ดังแสดงในรูปที่** 1

3.แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

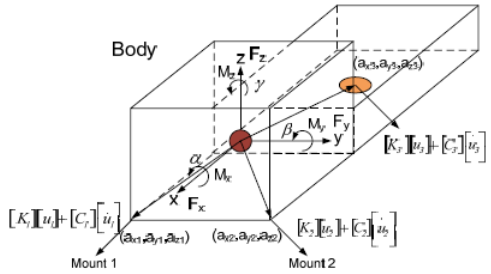
การสั่นของเครื่องยนต์เป็นรูปร่างการสั่นของวัตถุแข็งเกร็ง (Rigid body mode) ที่ประกอบด้วยการเคลื่อนที่ของเครื่องยนต์ใน 6 รูปแบบหรือ 6 ระดับขั้นเสรีนั้นคือ การเคลื่อนที่เชิงเส้นใน 3 ทิศทางคือ Bounce ,Longitudinal และ lateral การเคลื่อนที่เชิงมุมใน 3 แบบ**คือ** pitch ,yaw และ roll ดังแสดงในรูปที่ 2



รูปที่ 1 แสดงจุดรองรับของเครื่องยนต์



รูปที่ 2 แสดงการสั่นของเครื่องยนต์รอบจุดศูนย์กลางมวล



รูปที่ 3 แสดงแรงที่กระทำกับเครื่องยนต์

สมการการสั่น(Newton Law)

$$m\ddot{x}_c = \sum f_x$$
$$m\ddot{y}_c = \sum f_y$$
$$m\ddot{z}_c = \sum f_z$$

$$I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} = \sum M_x$$
$$-I_{xy}\ddot{\alpha} + I_{yy}\ddot{\beta} - I_{yz}\ddot{\gamma} = \sum M_y$$
$$-I_{xz}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\beta} + I_{zz}\ddot{\gamma} = \sum M_z$$

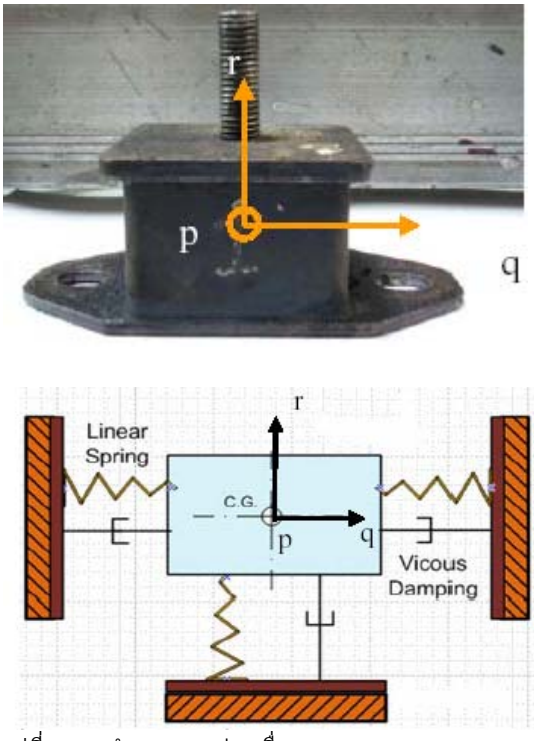
ซึ่งเขียนในรูปแบบของ Matric

$$[M]\{\ddot{X}\}+[C]\{\dot{X}\}+[K]\{X\}=\{F\}$$

เมื่อ

$X_0\ Y_0\ Z_0$ = แกนอ้างอิงเฉื่อยจุดกำเนิดอยู่ที่ตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวล
$X\ Y\ Z$ = แกนของตัวเครื่องยนต์ขณะกำลังเคลื่อนที่
i = ตำแหน่งจุดรองรับ (i = 1, 2 และ 3)
a_{xi}, a_{yi}, a_{zi} = เวกเตอร์ตำแหน่งของจุดรองรับ i เกี่ยวกับกรอบอ้างอิงเฉื่อย
$[u_i]$ = เมทริกซ์เวกเตอร์การกระจัดที่จุดรองรับ i เกี่ยวกับกรอบอ้างอิงเฉื่อย
$[\dot{u}_i]$ = เมทริกซ์เวกเตอร์ความเร็วที่จุดรองรับ i เกี่ยวกับกรอบอ้างอิงเฉื่อย
$[K_i]$ = เมทริกซ์สัมประสิทธิ์ความแข็งเกร็งของยางแท่นเครื่องที่จุดรองรับ i
$[C_i]$ = เมทริกซ์สัมประสิทธิ์ความหน่วงของยางแท่นเครื่องที่จุดรองรับ i
F_x, F_y, F_z = แรงกระตุ้นที่กระทำที่จุดศูนย์กลางมวลในแนวแกน $X\ Y$ และ Z ตามลำดับ
M_x, M_y, M_z = โมเมนต์จากการกระตุ้น
λ_s = ทิศทาง cosine ของมุมระหว่าง principles elastic axes กับ coordinate axes ของเครื่องยนต์
k_{pi}, k_{qi}, k_{ri} = ค่าความแข็งเกร็งสมมูลของยางรองแท่นเครื่องที่จุดรองรับ i
c_{pi}, c_{qi}, c_{ri} = ค่าความหน่วงสมมูลของยางรองแท่นเครื่องที่จุดรองรับ i
x_c = การเคลื่อนที่เชิงเส้นตามความยาวของเครื่องยนต์ (Longitudina)
y_c = การเคลื่อนที่เชิงเส้นด้านข้างของเครื่องยนต์ (Lateral)
z_c = การเคลื่อนที่เชิงเส้นขึ้นลงของเครื่องยนต์ (Bounce)
α = การเคลื่อนที่เชิงมุมรอบแกน x หรือ การโคลงของเครื่องยนต์ (Body Roll)
β = การเคลื่อนที่เชิงมุมรอบแกน y หรือ การกระดอนของเครื่องยนต์ (Body pitch)
γ = การเคลื่อนที่เชิงมุมรอบแกน z หรือ การสายของเครื่องยนต์ (Body yaw)
I_{xx} = โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกน x ของเครื่องยนต์
I_{yy} = โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกน y ของเครื่องยนต์
I_{zz} = โมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกน z ของเครื่องยนต์
H_c = โมเมนต์เชิงมุมรอบจุดศูนย์กลางมวล

เนื่องจากคุณสมบัติของยางแท่นเครื่องจำลองโดย Spring,k และ damper,c ได้นิยามบนแกน [p,q,r] ดังแสดงตามรูปที่ 4 จึงต้องย้ายมาอยู่บนแกน [x,y,z] ของเครื่องยนต์ ตามสมการ



รูปที่ 4 แบบจำลองยางแท่นเครื่องบนแกน [p,q,r]

สำหรับ Spring ของยางรองแท่นเครื่อง

$$k_{xx} = k_p\lambda_{xp}^2 + k_q\lambda_{xq}^2 + k_r\lambda_{xr}^2$$
$$k_{yy} = k_p\lambda_{yp}^2 + k_q\lambda_{yq}^2 + k_r\lambda_{yr}^2$$
$$k_{zz} = k_p\lambda_{zp}^2 + k_q\lambda_{zq}^2 + k_r\lambda_{zr}^2$$
$$k_{xy} = k_p\lambda_{xp}\lambda_{yp} + k_q\lambda_{xq}\lambda_{yq} + k_r\lambda_{xr}\lambda_{yr}$$
$$k_{xz} = k_p\lambda_{xp}\lambda_{zp} + k_q\lambda_{xq}\lambda_{zq} + k_r\lambda_{xr}\lambda_{zr}$$
$$k_{yz} = k_p\lambda_{yp}\lambda_{zp} + k_q\lambda_{yq}\lambda_{zq} + k_r\lambda_{yr}\lambda_{zr}$$

สำหรับ Damper ของยางรองแท่นเครื่อง

$$c_{xx} = c_p\lambda_{xp}^2 + c_q\lambda_{xq}^2 + c_r\lambda_{xr}^2$$
$$c_{yy} = c_p\lambda_{yp}^2 + c_q\lambda_{yq}^2 + c_r\lambda_{yr}^2$$
$$c_{zz} = c_p\lambda_{zp}^2 + c_q\lambda_{zq}^2 + c_r\lambda_{zr}^2$$
$$c_{xy} = c_p\lambda_{xp}\lambda_{yp} + c_q\lambda_{xq}\lambda_{yq} + c_r\lambda_{xr}\lambda_{yr}$$
$$c_{xz} = c_p\lambda_{xp}\lambda_{zp} + c_q\lambda_{xq}\lambda_{zq} + c_r\lambda_{xr}\lambda_{zr}$$
$$c_{yz} = c_p\lambda_{yp}\lambda_{zp} + c_q\lambda_{yq}\lambda_{zq} + c_r\lambda_{yr}\lambda_{zr}$$

เมื่อ λ_{xp} เป็น cosine ของแกน X กับแกน P

4 การทดลองหาคุณสมบัติของยางแท่นเครื่อง

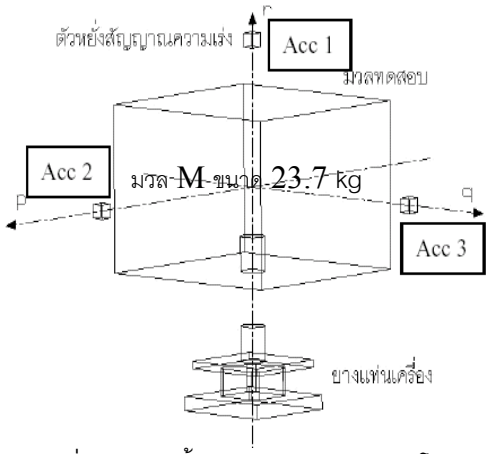
ยางรองแท่นเครื่อง 1 และ 2 จะมีรูปร่างเหมือนกันแต่จะแตกต่างจากยางรองแท่นเครื่อง 3 ดังแสดงตามรูปที่ 5

(a)ยางรองแท่นเครื่อง 1 และ 2

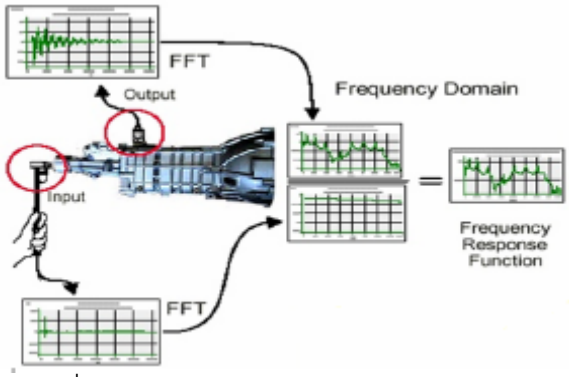
(b)ยางรองแท่นเครื่อง 3

รูปที่ 5 ยางรองแท่นเครื่อง

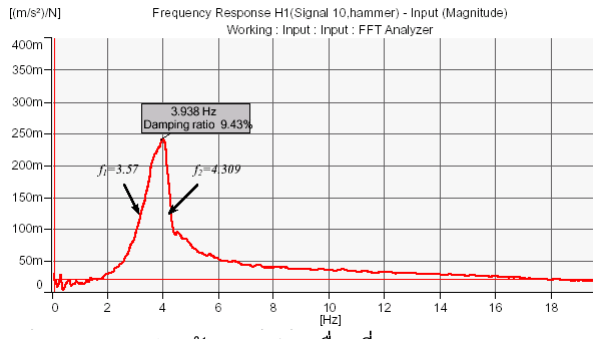
การทดลองหาค่าคุณสมบัติของยางแท่นเครื่องทำโดยติดตั้งมวล 23.7 kg ขนาด 16 cm x16 cm x 12 cm บนยางแท่นเครื่องตามรูปที่ 6 แล้วจำลองการสั่นเป็นแบบ 1DOF ทีละแกนแล้ววิเคราะห์หาค่า C และK โดยวิธีโมดัล ดังแสดงตามรูปที่ 7 ผลตอบสนองที่วัดจากAccelerometer เมื่อเคาะด้วยค้อน แสดงตามรูปที่ 8



รูปที่ 6 ชุดติดตั้งมวลสำหรับการทดสอบโมดัล



รูปที่ 7 การทดสอบโมดัลโดยการใช้ Impact hammer



รูปที่ 8 ผลตอบสนองสำหรับยางแท่นเครื่องที่ 1 ของ Acc 1 ของการเคาะชุดทดสอบในทิศทาง *p*

ผลการทดลองสามารถนำมาวิเคราะห์หาค่าคุณสมบัติของยางแท่นเครื่องทั้ง 3 ดังนี้

ยางแท่นเครื่อง 1 Kp_1 =14,509.8 N/m

$Kq1$ =10,657.5 N/m

$K\,r1$ = 881,255.5 N/m

$Cp1$ = 110.59 N s/m

$Cq1$ = 95.69 N s/m

$Cr1$ = 768.6 N s/m

ยางแท่นเครื่อง 2 $K\,p2$ = 14,509.8 N/m

$K\,q2$ = 10,657.5 N/m

$K\,r2$ = 1,018,910.3 N/m

$Cp2$ = 108.8 N s/m

$Cq2$ = 103.5 N s/m

$Cr2$ = 914.0 N s/m

ยางแท่นเครื่อง 3 $K\,p3$ = 3,514.1 N/m

$K\,q2$ = 40,300.7 N/m

$K\,r3$ = 3,982 N/m

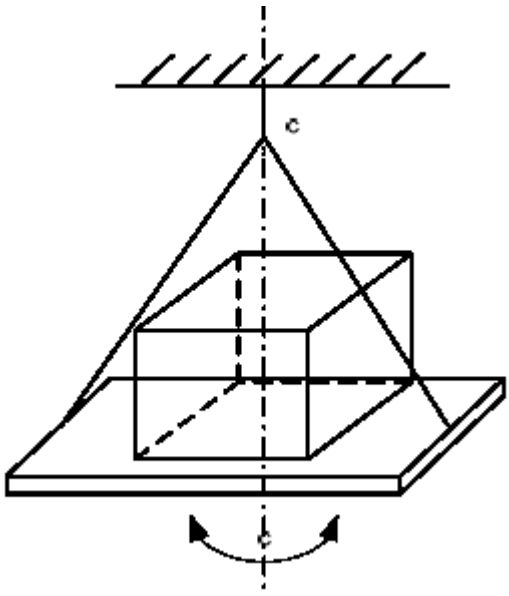
$Cp3$ = 40.34 N s/m

$Cq3$ = 85.4 N s/m

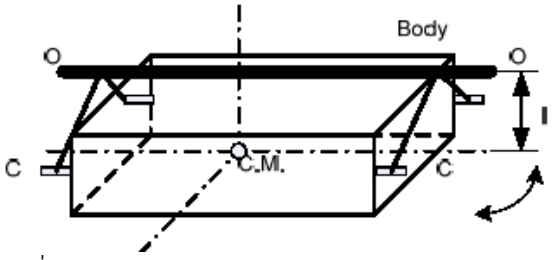
$Cr3$ = 25.74 N s/m

5 การทดลองหาคุณสมบัติของ เครื่องยนต์

คุณสมบัติของเครื่องยนต์ที่ใช้ในแบบจำลองคือ (1) มวล (2) จุดศูนย์กลางมวล (C.M) และ (3) mass moment of inertia การทดสอบหาค่ามวลใช้วิธีการชั่ง การทดสอบหาจุดศูนย์กลางมวลใช้วิธีการยกห้อยแล้วหาแนวแรงตัดกัน และการทดสอบหา mass moment of inertia .ใช้วิธีการ ยกห้อยแล้ววัดคาบการแกว่งดังแสดงในรูปที่ 9-10



รูปที่ 9 การทดสอบหา mass moment of inertia.I_{zz}



รูปที่ 10 การทดสอบหา mass moment of inertia.I_{xx} และ I_{yy}

ผลการทดสอบคุณสมบัติของเครื่องยนต์ได้ค่าดังนี้

mass,m = 142.3 kg

Mass Moment Inertia

$I\,xx$ = =10.3 $kg.\,m^2$

$I\,yy$ = 5.27 $kg\,.\,m^2$

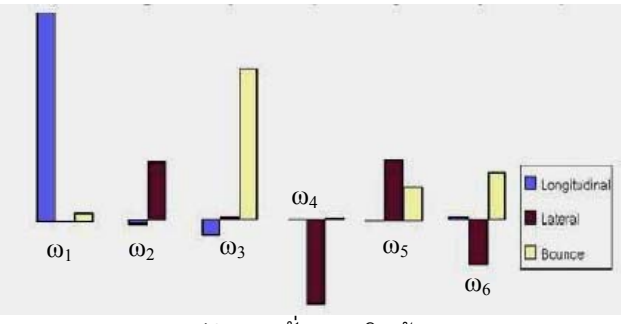
$I\,zz$ = 14.05 $kg.\,m^2$

6 การคำนวณหาคุณสมบัติของระบบการสั่นทางทฤษฎี

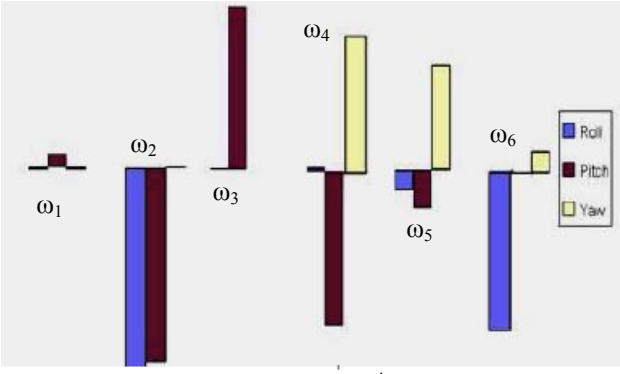
จากสมการการสั่นของระบบที่มีค่าคุณสมบัติที่หาได้จากการทดลองเมื่อนำไปคำนวณโดยใช้โปรแกรม MATHLAB จะสามารถหาคุณสมบัติของระบบได้คือ ความถี่ธรรมชาติและอัตราส่วนการหน่วง (Damping Ratio) แสดงตามตารางที่ 1 และรูปร่างการสั่น (mode shape)แสดงตามรูปที่ 11

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของระบบเชิงทฤษฎี

ความถี่ธรรมชาติ (Hz)	อัตราส่วนการหน่วง [%]
2.32	6.33
2.34	5.56
7.67	5.23
7.70	6.52
14.67	4.77
17.14	5.56



(ก) รูปร่างการสั่นแบบเชิงเส้น

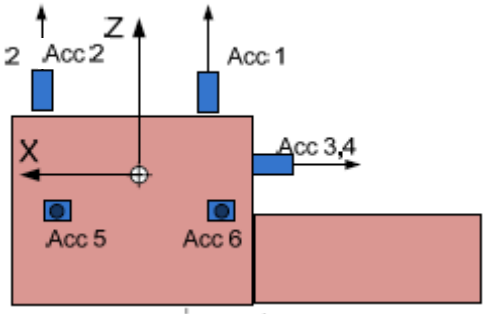


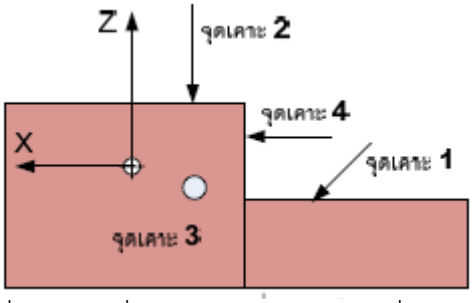
(ข) อัตราส่วนรูปร่างการสั่นแบบเชิงมุม

รูปที่ 11รูปร่างการสั่นเชิงทฤษฎีของเครื่องยนต์ที่ความถี่ธรรมชาติ

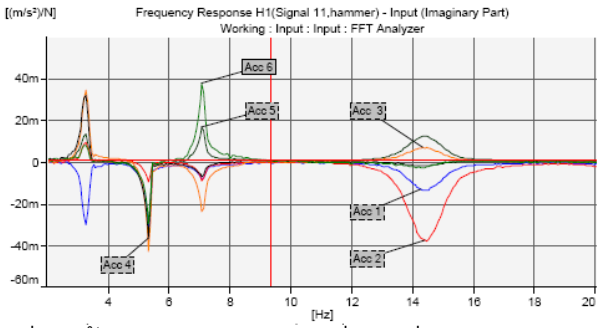
6 การทดลองหาคุณสมบัติของระบบการสั่น

การทดลองหาคุณสมบัติของระบบการสั่นโดยวัดการสั่นจาก Accelerometer 6 ตัวบน 3 แกนของเครื่องยนต์เมื่อเคาะด้วยค้อนแรงทีละต่ำแหน่งแสดงตามรูปที่ 12 จากนั้นใช้เครื่อง FFT วิเคราะห์หาการตอบสนองเชิงความถี่ดังแสดงตามรูปที่ 13 ซึ่งสามารถหาค่าความถี่ธรรมชาติของระบบทั้ง 6 ค่าได้ดังแสดงในตารางที่ 2





รูปที่ 12 แสดงต่ำแหน่งAccelerometer บนเครื่องยนต์และต่ำแหน่งที่เคาะด้วยค้อนแรง



รูปที่ 13 ฟังก์ชันตอบสนองเชิงความถี่ของเครื่องยนต์จากการเคาะที่ตำแหน่ง 2

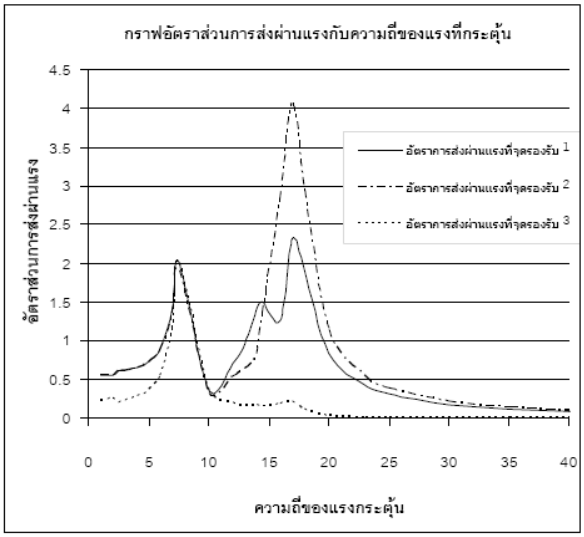
จากตารางที่ 2 ค่าความถี่ธรรมชาติคำนวณได้จากแบบจำลองจะแตกต่างกับค่าที่วัดได้จากการทดลองโดยมีความคลาดเคลื่อน ± 3 Hz ทั้งนี้เนื่องจากความผิดพลาดในการทดลองหาคุณสมบัติของระบบและการจำลองรูปแบบของการสั่นเพียง 6 DOF ซึ่งสภาพเครื่องยนต์จริงจะมี DOF เป็นอนันต์

ตารางที่ 2 ผลเปรียบเทียบของค่าความถี่ธรรมชาติที่ได้จากการคำนวณและจากการทดสอบโมดัล

ผลการคำนวณ [HZ]	ผลการทดสอบ [HZ]	ผลต่าง [HZ]	ผลต่าง [%]
3.25	2.32	0.93	28.6
3.31	2.34	0.97	29.4
5.31	7.67	-2.36	-44.4
7.13	7.70	-0.57	-8.1
14.38	14.67	-0.21	-1.5
14.63	17.14	-2.51	-17.5

7. การหาแรงส่งผ่านยางแท่นเครื่องไปที่โครงรถยนต์

การคำนวณหาอัตราส่วนแรงส่งผ่าน โดยการจำลองให้มีแรงกระทำในแนวแกน *Z* ของเครื่องยนต์ แล้วพิจารณาอัตราส่วนแรงส่งผ่านที่เกิดขึ้นณ จุดรองรับในช่วงความถี่ของแรงกระตุ้นต่าง ๆ ดังแสดงตาทรูปที่ 14 พบว่าอัตราส่วนการส่งแรงผ่านจะสูงที่สุดบนจุดรองรับที่ 2 ใกล้กับความถี่ธรรมชาติของระบบการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ที่ความถี่ 17.14 Hz โดยรูปร่างการเสั่นของเครื่องยนต์ที่จุดนี้มีลักษณะเป็นแบบการโคลงตัวของเครื่องยนต์เป็นหลัก จึงทำให้เกิดแรงกระทำที่จุดรองรับที่ 1 และ ที่2 มาก สำหรับความถี่ 14.5 Hz ของการกระตุ้นที่ใกล้กับความถี่ธรรมชาติของระบบจะพบว่าการสั่นที่น่าสนใจคือแบบการเต้นขึ้นลงทำให้จุดรองรับที่ 1 และ 2 มีลักษณะของแรงกระทำที่ใกล้เคียงกัน ช่วงความถี่ 7.5 ถึง 7.8 Hz พบว่า มีแรงกระทำที่จุดรองรับเครื่องยนต์ทั้ง 3 ตำแหน่งใกล้เคียงกัน

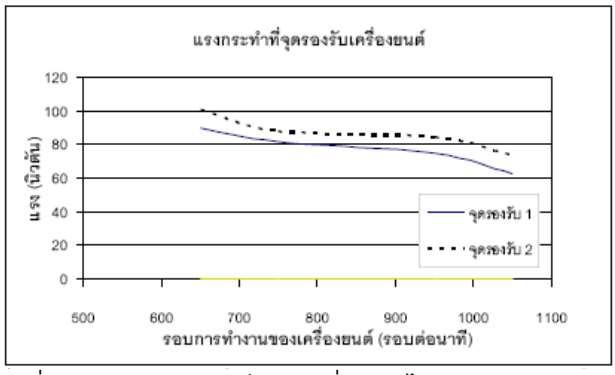


รูปที่ 14 กราฟอัตราส่วนการส่งผ่านแรงกับความถี่ของแรงที่กระตุ้น

เมื่อพิจารณาจากการคำนวณพบว่าลักษณะการสั่นของเครื่องยนต์ที่ช่วงความถี่นี้จะมีการสั่นแบบเชิงมุม แบบการกระดอน การโคลงตัว และการส่ายของเครื่องยนต์ รวมถึงการสั่นแบบเชิงเส้นในลักษณะการเต้นขึ้นลงด้วย จากการสั่นในหลายรูปแบบทำให้มีแรงไปกระทำที่จุดรองรับทั้ง 3 ตำแหน่งจึงมีอัตราการส่งแรงผ่านค่อนข้างสูงในทุกจุดรองรับ ส่วนที่ความถี่ต่ำประมาณ 2.3 - 2.5 Hz ซึ่งใกล้ความถี่ธรรมชาติ พบว่าอัตราการส่งแรงผ่านค่อนข้างน้อยแม้ว่าจะใกล้กับความถี่ธรรมชาติ แต่เมื่อพิจารณาถึงปริมาณการสั่นที่คำนวณมาได้พบว่า การสั่นแบบตามยาวของเครื่องยนต์จะมีปริมาณสูงสุด แต่ที่มีแรงกระทำที่จุดรองรับน้อยเนื่องจากสัมประสิทธิ์แข็งเกร็งในแกน *X* ขอเครื่องยนต์น้อยกว่าในแกนอื่นจึงทำให้เมื่อคูณกับระยะกระจัดแรงที่เกิดขึ้นจึงน้อยตามไปด้วย ดังนั้นในการเลือกใช้งานของเครื่องยนต์จึงควรระวังไม่ควรเลือกใช้งานในช่วงความถี่ธรรมชาติของระบบโดยเฉพาะช่วง 17-18Hz ซึ่งเป็นช่วงที่ค่าอัตราส่วนการส่งแรงผ่านมากที่สุด

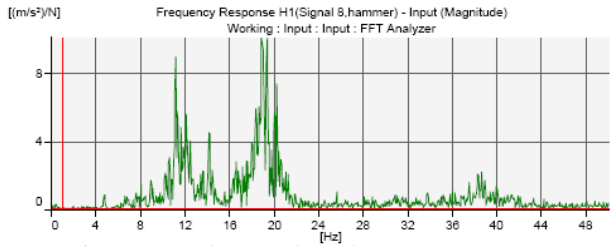
8 แรงที่กระทำบนจุดรองรับเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

การทดสองหาแรงที่กระทำต่อจุดรองรับโดยตรง ขณะเดินเครื่องยนต์จึงกำหนดให้มีการติดตั้ง Accelerometer 3 จุดที่ตำแหน่งจุดรองรับเฉพาะในแนวแกน *r* ของยางแท่นเครื่องที่เป็นจุดที่ทำให้เกิดแรงกระทำสูงสุดเมื่อเทียบกับแรงกระทำในทิศทาง *p* และ *q* และติดตั้ง Accelerometer อีก 1 จุด บนเครื่องยนต์เพื่อวัดแรงที่กระทำบนเครื่องยนต์ ในการหาแรงกระทำที่จุดรองรับเครื่องยนต์จะทดสอบขณะที่เครื่องยนต์ทำงาน โดยเป็นการเดินตัวเปล่าที่รอบการทำงานในช่วง 600-1200 รอบต่อนาที นำค่าความเร่งที่วัดได้ไปคำนวณหาแรงส่งผ่านได้ดังแสดงในรูปที่ 15 จากกราฟจะเห็นว่าแรงส่งผ่านที่จุดรองรับที่ 1และ 2มีค่าใกล้เคียงกันส่วนจุดรองรับที่3 มีค่าน้อยมากในช่วงความเร็วรอบที่ใช้ทดสอบและมีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นเนื่องจากความถี่ของแรงสูงกว่าความถี่ธรรมชาติของระบบ

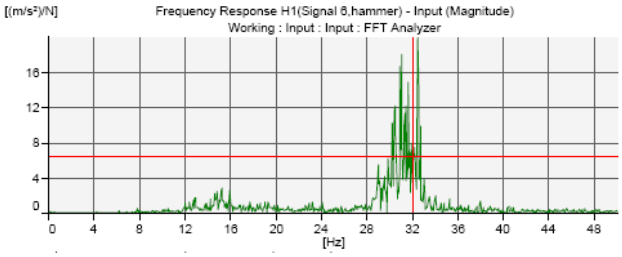


รูปที่ 15 ความสัมพันธ์ของแรงที่ส่งผ่านไปยังจุดรองรับกับรอบการทำงานของเครื่องยนต์

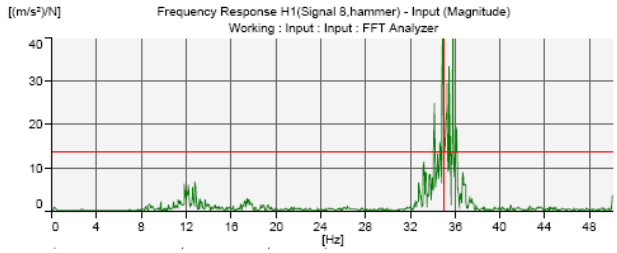
ในขณะที่แรงที่เกิดจากการทำงานของเครื่องยนต์แสดงในรูปที่ 16



ก ความเร็วรอบประมาณ 550 รอบต่อนาที**(9.1 Hz)**



ข ความเร็วรอบประมาณ 900 รอบต่อนาที**(15 Hz)**



ค ความเร็วรอบประมาณ 1050 รอบต่อนาที**(17.5 Hz)**

รูปที่ 16 ลักษณะแรงที่กระทำบนเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ`ต่าง ๆ

จากกราฟจะเห็นว่าแรงกระตุ้นจริงที่เกิดจากการทำงานของเครื่องยนต์จะเกิดที่ความถี่เป็น 2 เท่าของรอบการทำงานของเครื่องยนต์ แรงนี้จะเป็นแรงที่เกิดจากการจุดระเบิดในห้องเผาไหม้ของเครื่องยนต์ 4 สูบ 4 จังหวะ ซึ่งแต่ละสูบจะจุดระเบิดทุกๆ 2 รอบของเครื่องยนต์

9. สรุปผลการศึกษา

การจำลองการสั่นของเครื่องยนต์ที่มีจุดรองรับ 3 ตำแหน่ง เป็นแบบ 6 DOF นั้นใกล้เคียงกับพฤติกรรมการสั่นของเครื่องยนต์โดยมีความถี่ธรรมชาติ 6 ค่าคือ 2.32 Hz, 2.34 Hz, 7.67 Hz ,7.70 Hz, 14.67 Hz และ 17.14 Hz และมีอัตราส่วนการหน่วงเฉลี่ยที่ 5.7 % โดยที่ความถี่ 7.67 Hz จะมีการสั่นในลักษณะ Bounce และ pitch เด่นที่สุด และที่ความถี่ 17.14 Hz จะมีการสั่นในลักษณะ Roll เด่นที่สุด จึงสรุปได้ว่าผลกระทบจากค่าความถี่ธรรมชาติที่มีโอกาสเกิด Resonance จากการทำงานของเครื่องยนต์คือ 17.14 Hz หรือจะตรงกับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ 514 รอบต่อนาที ซึ่งจะต่ำกว่าการเดินเบาของเครื่องยนต์ตามปกติ แสดงว่ายางรองแท่นเครื่องได้รับการออกแบบมาอย่างดี

10. เอกสารอ้างอิง

[1] Eugene I. Rivin, Passive Vibration Isolation. New York: The American Society of Mechanical Engineers, 2003.

[2] ฤทธิกิติ์ ประไพพิชิต. การศึกษาแบบจำลองการสั่นสะเทือนโดยวิธีการวิเคราะห์โมดัลเชิงทดลอง. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ,2544.

[3] ราเชน จามน้อยพรหม. การศึกษาการสั่นสะเทือนของรถบรรทุกเล็ก. วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ,2546.

[4] Yunhe Yu, Nagi G. Naganathan , Rao V. Dukkipati. A Literature review of automotive vehicle engine mounting system. Mechanical and Machine Theory36 (2001): 123-142

[5] B.L.Bolton – Knight. Engine Mount: Analytical method to reduce noise andvibration, Vibration and noise in Motor Vehicles, pp.25-34 The Institution of Mechanical Engineers, 1972.

[6] ธนู ฉุยฉาย. การสั่นสะเทือนเชิงกล. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพมหานคร: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย - ญี่ปุ่น), 2544.

[7] จักร จันทลักขณา. รูปร่างการสั่นกับการแก้ปัญหาความสั่นสะเทือนและการออกแบบทางวิศวกรรม (2). ใน เทคนิค222, หน้า 114-122. (กรุงเทพมหานคร: สำนักพิมพ์เอ็มแอนด์อี, 2546.

[8] D.J. Ewins, Modal Testing. second edition. London: Research studies press LTD,2000.

[9] S.Braun, D.Ervin, and S.S. Rao, Encyclopedia of vibration London: Academic Press, 2001.