

## การศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อความถี่ธรรมชาติในเครื่องยนต์สันดาปภายในด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

### A Parametric Study of Internal Combustion Engine Upon The Natural Frequency Using Finite Element Method

ทวีพล พิรทรัพย์ วิชิต บัวแก้ว ศุภฤกษ์ ศิริเวทิน

โครงการความร่วมมือระหว่าง มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ กับ โรงเรียนนายร้อยพระจุลจอมเกล้า  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์ นครนายก 26120  
โทรศัพท์ 0-2664-1000 ต่อ 2055 โทรสาร 0-3732-2609 E-mail: [ptaweepon@yahoo.com](mailto:ptaweepon@yahoo.com) [vichitb@swu.ac.th](mailto:vichitb@swu.ac.th) [ssv@kmitnb.ac.th](mailto:ssv@kmitnb.ac.th)

Taweepon Peerasap\* Vichit Buakaew Suparek Sirivedin

Srinakharinwirot University and Chulachomklao Royal Military Academy Jointed Graduated Program  
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Srinakharinwirot University, Ongkarak,  
Nakhon-Nayok, 26120, Thailand

Tel: 0-2664-1000 Ext 2055 Fax: 0-3732-2609 E-mail: [ptaweepon@yahoo.com](mailto:ptaweepon@yahoo.com) [vichitb@swu.ac.th](mailto:vichitb@swu.ac.th) [ssv@kmitnb.ac.th](mailto:ssv@kmitnb.ac.th)

#### บทคัดย่อ

การวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อความถี่ธรรมชาติของเครื่องยนต์สันดาปภายใน โดยเครื่องยนต์ที่ใช้ในการวิจัยคือ เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนขนาดเล็กยี่ห้อ Honda รุ่น G200 แบบสูบเดี่ยว 4 จังหวะ และพารามิเตอร์ที่ศึกษาคือน้ำมันหล่อลื่น SAE 30, 40 และ 50 โดยวิเคราะห์ที่อุณหภูมิ 140, 160 และ 180 °C และความเร็รรอบที่ 1400, 2500 และ 3600 rpm ตามลำดับ การวิจัยนี้ใช้โปรแกรม ANSYS เป็นโปรแกรมในการวิเคราะห์หาค่าความถี่ธรรมชาติที่เกิดขึ้นในการวิจัยจะสร้างแบบจำลองตามสมมติฐานขึ้นสองลักษณะ โดยลักษณะแรกจะจำลองลูกสูบ สลักลูกสูบ ก้านสูบ และเพลาช้อเหวี่ยงเข้าด้วยกัน โดยไม่มีน้ำมันหล่อลื่น ส่วนแบบจำลองลักษณะที่สองจะคำนึงถึงน้ำมันหล่อลื่นที่ช่องว่างระหว่างสลักลูกสูบกับก้านสูบ และก้านสูบกับเพลาช้อเหวี่ยง ผลการวิจัยพบว่าชิ้นส่วนที่ประกอบเข้าด้วยกัน ไม่มีน้ำมันหล่อลื่นที่ช่องว่าง มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 532 Hz สำหรับแบบจำลองที่มีน้ำมันหล่อลื่น SAE 30 40 และ 50 ที่ช่องว่าง ที่อุณหภูมิ 140 °C ความเร็รรอบ 1400 rpm พบว่ามีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 1364.5 1363.3 และ 1363.3 Hz ตามลำดับ เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 160 °C และความเร็รรอบเพิ่มขึ้นเป็น 2500 rpm ความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 จะมีค่าเท่ากับ 1365.6 1363.3 และ 1363.4 Hz และเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นเป็น 180 °C และความเร็รรอบเพิ่มขึ้นเป็น 3600 rpm ความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 จะมีค่าเท่ากับ 1366.9 1363.4 และ 1363.4 Hz ตามลำดับ ในขณะที่ความถี่ใช้งานของเครื่องยนต์อยู่ที่ 23.33 – 60 Hz ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบดูแล้วจะเห็นว่าแทบไม่มีโอกาสเกิดความเสียหายอันเนื่องมาจากการสั่นพ้องเลย ผลการศึกษายังพบว่า ค่าความถี่ธรรมชาติที่ได้จากชนิดของน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิ และความเร็รรอบ มีค่าแทบไม่แตกต่างกัน

#### Abstract

The aim of this research is to analyze the effect of parameters on natural frequency of the internal combustion engine. The engine used in this study is a four-stroke one piston Honda G200 model. The parameters studied in this work are lubricants SAE30 SAE40 & SAE50 grades running at working temperatures of 140, 160 & 180 °C with the engine speeds of 1400, 2500 & 3600 rpm respectively. ANSYS, the finite element program, is used to obtain the values of natural frequency. The engine was modeled based on these two following assumptions. The first assumption considers the engine parts in rigid mode, namely, piston, piston pin, connecting rod and crankshaft are connected without the lubricant. The second assumption

considers the lubricant between the gap of piston pin and connecting rod, and the gap of connecting rod and crankshaft. The results have shown that the model without lubricant has the natural frequency at mode 1 of 532 Hz. While the models that taking the lubricants into consideration have found the natural frequencies at mode1 to be 1364.5, 1363.3 and 1363.3 Hz at the temperature of 140 °C and the engine speed of 1400 rpm for SAE30, 40 and 50 respectively. When the temperature has increased to 160 °C at the engine speed of 2500 rpm, the natural frequencies at mode1 have found to be 1365.6, 1363.3 and 1363.4 Hz. Finally, at the temperature of 180 °C with the engine speed of 3600 rpm, the natural frequencies at mode1 are 1366.9, 1363.4 and 1363.4 Hz. It can be seen that the working frequencies at working speed of the engine, which is ranging from 2.33 – 60 Hz, are relatively lower than the results obtained by finite element analysis. Therefore, failure due to resonance may not occur. The results have also found that type of lubricants, the temperature and the engine speed have less effect on the natural frequency of the engine.

## 1. บทนำ

ชิ้นงานส่วนใหญ่จะมีการสั่นสะเทือนเกิดขึ้นอยู่เสมอ ซึ่งในบางครั้งก็ไม่สามารถหลีกเลี่ยงไม่ให้เกิดการสั่นสะเทือนได้ การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นนั้นอาจทำให้ชิ้นงานเกิดการล้า (Fatigue) หรือการสั่นสะเทือนเกิดการสั่นพ้อง (Resonance) ขึ้น ซึ่งอาจทำให้ชิ้นงานเกิดการเสียหายได้ในทางวิศวกรรมได้พยายามศึกษาและวิเคราะห์ถึงการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น เพื่อที่จะทำนายพฤติกรรมทางพลศาสตร์ที่เกิดขึ้นในชิ้นงาน ซึ่งจะทำให้เข้าใจถึงปัญหาและสามารถแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นได้ ดังนั้นในปัจจุบันการออกแบบชิ้นงานส่วนใหญ่ได้คำนึงถึงการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นเพื่อป้องกันการเสียหายของชิ้นงานในขณะทำงานอยู่

ประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรม จึงมีเครื่องจักรกลทางการเกษตรที่มีต้นกำเนิดมาจากเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนขนาดเล็ก โดยเครื่องยนต์จะเป็นแหล่งกำเนิดเสียงและการสั่นสะเทือน ในการวิจัยนี้จะทำการศึกษาพารามิเตอร์ที่มีผลต่อความถี่ธรรมชาติในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ได้แก่ ลูกสูบ สลักลูกสูบ ก้านสูบ และเพลาช้อเหวี่ยง ที่ประกอบเข้าด้วยกัน โดยมีปัจจัยในการพิจารณาถึงผลกระทบต่อค่าความถี่ธรรมชาติที่เกิดขึ้น คือน้ำมันหล่อลื่นตรงหน้าสัมผัสของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับเกรดของน้ำมันหล่อลื่น คุณภาพ และความเร็วรอบ ว่ามีผลกระทบต่อความถี่ธรรมชาติอย่างไร

## 2. ทฤษฎี

### 2.1 บทปริทัศน์วรรณกรรม

Prandstotter M.; Riener H.; & Steinbatz M. [1] ได้ทำการวิเคราะห์ความล้าที่เกิดขึ้นในเพลาช้อเหวี่ยง ซึ่งได้พิจารณาถึงน้ำมันหล่อลื่นในแบริ่ง เพื่อที่จะให้ผลที่ได้จากการคำนวณมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น ซึ่งในการวิเคราะห์พบว่าเมื่อมีความเร็วรอบสูง จะทำให้คุณ

สมบัติของน้ำมันหล่อลื่นเปลี่ยนไป และยังทำให้มีค่าความเค้น (Stress) สูงในบริเวณแบริ่ง

Carlini A.; & Rivola A. [2] ได้ศึกษาการไม่เป็นเชิงเส้น (Non linear) ของเพลาลูกเบี้ยว (Camshaft) ที่มีการรองรับด้วยแบริ่ง ซึ่งได้ทำการจำลองรูปแบบในการวิเคราะห์ที่มีทั้งค่าสปริง (Stiffness) และค่าความหน่วง (Damping) เพื่อใช้ในการคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical) และได้ทำการทดลองเพื่อเปรียบเทียบ โดยมีการพิจารณาถึงน้ำมันหล่อลื่นในแบริ่งด้วย ซึ่งจากผลการทดลองที่ได้โดยพิจารณาเทอมของความถี่เชิงมุม และความถี่ของเพลาลูกเบี้ยวพบว่า ผลการทดลองที่ได้จากการทดลองและการคำนวณมีค่าออกมาใกล้เคียงกัน

M. Leontiev [3] ได้ทำการเขียนรายงานเรื่อง Damping Support ซึ่งรายงานนี้เป็นส่วนหนึ่งของบริษัท Samsung Aerospace Engine Research & Development Center โดยเนื้อหาของรายงานเป็นการสรุปการหาค่าสปริง (Stiffness) และค่าความหน่วง (Damping) ของโรเตอร์แบริ่ง (Rotor-bearing) ในรูปของสมการที่สามารถคำนวณหาค่าได้โดยง่าย

### 2.2 คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์

น้ำมันหล่อลื่นมีส่วนสำคัญในระบบเครื่องยนต์เป็นอย่างมาก ซึ่งน้ำมันหล่อลื่นจะเข้าไปหล่อเลี้ยงชิ้นส่วนเครื่องยนต์เพื่อลดการสึกหรอ ลดแรงกระแทก ช่วยทำให้เครื่องยนต์เย็นลงและยังทำหน้าที่ทำความสะอาดชิ้นส่วนเครื่องยนต์ ดังนั้นน้ำมันหล่อลื่นควรมีคุณสมบัติดังนี้

1. ความหนืด (Viscosity) เป็นการวัดความต้านทานการไหลของน้ำมันหล่อลื่น
2. ดัชนีความหนืด (Viscosity index) เป็นการวัดการเปลี่ยนแปลงความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ
3. ตัวเลขความหนืด เป็นตัวเลขแสดงเกรดน้ำมันหล่อลื่นประเภทเกรดเดียวกันหลายค่า ทั้งน้ำมันที่ใช้ในฤดูหนาวและฤดูร้อน น้ำมันเกรดเดียวกันได้แก่ SAE 20, SAE 30, SAE 40 และ SAE 50 ตัวเลขยิ่งสูงน้ำมันยิ่งมีความหนืดสูง [4]

### 2.3 สมการทางพลศาสตร์

เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าระบบที่เกิดการเคลื่อนที่นั้นจะมีความหน่วงเกิดขึ้นด้วยเสมอ การที่ไม่พิจารณาความหน่วงของระบบในทางปฏิบัตินั้น จะกระทำเมื่อความหน่วงมีค่าน้อย หรือระยะเวลาในการพิจารณาระบบมีค่าน้อยกว่าคาบการสั่นธรรมชาติมาก นั่นคือในช่วงเวลาที่สนใจจะไม่ผลกระทบของความหน่วงเกิดขึ้นให้เห็นอย่างชัดเจนมากนัก ดังนั้นจึงไม่พิจารณาผลกระทบดังกล่าว

อย่างไรก็ตามหากว่าระบบที่พิจารณานี้เป็นระบบที่มีความหน่วงสูงและระยะเวลาที่พิจารณามีระยะเวลานาน จะต้องนำความหน่วงนี้เข้ามาพิจารณาด้วย และในการวิเคราะห์แบบโมดัลจะไม่พิจารณาแรงภายนอกมากระทำกับระบบ ดังนั้นสมการที่ได้จะเป็นสมการ [5, 6]

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = 0 \quad (1)$$

- เมื่อ m คือ เมตริกซ์มวล  
c คือ เมตริกซ์ตัวหน่วง  
k คือ เมตริกซ์สปริง หรือเมตริกซ์ความแข็งดึง  
 $\ddot{z}$  คือ เวกเตอร์ของความเร่ง  
 $\dot{z}$  คือ เวกเตอร์ของความเร็ว  
z คือ เวกเตอร์ของระยะทาง

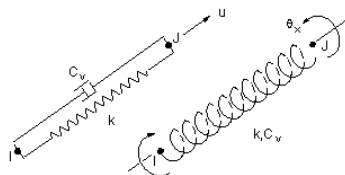
$$[C_I] = C_v \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

#### 2.4 เอลิเมนต์สัมผัส (Contact Element)

ในบริเวณตรงผิวสัมผัสของชิ้นงาน จะทำการจำลองเอลิเมนต์ตรงผิวสัมผัสดังรูปที่ 1 ซึ่งเป็นการจำลองโดยมีค่าสปริง (Spring) และความหน่วง (Damping) ซึ่งเอลิเมนต์ชนิดนี้จะใช้ได้ทั้งในแนวแกน (Longitudinal) หรือการบิดตามแนวแกน (Torsional) โดยถ้าเป็นแบบแนวแกน ค่าสปริงและค่าความหน่วงจะใช้ได้ทั้งในการอัดหรือยืดตามแนวแกนเดียว ซึ่งไม่สามารถหาค่าการโก่ง (Bending) หรือการบิดได้ (Torsion) ส่วนแบบการบิดตามแนวแกนจะใช้ได้เฉพาะการหมุนเท่านั้น

$$[S_I] = \frac{F}{L} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

เมื่อตัวห้อยในสมการ หมายถึง ระยะพิกัดฉากของเอลิเมนต์ โดยที่ F คือ แรงในเอลิเมนต์  
L คือ ระยะระหว่างสองโหนด



รูปที่ 1 แสดงเอลิเมนต์ที่มีค่าสปริงและค่าความหน่วง

ตัวอย่างเช่น ระบบความเสถียรขึ้นที่หนึ่งที่แสดงค่าของสปริงและความหน่วงมีค่าดังสมการต่อไปนี้ [7]

$$[K_e] = k \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$[C_c] = C_v \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

- เมื่อ k คือ ค่าสปริง (Stiffness)  
 $C_v$  คือ  $C_{v1} + C_{v2} |V|$   
 $C_{v1}$  คือ สัมประสิทธิ์ตัวหน่วงคงที่  
 $C_{v2}$  คือ สัมประสิทธิ์ตัวหน่วงเชิงเส้น  
v คือ ความเร็วสัมพัทธ์ระหว่างโหนด

- เมื่อ A =  $(X_j - X_i)(u_j - u_i) + (Y_j - Y_i)(v_j - v_i) + (Z_j - Z_i)(w_j - w_i)$   
X, Y, Z คือ พิกัดฉากของจุดอ้างอิงรวม  
u, v, w คือ ระยะพิกัดฉากของจุดอ้างอิงรวม  
 $u', v', w'$  คือ ระยะพิกัดฉากของจุดอ้างอิงย่อย  
 $\theta'_x, \theta'_y, \theta'_z$  คือ ระยะหมุนตามแนวแกนเมื่อเทียบกับจุดอ้างอิงย่อย  
P คือ ความดัน  
T คือ อุณหภูมิ

สำหรับระบบความเสถียรขึ้นที่สาม ซึ่งจะมีรูปสมการเมตริกซ์ดังนี้

$$[K_I] = k \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

ในกรณีที่เป็นแบบเชิงเส้น แรงที่ได้จะเป็นไปตามสมการที่ (8)

$$F_s = k \epsilon_0 \quad (8)$$

เมื่อ  $F_s$  คือ แรงตามแนวแกนหรือแรงบิดตามแนวแกน

ส่วนกรณีที่เป็นแบบไม่เชิงเส้น แรงที่ได้จะเป็นไปตามสมการที่ (9)

$$F_D = C_v v \quad (9)$$

$F_D$  คือ แรงจากตัวห่วงตามแนวแกนหรือแรงจากตัวห่วงตามการบิด  
 $v$  คือ ความเร็วสัมพัทธ์

### 2.5 การหาค่าความหน่วงและค่าสปริงของไฮโดรไดนามิกส์

การหาค่าความหน่วงและค่าสปริงจะสามารถหาได้จากสมการ Reynolds โดยมีสมมุติฐานดังต่อไปนี้

1. ระยะห่างระหว่างเพลากับแบร์ริงมีค่าน้อยมาก
2. การไหลของน้ำมันคงที่
3. น้ำมันที่ใช้เป็นแบบของไหลที่อัดตัวไม่ได้
4. ความหนืดของน้ำมันคงที่
5. ไม่พิจารณาผลของความเฉื่อยของน้ำมัน

โดยสมการที่ได้จะเป็นดังต่อไปนี้ [8]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (hu) + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (10)$$

เมื่อ  $x = R\theta$  คือ ระบบพิกัดฉาก (Circumferential coordinate)

$u = R(w_1 - w_2)$  คือ ความเร็วในแนวแกน (โดยปกติถ้าตัวห่วงไม่เกิดการหมุน จะพิจารณาให้  $u = 0$ )

$h$  คือ ความหนาของฟิล์มน้ำมัน

จากสมมติฐานข้างต้น สามารถหาค่าความแข็ง (Stiffness),  $K$  และค่าการหน่วง (damper),  $C$  ของน้ำมันหล่อลื่น ดังสมการต่อไปนี้

$$K = \frac{RL^3 \mu \omega}{\delta^3} \cdot \frac{2\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (11)$$

$$C = \frac{RL^3 \mu}{2\delta^3} \cdot \frac{\pi}{(1 - \varepsilon^2)^{3/2}} \quad (12)$$

### 2.6 คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น

Michael M. [9] ได้อธิบายคุณสมบัติมาตรฐานของน้ำมันหล่อลื่น SAE 30, 40 และ 50 โดยมีความหนืด (Viscosity) ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 แสดงคุณสมบัติของค่าความหนืดมาตรฐาน

Type	Viscosity, cST	
	At 40 °C	At 100 °C
SAE 30	93	10.8
SAE 40	134	13.7
SAE 50	204	17.8

### 3. วิธีดำเนินการวิจัย

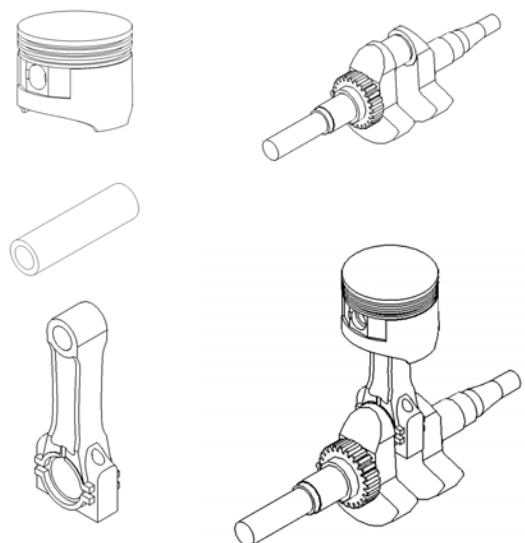
การดำเนินการวิจัยจะทำการวัดและจำลองชิ้นส่วนเครื่องยนต์ อันได้แก่ ลูกสูบ สลักลูกสูบ ก้านสูบ และเพลาช้อเหวี่ยงด้วยโปรแกรม SolidWorks ดังรูปที่ 2 จากนั้นทำการดึงข้อมูลไปที่โปรแกรม ANSYS เพื่อทำการคำนวณหาค่าความถี่ธรรมชาติ โดยจะประกอบชิ้นส่วนของเครื่องยนต์เข้าด้วยกัน (Solid Model) และไม่มีน้ำมันหล่อลื่นเข้ามาเกี่ยวข้อง เพื่อทำการเปรียบเทียบค่าที่ได้กับกรณีการวิจัยที่มีน้ำมันหล่อลื่นตรงบริเวณส่วนสัมผัสระหว่าง สลักลูกสูบกับก้านสูบ และก้านสูบกับเพลาช้อเหวี่ยง โดยคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความเร็วรอบของเครื่องยนต์ตามสมการที่ (11) และ (12) โดยผลการคำนวณที่ได้ จะนำไปใส่ในค่าคุณสมบัติของเอลิเมนต์สัมผัส ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณ

ชนิดของน้ำมันหล่อลื่น	อุณหภูมิ 140 °C , 1400 rpm		อุณหภูมิ 160 °C , 2500 rpm		อุณหภูมิ 180 °C , 3600 rpm	
	K (N/m)	C (Ns/m)	K (N/m)	C (Ns/m)	K (N/m)	C (Ns/m)
SAE 30	9.944e3	1.220e2	1.592e4	1.094e2	2.068e4	9.871e1
SAE 40	1.145e3	1.405e1	1.458e3	1.002e1	1.573e3	7.511e0
SAE 50	1.415e3	1.737e1	1.767e3	1.215e1	1.875e3	8.954e0

ตารางที่ 3 แสดงคุณสมบัติของชิ้นส่วนเครื่องยนต์ที่ใช้ในการศึกษา

ชิ้นส่วนเครื่องยนต์	ชนิดโลหะ	Mass Density (kg / m <sup>3</sup> )	Elastic Modulus (Pa)	Poisson's Ratio
ลูกสูบ	Aluminium-Si/Mg Cast Alloy	2.7e+3	7.1e+10	0.33
สลักลูกสูบ	Cast Steel	7.85e+3	2e+11	0.31
ก้านสูบ	Aluminium-Copper Cast Alloy	2.9e+3	7.1e+10	0.33
เพลาช้อเหวี่ยง	Cast Steel	7.85e+3	2e+11	0.31



รูปที่ 2 แสดงชิ้นส่วนที่ได้ทำการจำลองจากโปรแกรม SolidWorks

4. ผลการวิจัย

เครื่องยนต์ที่ได้นำมาทำการวิจัย เป็นเครื่องยนต์แบบสูบเดี่ยว 4 จังหวะ ซึ่งมีความเร็วรอบในการทำงานอยู่ระหว่าง 1,400 – 3,600 รอบต่อนาที โดยในที่นี้จะเปลี่ยนจากความเร็วรอบต่อนาทีไปเป็นความถี่ใช้งานที่เกิดขึ้น เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้ว่าแต่ละฐานนิยมนั้นเกิดความเสียหายหรือไม่ โดยพิจารณาได้จากสมการ

$$f = \frac{n}{60} \quad (13)$$

เมื่อ f คือ ความถี่ (Hz)

n คือ ความเร็วรอบ (rpm)

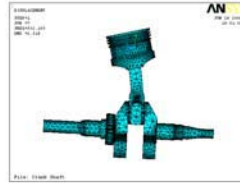
จากสมการที่ได้ข้างต้น จะได้ความถี่ใช้งานที่เกิดขึ้นบนเครื่องยนต์ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 2.33 – 60 Hz

4.1 ผลการวิจัยที่ได้จากการไม่พิจารณาน้ำมันหล่อลื่น

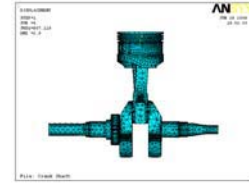
ผลการวิจัยที่ได้จะมีค่าดังตารางที่ 4 และ รูปที่ 3

ตารางที่ 4 แสดงค่าความถี่ธรรมชาติกรณีไม่พิจารณาน้ำมันหล่อลื่น

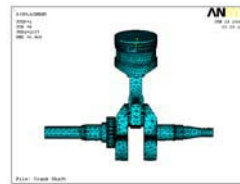
ฐานนิยมที่	ความถี่ (Hz)
1	532.11
2	687.12
3	1256.8
4	1575.3
5	1951.8



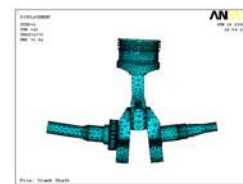
ฐานนิยมที่ 1



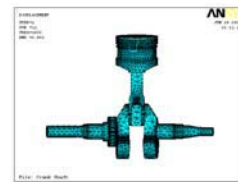
ฐานนิยมที่ 2



ฐานนิยมที่ 3



ฐานนิยมที่ 4



ฐานนิยมที่ 5

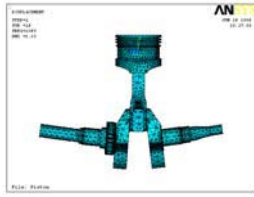
รูปที่ 3 แสดงการเปลี่ยนรูปของชิ้นส่วนกรณีไม่พิจารณาน้ำมันหล่อลื่นที่ฐานนิยมที่ 1 ถึง ฐานนิยมที่ 5

4.2 ผลการวิจัยที่ได้จากการพิจารณาน้ำมันหล่อลื่น

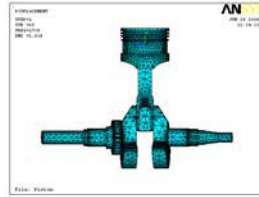
ผลการวิจัยที่ได้จะมีค่าดังตารางที่ 5 และ รูปที่ 4

ตารางที่ 5 แสดงค่าความถี่ธรรมชาติกรณีพิจารณาน้ำมันหล่อลื่น

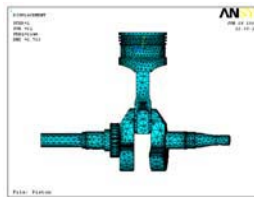
ฐานนิยมที่	ความถี่ที่ SAE 30 (Hz)			ความถี่ที่ SAE 40 (Hz)			ความถี่ที่ SAE 50 (Hz)		
	140 °C , 1400 rpm	160 °C , 2500 rpm	180 °C , 3600 rpm	140 °C , 1400 rpm	160 °C , 2500 rpm	180 °C , 3600 rpm	140 °C , 1400 rpm	160 °C , 2500 rpm	180 °C , 3600 rpm
1	1364.5	1365.6	1366.9	1363.3	1363.3	1363.4	1363.3	1363.4	1363.4
2	1739.3	1740.4	1741.5	1737.9	1737.9	1737.9	1737.9	1738	1738
3	2146	2146.2	2146.4	2145.8	2145.8	2145.8	2145.8	2145.8	2145.8
4	3103.6	3103.6	3103.6	3103.5	3103.5	3103.5	3103.5	3103.6	3103.6
5	3798.9	3805.3	3810.5	3789.3	3789.6	3789.7	3789.6	3790	3790.1



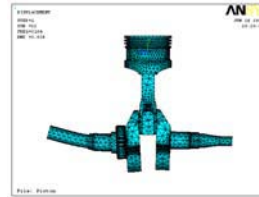
ฐานนิยมที่ 1



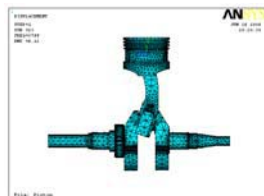
ฐานนิยมที่ 2



ฐานนิยมที่ 3



ฐานนิยมที่ 4



ฐานนิยมที่ 5

รูปที่ 4 แสดงการเปลี่ยนรูปของชิ้นส่วนกรณีพิจารณา น้ำมันหล่อลื่นเกรด SAE 30 ที่อุณหภูมิ 140 °C และความเร็วยรอบ 1400 rpm ที่ฐานนิยมที่ 1 ถึง ฐานนิยมที่ 5

## 5. บทสรุป

ผลการวิจัยพบว่า ชิ้นส่วนที่ประกอบเป็นชิ้นเดียวกันและไม่มีการหล่อลื่นมีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 532 Hz. ขณะที่พิจารณา น้ำมันหล่อลื่นที่อุณหภูมิ 140 °C ความเร็วยรอบ 1400 rpm มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 1364.5 1363.3 และ 1363.3 Hz ที่อุณหภูมิ 160 °C ความเร็วยรอบ 2500 rpm มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 1365.6 1363.3 และ 1363.4 Hz และที่อุณหภูมิ 180 °C ความเร็วยรอบ 3600 rpm มีความถี่ธรรมชาติที่ฐานนิยมที่ 1 เท่ากับ 1366.9 1363.4 และ 1363.4 Hz ที่น้ำมันหล่อลื่น SAE 30 40 และ 50 ตามลำดับ จะเห็นได้ว่า น้ำมันหล่อลื่นมีผลต่อค่าความถี่ธรรมชาติ โดยกรณีพิจารณา น้ำมันหล่อลื่นจะมีค่าความถี่ธรรมชาติที่มากกว่ากรณีไม่พิจารณา น้ำมันหล่อลื่น นอกจากนี้ค่าความถี่ธรรมชาติที่ได้จากการเปลี่ยนชนิดน้ำมันหล่อลื่นซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความเร็วยรอบไม่มีผลต่อค่าความถี่ธรรมชาติ โดยมีค่าแทบไม่แตกต่างกัน และเมื่อเทียบค่าความถี่ที่ได้จากการพิจารณาและไม่พิจารณา น้ำมันหล่อลื่นกับความถี่ใช้งานของเครื่องยนต์ที่ 23.33 – 60 Hz ก็ไม่มีโอกาสเกิดการเสียหายอันเนื่องมาจากการสั่นพ้อง

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณ บริษัทสามมิตรมอเตอร์ จำกัด ผู้ให้การสนับสนุนโปรแกรม ANSYS ที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้

## เอกสารอ้างอิง

- [1] Prandstotter M.; Riener H.; & Steinbatz M., 2002. Simulation of an Engine Speed-Up Run.  
[http://mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2002/rpers/006\\_EUC\\_007\\_Magna%20Steyr.pdf](http://mscsoftware.com/support/library/conf/adams/euro/2002/rpers/006_EUC_007_Magna%20Steyr.pdf)
- [2] Carlini A.; & Rivola A. (n.d.) A Non Linear Elastodynamic Model of A Camshaft Supported by Journal Bearing.  
<http://diem1.ing.unibo.it/mechmach/rivola/pub28.html>
- [3] M. Leontiev, 1996. Damping Support.  
<http://www.alfatran.com/solutions.shtml>
- [4] วีระยุทธ สุวรรณประทีป, 1996. หลักการทำงานและการซ่อมบำรุงเครื่องยนต์, ซีเอ็ดดูเคชั่น, กรุงเทพฯ.
- [5] Michael R. Hatch, 2001. Vibration Simulation Using Matlab and Ansys. 1<sup>st</sup> ed., Chapman & Hall/CRC, United States of America.
- [6] เดช พุทธเจริญทอง, 2004. การวิเคราะห์โครงสร้างพลศาสตร์, ศูนย์สื่อเสริมกรุงเทพ, กรุงเทพฯ.
- [7] Ansys documentation.
- [8] M. Leontiev, 1996. Damper support, Rotor-Bearing Dynamics Technology Design Guide, pp.1-49.
- [9] Michael M. Khonsari, 2001, Applied Tribology Bearing Design and Lubrication, 1<sup>st</sup> ed., John Wiley & Sons, Inc., United States of America.