

# อิทธิพลของการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในการออกแบบระบบรองรับการสั่นสะเทือนคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว

## Influence of Objective Function Determination in Vibration Suspension System Design in Single Cylinder Compressor

ธีรพัฒน์ ชมภูคำ,<sup>1\*</sup> พงษ์เจต พรหมวงศ์<sup>2</sup>

Teerapat Chompookham,<sup>1\*</sup> Pongjet Promvong<sup>2</sup>

### บทคัดย่อ

บทความนี้ทำการวิเคราะห์อิทธิพลของการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในการออกแบบระบบรองรับการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว โดยกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายเป็น 2 รูปแบบ คือ รากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของแรงสั่นสะเทือนกับค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของแอมพลิจูดแรงสั่นสะเทือน โดยพิจารณาในทิศทางตามแนวการเคลื่อนที่ X, Y และ Z แบบจำลองทางทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบของคอมเพรสเซอร์ถูกสมมุติเป็นแบบการเคลื่อนที่ของวัตถุเกร็งบนระนาบสามมิติและตัวรองรับคอมเพรสเซอร์ถูกจำลองให้มีคุณสมบัติประกอบไปด้วย ค่าความยืดหยุ่นและค่าความหน่วง แรงที่เป็นตัวกระตุ้นการสั่นสะเทือน คือ แรงอันเนื่องมาจากความไม่สมดุลของกลไกเพียงอย่างเดียว จากนั้นนำแบบจำลองดังกล่าวมาใช้ร่วมกับการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและหลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด ทำการออกแบบตัวแยกกันสะเทือนเพื่อลดการสั่นสะเทือนให้ได้มากที่สุด โดยตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบตัวแยกกันสะเทือน คือ ค่าคงที่สปริงระบบรองรับ จากการศึกษาพบว่า กรณีที่ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล การกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยให้แนวโน้มของผลลัพธ์ที่ไม่สอดคล้องกันกับการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ ซึ่งแตกต่างกับกรณีติดตั้งมวลถ่วงสมดุล ให้แนวโน้มของผลลัพธ์ที่มีความสอดคล้องกันและค่าผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกัน

**คำสำคัญ:** คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ การถ่วงสมดุล การสั่นสะเทือน แรงสั่น โมเมนต์สั้น

### Abstract

This paper presents objective function analysis for vibration suspension system design in a single cylinder reciprocating compressor. The objective function is the two modes: root mean square of

---

<sup>1</sup>ผู้ช่วยศาสตราจารย์, หน่วยวิจัยต่อความร้อนและการออกแบบเครื่องมือทางความร้อน, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150 <sup>2</sup>รองศาสตราจารย์, คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง จังหวัดกรุงเทพมหานคร 10520

<sup>1</sup>Assistant Professor, Heat Pipe and Thermal Tools Design Research Unit (HTDR), Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Kantarawichai, Maha Sarakham, 44150 <sup>2</sup>Associate Professor, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Ladkrabang, Bangkok, 10520 Corresponding author: Teerapat Chompookham, Heat Pipe and Thermal Tools Design Research Unit (HTDR), Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Kantarawichai, Maha Sarakham, 44150, teerapat.c@msu.ac.th

vibration force; maximum absolute of vibration force in X, Y and Z directions. The compressor is theoretically modeled as a three-dimensional rigid body with supports connected to a rigid floor. The supports are modeled as three-dimensional isolators with hysteretic damping. The considered excitation force, causing vibration in the compressor, is an unbalance force or a combination of an unbalance force. The developed model combined with an optimum design procedure is adopted to seek for the suitable vibration isolator that will minimize vibration level. The design parameters used in vibration isolation system are spring stiffnesses. The experimental results show that the objective functions of unbalancing case in root mean square form of vibration force tend to disagree with maximum absolute form that unlike with balancing case are agreement and similar values.

**Keywords:** Reciprocating Compressor, Balancing, Vibration, Shaking force, Shaking moment

## บทนำ

คอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว ปัจจุบันมีการประยุกต์ใช้งานกันอย่างแพร่หลาย เนื่องจากลักษณะโครงสร้างแข็งแรงมีความทนทานและสะดวกในการบำรุงรักษา ซึ่งพบเห็นการใช้งานได้ทั่วไปในโรงงานอุตสาหกรรมหรือในบ้านเรือน เช่น คอมเพรสเซอร์ที่ใช้กับตู้เย็นและระบบปรับอากาศ เป็นต้น ซึ่งทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ที่อัดสารทำงานที่อยู่ในสถานะไอให้มีความดันสูง แล้วส่งผ่านสารทำงานไปยังอุปกรณ์อื่น ๆ ของระบบต่อไป มีมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อนลูกสูบ โดยมอเตอร์ไฟฟ้าและชุดลูกสูบถูกบรรจุอยู่ในเปลือกโลหะรูปโดม 2 ชั้น ประกบด้วยกันแล้วเชื่อมปิดคอมเพรสเซอร์ประเภทนี้มีข้อดี คือ มีราคาถูก แต่ก็ มีข้อเสียที่สำคัญ คือ เสียงดังและมีการสั่นสะเทือนสูง จากงานวิจัยในอดีตมีการศึกษาพลศาสตร์ของกลไกแบบของลูกสูบ ซึ่งเป็นกลไกที่ใช้กันมากในเครื่องยนต์และคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ อีกทั้งได้ทำการศึกษารวมวิธีการลดแรงไม่สมดุลภายในกลไกประเภทนี้<sup>1-5</sup> พบว่า การทำการปรับสมดุลที่เหมาะสมจะทำให้ลดแรงไม่สมดุลได้ถึงกว่าร้อยละ 70 ซึ่งวิธีการ คือการเพิ่มมวลถ่วงเข้าไป โดยตำแหน่งของการติดตั้งมวลถ่วงจะอยู่ตรงกันข้ามกับจุดศูนย์กลางมวลของเพลลาข้อเหวี่ยงและมีระยะจาก

จุดหมุนเท่ากับความยาวของเพลลาข้อเหวี่ยง<sup>2</sup> แบบจำลองทางพลศาสตร์ของกลไกที่ใช้ในการคำนวณจะเป็นแบบอย่างง่าย และยังมีการศึกษากรรมวิธีการลดการสั่นของเครื่องยนต์ โดยการติดตั้งตัวแยกกันสะเทือนที่ฐานเครื่องยนต์ โดยมีฟังก์ชันวัตถุประสงค์ คือ ค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของแอมพลิจูดการสั่นของตัวเครื่องหรือแรงที่ส่งผ่านจากตัวเครื่องไปยังพื้นต้องมีค่าน้อยที่สุด การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว<sup>7</sup> โดยวิธีการทดลองและการคำนวณ พบว่า ค่าการสั่นสะเทือนในแนวตั้งฉากกับฐานของคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการทดลองต่ำกว่าจากการคำนวณ ผลตอบสนองของความเร่งที่ได้จากการทดลองและการคำนวณมีลักษณะที่เหมือนกัน การออกแบบเพื่อลดการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว<sup>8</sup> โดยใช้วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดร่วมกับการติดตั้งมวลถ่วงสมดุล ศึกษากรรมวิธีการออกแบบการลดการสั่นสะเทือน กำหนดฟังก์ชันเป้าหมาย คือ การสั่นสะเทือนในทิศทางแนวการเคลื่อนที่ของลูกสูบตัวแปรออกแบบของตัวแยกกันสะเทือน คือ ค่าคงที่ของระบบรองรับ การออกแบบเชิงออปติมิซมในการถ่วงสมดุลกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว<sup>9</sup> โดยวิเคราะห์แรงสั่นที่เกิดขึ้นจากกลไกลูกสูบเพื่อหาขนาดของมวลถ่วงสมดุลที่เพิ่มเข้าไปและตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่เหมาะสมที่สุดเพื่อลด

แรงสั่นสะเทือนให้ได้มากที่สุดหรืออยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ ซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่าการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายเป็นขั้นตอนหนึ่งที่สำคัญมากเนื่องจากจุดประสงค์ที่ต้องการตามข้อกำหนดวัตถุประสงค์ของผู้ผลิตที่กำหนดขึ้นโดยมุ่งเป้าหมายไปที่สิ่งใดเพื่อใช้เป็นข้อกำหนดคุณสมบัติของผลิตภัณฑ์ งานวิจัยนี้จึงมุ่งที่จะออกแบบการวิจัยเพื่อที่จะศึกษาถึงอิทธิพลของการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในการออกแบบระบบรองรับการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวในรูปแบบต่าง ๆ ที่ส่งผลต่อการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในแต่ละทิศทางของระบบเดิมและระบบที่มีการออกแบบติดตั้งมวลถ่วงสมดุล โดยกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายเป็น 14 กรณี พิจารณาที่ค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของแรงสั่นสะเทือนกับค่าสูงสุดของแอมพลิจูดแรงสั่นสะเทือนทิศทางต่าง ๆ ของระบบ เปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในแต่ละรูปแบบเพื่อให้ทราบถึงอิทธิพลของการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายและใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบระบบรองรับการสั่นสะเทือนคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวให้มีสมรรถนะที่สูงยิ่งขึ้นและสามารถตอบโจทย์ความต้องการของผู้ผลิตในการออกแบบได้หลากหลายแนวทางยิ่งขึ้น

## ทฤษฎี

ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยววางนอนและตัวแยกกันสะเทือนอ้างอิงจากงานวิจัย<sup>7</sup> พิจารณาให้ตำแหน่งติดตั้งของชุดกลไกเพลลาข้อเหวี่ยงเยื้องจากตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลของคอมเพรสเซอร์ โดยเสื่อสูบ ฝาสูบและส่วนต่าง ๆ ที่ยึดติดกับเสื่อสูบเป็นวัตถุเกร็งมีมวลเป็น  $m$  และถูกยึดที่จุดภายในตัวเรือนครอบของคอมเพรสเซอร์ ที่พิจารณาเป็นสปริงในระบบสามมิติ ที่มีค่าความยืดหยุ่นและค่าความหน่วงคงที่ในแต่ละทิศทางและเป็นอิสระซึ่งกันและกัน แสดงใน Figure 1 พิจารณาแรงและโมเมนต์ที่เนื่องจากการเคลื่อนที่ของกลไกคอมเพรสเซอร์แบบ

สูบเดี่ยวกระทำที่จุด  $O$  ซึ่งเป็นจุดกำเนิดของระบบแกน  $O_{xyz}$  จุด  $G$  เป็นจุดกำเนิดของระบบแกนรวม  $\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$  (global coordinate) ซึ่งทับอยู่กับจุดศูนย์กลางมวลของคอมเพรสเซอร์  $C$  ซึ่งเป็นจุดกำเนิดของระบบแกนวัตถุ  $XYZ$  (body fixed coordinate) ที่สภาวะสมดุลสถิตย์ ที่สภาวะทำงานตำแหน่งของจุดศูนย์กลางมวล  $C$  ของระบบจะเกิดการกระจัดไปเล็กน้อยเป็นระยะ  $x_c, y_c, z_c, \theta_x, \theta_y, \theta_z$  โดยไม่คิดผลของพจน์ไจโรสโคป (gyroscopic) สามารถเขียนเป็นสมการการเคลื่อนที่ของคอมเพรสเซอร์สูบเดี่ยวได้ ดังนี้

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (1)$$

เมื่อ  $[M]$  เมตริกซ์ของมวล  $[6 \times 6]$ ,  $[C]$  เมตริกซ์ของความหน่วง  $[6 \times 6]$ ,  $[K]$  เมตริกซ์ความยืดหยุ่น  $[6 \times 6]$ ,  $\{\ddot{X}\}$  เวกเตอร์ความเร่ง  $[6 \times 1]$ ,  $\{\dot{X}\}$  เวกเตอร์ความเร็ว,  $\{X\}$  เวกเตอร์ของการกระจัด และ  $\{F\}$  เป็นเวกเตอร์ของแรง  $[6 \times 1]$

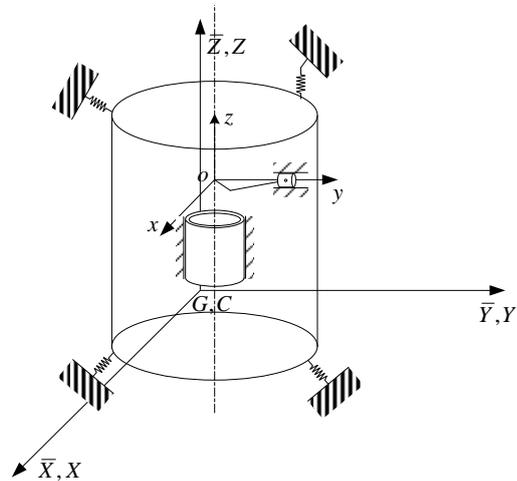


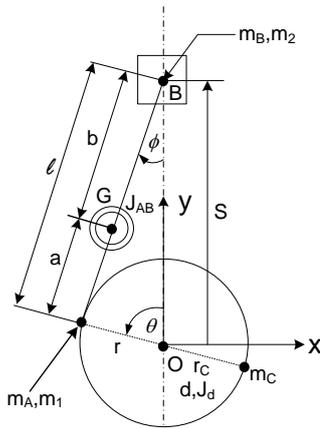
Figure 1 Model of a single cylinder reciprocating compressor<sup>9</sup>

## อุปกรณ์การทดลอง

### การทวนสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของกลไกการเคลื่อนที่ของลูกสูบในคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวแสดงใน

สมการที่ (1) ในการทวนสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์อ้างอิงข้อมูลการวิจัยจาก<sup>7</sup> พบว่า ค่าที่ได้จากการทดลองมีค่าต่ำกว่าจากการคำนวณและเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นค่าความคลาดเคลื่อนมีค่าลดลง โดยกราฟตอบสนองของความเร่งที่ได้จากการทดลองและการคำนวณมีลักษณะที่สอดคล้องกัน



**Figure 2** Mechanical model of a single cylinder reciprocating compressor (in xy plane)<sup>9</sup>

### ข้อมูลออกแบบคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว

อ้างอิงข้อมูลคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวของระบบทำความเย็น มีขนาด 34 - 45 cm<sup>3</sup> แบบลูกสูบแนวนอน โดยคอมเพรสเซอร์ยูนิต ถูกติดตั้งด้วยสปริงยึด 3 ตัว ยึดต่อกับตัวเรือนฝาครอบ ซึ่งยึดกับพื้น ใช้มอเตอร์เฟสเดียวในการทำงาน โดยพิจารณาความเร็วรอบในการทำงานที่ความเร็วรอบเฉลี่ย โดยอ้างอิงข้อมูลจากงานวิจัยของ Dufour<sup>10</sup> มีข้อมูลต่าง ๆ แสดงใน Table 1

### การติดตั้งมวลถ่วงสมดุล

การติดตั้งมวลถ่วงสมดุล เป็นวิธีการถ่วงสมดุลกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวเพื่อทำให้การสั่นสะเทือนมีค่าต่ำที่สุด โดยการเพิ่มมวล (counter weight) เข้าในระบบเพื่อลดแรงสั่นของกลไกที่ส่งผลทำให้คอมเพรสเซอร์เกิดการสั่นสะเทือนและเสียงดัง ซึ่งจากงานวิจัย<sup>9</sup> หาขนาดของมวลถ่วงสมดุลรวมคำนวณได้จากสมการที่ (2)

$$m_c = m_{rot} + km_{rec} \quad (2)$$

โดยที่ค่าคงที่ k มีค่าระหว่าง 0 ถึง 1 ส่วน  $m_{rot}$  คือ ผลรวมขนาดมวลของสลักเพลลาข้อเหวี่ยงกับมวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบด้านเพลลาข้อเหวี่ยง  $m_{rec}$  คือ ผลรวมของขนาดมวลของลูกสูบและสลักกับมวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบด้านลูกสูบพบว่า ค่าที่เหมาะสมที่สุดของมวลถ่วงสมดุลคือ เมื่อ k เท่ากับ 0.6218 และตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุลเมื่อเทียบกับความยาวแกนข้อเหวี่ยง ( $r_c/r$ ) เท่ากับ 0.9734 จึงทำให้เกิดการสั่นต่ำที่สุดเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเฉลี่ยของการทำงานจะได้ขนาดมวลถ่วงสมดุลเท่ากับ 0.0944 kg เข้าไปที่ตำแหน่งตรงกันข้ามกับจุดศูนย์กลางมวลของเพลลาข้อเหวี่ยงที่ระนาบที่ 1 และ 2 โดยมีระยะจากจุดหมุนของเพลลาข้อเหวี่ยง 0.0116 m

### การหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

- ตัวแปรออกแบบ

ให้ค่าคงที่ของสปริงของระบบรองรับเป็นตัวแปรออกแบบ คือ ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{X}$  ( $k_x$ ) ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Y}$  ( $k_y$ ) และค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Z}$  ( $k_z$ )

**Table 1** Data used for the compressor response<sup>10</sup>

Mass of compressor	16.3	kg
Mass of piston	0.134	kg
Mass of crank arm	0.044	kg
Mass of crank pin	0.067	kg
Mass of piston and piston pin	0.136	kg
Mass of balancing mass	0	kg
Connecting rod length	40	mm
Crankshaft length	11.9	mm
Length of center of mass of connecting rod to connection rod pin	33.7	mm
Length of center of mass of connecting rod to crank pin	16.3	mm
Maximum pressure	16	MPa
Maximum speed	3,000	rpm
Average speed	2,950	rpm
$x_0, y_0, z_0$	0.005, 0.008, 0.005	m
$m_{rec}$	0.0967	kg
$m_{rot}$	0.1483	kg
$J_G$	$2.0487 \times 10^{-4}$	kg-m <sup>2</sup>
Moment of inertia		
$I_{xx} = 0.0670, I_{yy} = 0.0590, I_{zz} = 0.0405$		
$I_{xy} = 0, I_{yz} = 0.0010, I_{xz} = 0$		kg-m <sup>2</sup>
Suspension characteristics		
Location		
$x_{m1} = 0.000$ m $y_{m1} = -0.076$ m $z_{m1} = 0.056$ m		
$x_{m2} = -0.052$ m $y_{m2} = 0.060$ m $z_{m2} = 0.056$ m		
$x_{m3} = 0.052$ m $y_{m3} = 0.060$ m $z_{m3} = 0.056$ m		
Stiffness		
$k_{xm1} = 30,500$ N/m $k_{ym1} = 30,500$ N/m $k_{zm1} = 63,000$ N/m		
$k_{xm2} = 30,500$ N/m $k_{ym2} = 30,500$ N/m $k_{zm2} = 63,000$ N/m		
$k_{xm3} = 30,500$ N/m $k_{ym3} = 30,500$ N/m $k_{zm3} = 63,000$ N/m		
Damping factor	$\zeta = 0.05$	

- ฟังก์ชันข้อบังคับ

ฟังก์ชันข้อบังคับ คือ ขอบเขตการกระแยะการกระจัดสูงสุดของการสั่นสะเทือนของจุดศูนย์กลางมวลในสภาวะที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน ( $D_m$ ) ซึ่ง

สามารถหาได้จาก CAD<sup>11</sup> และค่าคงที่ของสปริงที่ใช้ในงาน กำหนดขึ้นเพื่อให้ผู้ผลิตสปริงสามารถใช้ในการออกแบบสปริง ( $k_x, k_y$  และ  $k_z$ ) ในเรื่องด้านวัสดุและความสามารถในการผลิตสปริง

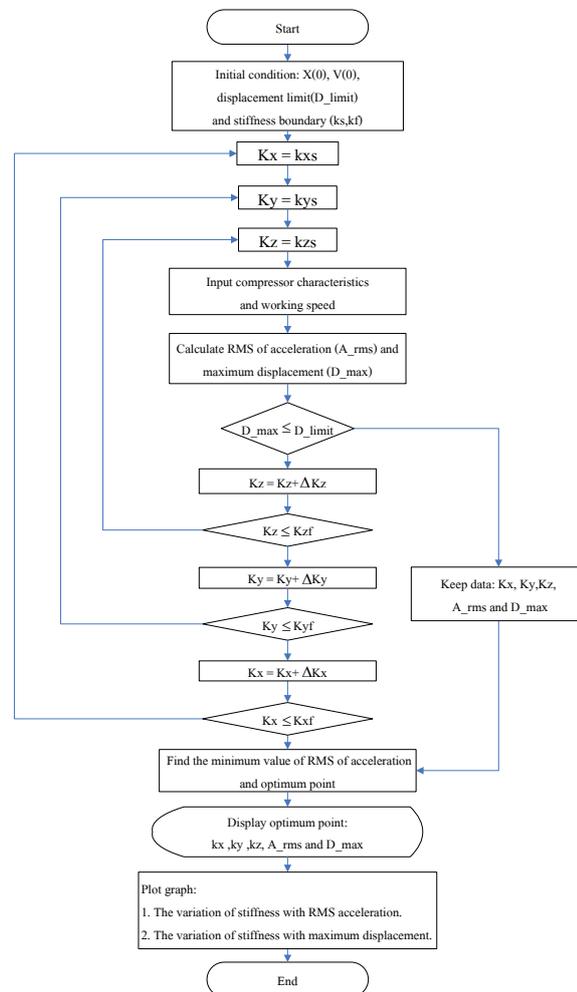
$$D_m \leq 0.005 \quad \text{m} \quad (3)$$

$$10,000 \leq k_x \leq 90,000 \quad \text{N/m}$$

$$10,000 \leq k_y \leq 90,000 \quad \text{N/m} \quad (4)$$

$$10,000 \leq k_z \leq 90,000 \quad \text{N/m}$$

- โปรแกรมหาค่าที่เหมาะสมที่สุด



**Figure 3** Flow chart of optimization method by using exhaustive search algorithm

จาก Figure 3 แสดงสายงานการค้นหาค่าที่เหมาะสมที่สุดโดยใช้วิธี Exhaustive Search โดยการป้อนอินพุตพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น เงื่อนไขสถานะเริ่มต้นของการกระจัดและความเร็ว เงื่อนไขข้อบังคับระยะเวลาการกระจัดสูงสุดที่ยอมรับได้และเงื่อนไขข้อบังคับค่าคงที่สปริง ความเร็วรอบการทำงานของเพลอาข้อเหวี่ยง คุณสมบัติของคอมเพรสเซอร์ยูนิต จาก Table 1 และกำหนด step size ซึ่งในการศึกษานี้ใช้ความเร็วรอบเฉลี่ยและ step size ของตัวแปรออกแบบเท่ากับ 1,000 N/m จากนั้นโปรแกรมจะให้ค่าตัวแปรออกแบบ  $k_x$ ,  $k_y$  และ  $k_z$  เริ่มต้น เพื่อทำการคำนวณหาฟังก์ชันเป้าหมายและเงื่อนไขข้อบังคับ โปรแกรมจะตรวจสอบว่าค่าตัวแปรออกแบบที่ใช้ให้ค่าสอดคล้องกับเงื่อนไขฟังก์ชันข้อบังคับหรือไม่ ถ้าสอดคล้องจะทำการเก็บไว้ในฐานข้อมูล แล้วก็เพิ่มค่าตัวแปรออกแบบเพื่อคำนวณจนถึงค่าตัวแปรออกแบบ  $k_x$ ,  $k_y$  และ  $k_z$  สุดท้าย จากนั้นก็นำค่าที่ได้จากฐานข้อมูลมาคำนวณหาค่าต่ำที่สุดของฟังก์ชันเป้าหมาย แล้วพิมพ์ผลลัพธ์การคำนวณออกทางหน้าจอแล้วทำการเขียนกราฟความสัมพันธ์  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$  และค่ารากที่สองของความเร่งกำลังสองเฉลี่ยในแนวแกนการเคลื่อนที่ของลูกสูบ และกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$  และค่าการกระจัดสูงสุดที่เกิดขึ้น

- การวิเคราะห์ฟังก์ชันเป้าหมาย

การพิจารณาฟังก์ชันเป้าหมาย คือ การหาค่าเหมาะสมที่สุดโดยในการศึกษานี้จะพิจารณาฟังก์ชันเป้าหมายเพียงเป้าหมายเดียว (single objective optimization problem) ซึ่งก็คือ การสั้นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว รูปแบบการพิจารณาแบ่งออกเป็นสองรูปแบบคือ การใช้ค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ย (Root Mean Square, RMS) ของค่าความเร่งการสั้นสะเทือนในทิศทางที่กำหนด ช่วงระยะเวลา 0 - 1 วินาที แสดงในสมการที่ (5) และ (7) ส่วนการใช้ค่าสูงสุด (maximum) ของค่าความเร่งการสั้นสะเทือน

สัมบูรณ์ในทิศทางที่กำหนด ดังแสดงในสมการที่ (6) และ (8) โดยพิจารณาทิศทางการศึกษาแรงสั้นสะเทือนและโมเมนต์ที่กระทำกับวัตถุเกร็งรอบแกน 3 ทิศทาง คือ ทิศทางตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ( $\bar{X}$ ) ทิศทางในแนวเดียวกับ การเคลื่อนที่ของลูกสูบ ( $\bar{Y}$ ) และทิศทางตั้งฉากกับฐานรองรับ ( $\bar{Z}$ )

$$\ddot{A}_r = \sqrt{\int_0^1 \ddot{A}^2(t) dt} \quad (5)$$

$$\ddot{A}_m = |\ddot{A}(t)|_{\max} \quad (6)$$

$$\ddot{\theta}_r = \sqrt{\int_0^1 \ddot{\theta}^2(t) dt} \quad (7)$$

$$\ddot{\theta}_m = |\ddot{\theta}(t)|_{\max} \quad (8)$$

โดย  $\ddot{A}_r$  คือ ค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร่ง ( $m/s^2$ )

$\ddot{A}_m$  คือ ค่าสูงสุดของความเร่งสัมบูรณ์ ( $m/s^2$ )

$\ddot{\theta}_r$  คือ ค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร่งเชิงมุม ( $rad/s^2$ )

$\ddot{\theta}_m$  คือ ค่าสูงสุดของความเร่งเชิงมุมสัมบูรณ์ ( $rad/s^2$ )

การออกแบบระบบรองรับการสั้นสะเทือนโดยวิธีการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลร่วมกับการหาค่าคงที่ของสปริงที่เหมาะสมที่สุดของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว เพื่อให้สามารถเห็นถึงวิธีการลดการสั้นสะเทือนได้อย่างชัดเจนและทราบถึงผลลัพธ์ที่เกิดจากการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในแบบต่าง ๆ จึงแบ่งกรณีศึกษาออกเป็น 11 กรณี ดังนี้

กรณีที่ 1 ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงเดิม

กรณีที่ 2 ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงเดิม

กรณีที่ 3 ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\ddot{X}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 4** ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\ddot{X}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 5** ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\ddot{Y}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 6** ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\ddot{Y}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 7** ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\ddot{Z}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 8** ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\ddot{Z}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 9** ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\dot{X}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 10** ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\dot{X}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 11** ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\dot{Y}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 12** ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\dot{Y}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 13** ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\dot{Z}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

**กรณีที่ 14** ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและใช้สปริงจากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อ  $\dot{Z}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมาย

จากกรณีที่ 1 เพื่อหาผลลัพธ์การคำนวณและเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ของ ความเร่ง ความเร็ว การกระจัดกับเวลา ในทิศทางแกน  $\bar{X}$ ,  $\bar{Y}$ ,  $\bar{Z}$  และความเร่ง ความเร็ว การกระจัดกับเวลา

ในทิศทางแกน  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  เพื่อศึกษาความสัมพันธ์ของผลลัพธ์ที่ได้ในแต่ละทิศทางเปรียบเทียบกับระหว่างค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสูงสุดสัมบูรณ์ กรณีที่ 2 เพื่อศึกษาผลของการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลเมื่อใช้สปริงชุดเดิม และกรณีที่ 3 ถึงกรณีที่ 14 เพื่อวิเคราะห์ผลลัพธ์จากการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในแบบต่าง ๆ โดยนำผลลัพธ์การคำนวณที่ได้จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของค่าคงที่ของสปริงในแต่ละทิศทางเปรียบเทียบกับกรณีที่ 1 เพื่อคำนวณหาร้อยละการลดลงของค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสูงสุดสัมบูรณ์

### ผลการทดลอง

Table 2 แสดงรากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสัมบูรณ์สูงสุดของความเร่ง ความเร็ว และการกระจัด ระยะเวลา 0 - 1 วินาที ที่ความเร็วรอบเฉลี่ย  $\Delta t = 0.001$  วินาที เมื่อเปรียบเทียบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร็วพบว่า ในแนวแกน  $\bar{Y}$  มีค่าสูงสุดและในแนวแกน  $\bar{Z}$  มีความต่ำสุด ส่วนค่ารากที่สองของความเร็วเชิงมุมกำลังสองเฉลี่ยพบว่า ในแนวแกน  $\theta_z$  มีค่าสูงสุดและในแนวแกน  $\theta_x$  มีความต่ำสุด เมื่อพิจารณาค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร็วพบว่า แนวแกน  $\bar{Y}$  มีค่าสูงสุดและในแนวแกน  $\bar{Z}$  มีความต่ำสุด ความเร่งเชิงมุมพบว่า ในแนวแกน  $\theta_z$  มีค่าสูงสุดและในแนวแกน  $\theta_x$  มีความต่ำสุด ซึ่งมีแนวโน้มค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร็วสอดคล้องค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร็ว เช่นเดียวกับแนวโน้มของความเร่งลักษณะของผลตอบสนองของการกระจัด ในทิศทางแกน  $\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$  ที่ความเร็วรอบเฉลี่ย  $\Delta t = 0.001$  วินาที แสดงใน Figure 4 ซึ่งใช้พิจารณาฟังก์ชันข้อบังคับ ขอบเขตการกระจัดสูงสุดของการสั่นสะเทือนของจุดศูนย์ถ่วงมวลในสภาวะที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน เมื่อเปรียบเทียบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของการกระจัด พบว่าในแนวแกน  $\bar{X}$  มีค่าสูงสุดและในแนวแกน  $\bar{Z}$  มีค่าต่ำสุด ส่วนค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของการ

กระจัดเชิงมุมพบว่า ในแนวแกน  $\theta_y$  มีค่าสูงสุดและ  
ในแนวแกน  $\theta_x$  มีความต่ำสุด

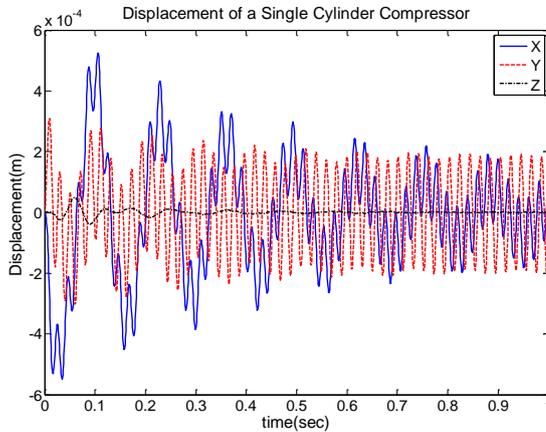


Figure 4 Displacement in  $\bar{X}$ ,  $\bar{Y}$  and  $\bar{Z}$  axis at average speed,  $\Delta t = 0.001$  s

Table 2 Root mean square and maximum absolute of acceleration, velocity and displacement at average speed,  $\Delta t = 0.001$  s, 0 - 1 s

$X_r$	$Y_r$	$Z_r$	$\theta_{xr}$	$\theta_{yr}$	$\theta_{zr}$
Acceleration ( $m/s^2$ )			Angular acceleration ( $rad/s^2$ )		
7.6790	12.970	0.1160	31.257	20.904	136.34
Velocity (m/s)			Angular velocity (rad/s)		
0.0263	0.0418	0.0008	0.1040	0.1178	0.4478
Displacement (m)			Angular displacement (rad)		
1.95e-4	1.41e-4	0.09e-4	4.45e-4	18.6e-4	16.1e-4
$X_m$	$Y_m$	$Z_m$	$\theta_{xm}$	$\theta_{ym}$	$\theta_{zm}$
Acceleration ( $m/s^2$ )			Angular acceleration ( $rad/s^2$ )		
12.45	20.463	0.5692	64.898	57.119	243.16
Velocity (m/s)			Angular velocity (rad/s)		
0.0592	0.0693	0.0042	0.2546	0.4150	0.9243
Displacement (m)			Angular displacement (rad)		
5.49e-4	3.08e-4	4.9e-5	1.74e-3	6.44e-3	6.69e-3

ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของค่าคงที่ของสปริง ( $k_x, k_y, k_z$ ) และค่าต่ำสุดของฟังก์ชันเป้าหมายของกรณี 3 ถึงกรณี

ที่ 14 แสดงใน Table 3 พบว่า ค่าที่เหมาะสมที่สุดของค่าคงที่ของสปริงที่คำนวณได้แตกต่างกันไปตามฟังก์ชันเป้าหมายที่กำหนด ซึ่งแสดงให้เห็นถึงข้อคำนึงที่สำคัญในการพิจารณาเพื่อกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายในการออกแบบ

Table 3 Optimum results

Case No.	$k_x$	$k_y$	$k_z$	Minimum value of objective function		$Y_m$
	(kN/m)			$(m/s^2)$		(m)
3	10	89	13	$\ddot{X}_r$	7.4100	3.338
4	10	26	11	$\ddot{X}_m$	11.239	3.338
5	44	10	10	$\ddot{Y}_r$	12.399	3.338
6	12	10	27	$\ddot{Y}_m$	19.410	3.337
7	20	10	10	$\ddot{Z}_r$	0.0258	3.337
8	28	28	10	$\ddot{Z}_m$	0.0800	3.337
9	10	11	14	$\ddot{X}_r$	2.7675	0.571
10	10	90	20	$\ddot{X}_m$	4.2337	0.571
11	70	10	63	$\ddot{Y}_r$	2.5546	0.571
12	13	10	76	$\ddot{Y}_m$	4.9647	0.571
13	29	10	10	$\ddot{Z}_r$	0.0049	0.571
14	32	29	10	$\ddot{Z}_m$	0.01512	0.571

Table 4 แสดงค่ารากที่สองของความเร่งกำลังสองเฉลี่ยในทิศทางต่าง ๆ ในแต่ละกรณี Table 5 แสดงค่าความเร่งสัมบูรณ์สูงสุดในทิศทางต่าง ๆ Table 6 แสดงค่าร้อยละการลดลงของค่ารากที่สองของความเร่งกำลังสองเฉลี่ยในทิศทางต่าง ๆ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี 1 และ Table 7 แสดงค่าร้อยละการลดลงของค่าความเร่งสัมบูรณ์สูงสุดในทิศทางต่าง ๆ เมื่อเปรียบเทียบกับกรณี 1 โดยเมื่อเราพิจารณาการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลโดยยังคงใช้สปริงชุดเดิมกรณี 2 เปรียบเทียบผลลัพธ์ที่คำนวณได้กับกรณี 1 พบว่า การติดตั้งมวลถ่วงสมดุล สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทางเมื่อพิจารณาผลของการออกแบบสปริงตามหลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด โดยไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลกรณี 3 ถึงกรณี 8 พบว่า

กรณีที่ 3 เมื่อ  $\dot{X}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $7.41 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $3.338 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\ddot{X}_r$  ได้คิดเป็น 3.50 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม แต่ส่งผลให้  $\ddot{Y}_r$ ,  $\ddot{\theta}_x$  และ  $\ddot{\theta}_z$  มีค่าเพิ่มขึ้น

**Table 4** Root mean square of acceleration results

Case No.	$\ddot{X}_r$	$\ddot{Y}_r$	$\ddot{Z}_r$	$\ddot{\theta}_{xr}$	$\ddot{\theta}_{yr}$	$\ddot{\theta}_{zr}$
	(m/s <sup>2</sup> )			(rad/s <sup>2</sup> )		
1	7.679	12.970	0.116	31.256	20.903	136.33
2	2.955	2.644	0.022	5.778	7.843	99.357
3	7.410	15.106	0.044	61.061	15.179	140.42
4	7.869	12.398	0.026	19.037	22.867	137.79
5	7.544	12.402	0.026	19.044	17.143	128.30
6	7.417	12.839	0.029	25.843	15.039	127.49
7	7.445	12.405	0.044	19.725	15.624	125.35
8	7.643	12.892	0.027	26.666	19.110	134.79
9	2.767	2.560	0.006	3.843	4.172	89.070
10	3.434	2.555	0.012	4.120	16.508	114.45
11	2.939	2.556	0.005	3.749	7.162	95.769
12	2.769	2.988	0.012	11.147	3.974	100.50
13	2.793	2.556	0.014	4.229	4.923	89.977
14	2.969	2.637	0.005	5.091	7.550	99.790

**Table 5** maximum absolute acceleration results

Case No.	$\ddot{X}_m$	$\ddot{Y}_m$	$\ddot{Z}_m$	$\ddot{\theta}_{xm}$	$\ddot{\theta}_{ym}$	$\ddot{\theta}_{zm}$
	(m/s <sup>2</sup> )			(rad/s <sup>2</sup> )		
1	12.45	20.463	0.5692	64.898	57.119	243.1
2	4.819	5.2088	0.1093	13.886	19.504	175.7
3	11.35	25.296	0.1247	126.86	38.521	250.5
4	11.23	20.343	0.0886	48.271	37.414	217.0
5	13.01	19.551	0.0955	33.908	60.746	247.3
6	11.45	19.410	0.1828	33.939	39.667	204.5
7	11.94	19.454	0.0952	34.051	43.173	219.6
8	12.36	20.321	0.0801	50.270	50.668	239.8
9	4.323	4.9932	0.0257	8.2416	11.351	149.6
10	4.233	6.0335	0.0349	25.613	10.591	180.8
11	5.624	4.9841	0.0459	8.9547	47.877	212.2
12	4.461	4.9648	0.0615	9.3556	14.377	153.6
13	4.854	4.9771	0.0185	8.0444	20.321	170.5

Case No.	$\ddot{X}_m$	$\ddot{Y}_m$	$\ddot{Z}_m$	$\ddot{\theta}_{xm}$	$\ddot{\theta}_{ym}$	$\ddot{\theta}_{zm}$
	(m/s <sup>2</sup> )			(rad/s <sup>2</sup> )		
14	4.869	5.1860	0.0151	11.374	20.949	177.2

กรณีที่ 4 เมื่อ  $\ddot{X}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $11.239 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $3.338 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\ddot{X}_m$  ได้คิดเป็น 3.41 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม ซึ่งสังเกตได้ว่า สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 5 เมื่อ  $\ddot{Y}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $12.399 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $3.338 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\ddot{Y}_r$  ได้คิดเป็น 4.40 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม แต่ส่งผลให้  $\ddot{X}_r$ ,  $\ddot{\theta}_y$  และ  $\ddot{\theta}_z$  มีค่าเพิ่มขึ้น

กรณีที่ 6 เมื่อ  $\ddot{Y}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $19.410 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $3.337 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\ddot{Y}_m$  ได้คิดเป็น 4.35 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

**Table 6** Decreasing percentage of RMS acceleration

Case No.	Decreasing percentage of RMS acceleration					
	$\bar{X}$	$\bar{Y}$	$\bar{Z}$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
2	61.52	79.62	81.43	81.51	62.48	27.12
3	3.50	-	61.97	-	27.38	-3.00
		16.47		95.36		
4	3.41	1.01	75.21	17.32	28.05	6.48
5	-2.48	4.40	77.59	39.09	-9.40	-1.07
6	3.05	4.35	62.26	36.89	25.25	8.05
7	1.76	4.37	77.68	39.07	17.99	5.89
8	0.47	0.60	77.04	14.69	8.58	1.13
9	64.00	80.26	94.54	87.71	80.04	34.67
10	63.94	76.96	90.04	64.34	80.99	26.28
11	55.28	80.30	89.31	86.82	21.03	16.05
12	63.62	80.29	87.65	86.47	76.45	34.00
13	61.72	80.29	95.69	88.01	65.74	29.75
14	61.33	79.67	95.63	83.71	63.88	26.81

**Table 7** Decreasing percentage of maximum absolute acceleration

Case No.	Decreasing percentage of maximum absolute acceleration					
	$\bar{X}$	$\bar{Y}$	$\bar{Z}$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
2	61.32	74.55	80.80	78.60	65.85	27.73
3	8.86	-23.62	78.10	-95.48	32.56	-3.05
4	9.79	0.58	84.44	25.62	34.50	10.73
5	-4.43	4.46	83.21	47.75	-6.35	-1.71
6	8.07	5.15	67.89	47.70	30.55	15.88
7	4.11	4.93	83.27	47.53	24.42	9.67
8	0.77	0.69	85.93	22.54	11.29	1.36
9	65.30	75.60	95.48	87.30	80.13	38.47
10	66.01	70.52	93.89	60.53	81.46	25.61
11	54.86	75.64	91.95	86.20	16.18	12.73
12	64.19	75.74	89.19	85.58	74.83	36.79
13	61.03	75.68	96.75	87.61	64.42	29.87
14	60.92	74.66	97.34	82.47	63.32	27.11

กรณีที่ 7 เมื่อ  $\dot{Z}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $0.026 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $3.338 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{Z}_r$  ได้คิดเป็น 77.68 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 8 เมื่อ  $\dot{Z}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $0.080 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $3.337 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{Z}_m$  ได้คิดเป็น 77.04 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

เมื่อเปรียบเทียบการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่งสำหรับกรณีที่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลแต่ใช้ค่าคงที่ของสปริงที่ได้จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดพบว่า ในทิศทางเดียวกันการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบรากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร่งให้แนวโน้มของผลลัพธ์ที่ไม่สอดคล้องกันกับการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่ง โดยสังเกตได้ว่า เมื่อ

กำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่ง สามารถลดค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่งได้ทุกทิศทาง เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ 1

เมื่อพิจารณาการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลร่วมกับการออกแบบสปริงตามหลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด กรณีที่ 9 ถึงกรณีที่ 14 พบว่า

กรณีที่ 9 เมื่อ  $\dot{X}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $2.7675 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $0.571 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{X}_r$  ได้คิดเป็น 64.00 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 10 เมื่อ  $\dot{X}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $4.2337 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $0.571 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{X}_m$  ได้คิดเป็น 63.94 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 11 เมื่อ  $\dot{Y}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $2.5546 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $0.571 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{Y}_r$  ได้คิดเป็น 80.30 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 12 เมื่อ  $\dot{Y}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $4.9647 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $0.571 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{Y}_m$  ได้คิดเป็น 80.29 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 13 เมื่อ  $\dot{Z}_r$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $0.0049 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $0.571 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{Z}_r$  ได้คิดเป็น 95.69 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

กรณีที่ 14 เมื่อ  $\dot{Z}_m$  เป็นฟังก์ชันเป้าหมายได้ค่าต่ำสุดเท่ากับ  $0.0151 \text{ m/s}^2$  และ  $Y_m$  เท่ากับ  $0.571 \times 10^{-4} \text{ m}$  สามารถลดค่า  $\dot{Z}_m$  ได้คิดเป็น 95.63 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับค่าคงที่ของสปริงชุดเดิม สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง

เมื่อเปรียบเทียบการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่งสำหรับกรณีติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและค่าคงที่ของสปริงที่ได้จากการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดพบว่า ในทิศทางเดียวกันเมื่อกำหนดค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร่งเป็นฟังก์ชันเป้าหมายให้แนวโน้มของผลลัพธ์ที่มีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันกับการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายเป็นค่าสูงสุดสัมบูรณ์ โดยให้ค่าฟังก์ชันเป้าหมายที่ใกล้เคียงกัน และการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายทั้งสองแบบสามารถลดค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่งได้ทุกทิศทาง เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ 1

โดยในการออกแบบระบบรองรับการสั่นสะเทือน ส่วนใหญ่จะกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายคือ แรงส่งผ่านจากตัวเครื่องไปยังพื้นต้องมีค่าน้อยที่สุดหรือค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของการสั่นของตัวเครื่องต้องมีค่าน้อยที่สุด<sup>6</sup> ซึ่งจากผลการคำนวณที่ได้ใน Table 8 พบว่า การติดตั้งมวลถ่วงสมดุลร่วมกับการออกแบบสปริงตามหลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด กรณีที่ 9 ค่าที่เหมาะสมที่สุดที่คำนวณได้ ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{X}(k_x)$  เท่ากับ 10,000 N/m ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Y}(k_y)$  เท่ากับ 11,000 N/m และค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Z}(k_z)$  เท่ากับ 14,000 N/m สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง มีค่าเป็น  $\bar{X} = 64.00\%$ ,  $\bar{Y} = 80.26\%$ ,  $\bar{Z} = 94.54\%$ ,  $\theta_x = 87.71\%$ ,  $\theta_y = 80.04\%$  และ  $\theta_z = 34.67\%$  เมื่อเทียบกับสภาวะก่อนออกแบบ สามารถลดแรงสั่นในแนวแกน  $\bar{X}$  ได้ถึง 64.00 เปอร์เซ็นต์ กรณีที่ 11 ค่าที่เหมาะสมที่สุดที่คำนวณได้ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{X}(k_x)$  เท่ากับ 79,000 N/m ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Y}(k_y)$  เท่ากับ 10,000 N/m และค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Z}(k_z)$  เท่ากับ 63,000 N/m สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง มีค่าเป็น  $\bar{X} = 55.28\%$ ,  $\bar{Y} = 80.30\%$ ,  $\bar{Z} = 89.31\%$ ,  $\theta_x = 86.82\%$ ,  $\theta_y = 21.03\%$  และ  $\theta_z = 16.05\%$

เมื่อเทียบกับสภาวะก่อนออกแบบ สามารถลดแรงสั่นในแนวแกน  $\bar{Y}$  ได้ถึง 80.30 เปอร์เซ็นต์และกรณีที่ 13 ค่าที่เหมาะสมที่สุดที่คำนวณได้ ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{X}(k_x)$  เท่ากับ 29,000 N/m ค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Y}(k_y)$  เท่ากับ 10,000 N/m และค่าคงที่ของสปริงในแนวแกน  $\bar{Z}(k_z)$  เท่ากับ 10,000 N/m สามารถลดการสั่นสะเทือนได้ในทุกทิศทาง มีค่าเป็น  $\bar{X} = 61.72\%$ ,  $\bar{Y} = 80.29\%$ ,  $\bar{Z} = 95.69\%$ ,  $\theta_x = 88.01\%$ ,  $\theta_y = 65.74\%$  และ  $\theta_z = 29.75\%$  เมื่อเทียบกับสภาวะก่อนออกแบบ ซึ่งจะเห็นได้สามารถลดแรงสั่นในทิศทางตั้งฉากกับฐาน ( $\bar{Z}$ ) ได้ถึง 95.69 เปอร์เซ็นต์

### สรุปผลการทดลอง

การออกแบบระบบรองรับการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว โดยประยุกต์ใช้การติดตั้งมวลถ่วงสมดุลร่วมกับการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด ตัวแปรออกแบบ คือ ค่าคงที่สปริงระบบรองรับกำหนดฟังก์ชันเป้าหมาย 2 แบบ คือ แบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ พิจารณาแรงสั่นสะเทือนใน 3 ทิศทาง คือ ทิศทางตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ( $\bar{X}$ ) ทิศทางแนวเดียวกับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ( $\bar{Y}$ ) และทิศทางตั้งฉากกับฐานรองรับ ( $\bar{Z}$ ) กรณีที่ไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลแต่ใช้ค่าคงที่ของสปริงตามหลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด เมื่อพิจารณาในทิศทางฟังก์ชันเป้าหมายเดียวกัน การกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยให้แนวโน้มของผลลัพธ์ที่ไม่สอดคล้องกันกับการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ แต่สังเกตได้ว่า เมื่อกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่ง สามารถลดค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของการสั่นได้ทุกทิศทาง สำหรับกรณีติดตั้งมวลถ่วงสมดุลร่วมกับการออกแบบสปริงตามหลักการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด พิจารณาในทิศทางฟังก์ชันเป้าหมายเดียวกัน การ

กำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยให้แฉนวนของผลลัพท์ที่มีแฉนวนสอดคล้องกันกับแบบค่าสูงสุดสัมบูรณ์ให้ผลลัพท์ค่าฟังก์ชันเป้าหมายที่ใกล้เคียงกัน ซึ่งการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมาย 2 แบบ ให้ผลลัพท์ค่าคงที่ของสปริงสามารถลดค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยและค่าสูงสุดสัมบูรณ์ของความเร่งได้ทุกทิศทาง โดยการกำหนดฟังก์ชันเป้าหมายแบบค่ารากที่สองกำลังสองเฉลี่ยของความเร่งในทิศทาง  $\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$  ให้สามารถลดการสั่นสะเทือนค่าสูงสุดเท่ากับ 64.00, 80.26 และ 94.54 เปอร์เซ็นต์ในทิศทาง  $\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z}$  ตามลำดับ

#### เอกสารอ้างอิง

- Burton P. Kinematics and Dynamics of Planar Machinery. New Jersey: Prentice-Hall; 1979.
- วลีพรรณ กันเนื่อง, มงคล มงคลวงศ์โรจน์. การถ่วงดุลของเครื่องยนตสันดาปภายในชนิดหนึ่งสูบเพื่อให้เกิดแรงสั่นต่ำที่สุด. วิศวกรรมลาดกระบัง. 16(4): 106 – 111, 2542.
- Singiresu SR. Mechanical vibration. Addison Wesley, Reading MA; 1995.
- Tao JS, Liu GR, Lam KY. Design Optimization of Marine Engine-Mount System. Journal of Sound and Vibration 2000; 235: 477-494.
- Sadler JP, Wilson EC. Kinematics and Dynamics of Machinery, New Jersey: Prentice-Hall. 3<sup>rd</sup> Edition; 2003.
- Sleesongsom S. Vibration Suppression of a Single-Cylinder Engine by Using the Modified Normalized Normal Constraint. Technology and Innovation for Sustainable Development Conference. 25-26 January 2006. Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Thailand.
- มนต์ศักดิ์ พิมสาร, ธีรพัฒน์ ชมภูคำ. การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบเดี่ยว. วิศวกรรมลาดกระบัง. 24(3): 42-47; 2550.
- ธีรพัฒน์ ชมภูคำ, มนต์ศักดิ์ พิมสาร. การออกแบบเชิงอพติมิ้มเพื่อลดการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบเดี่ยว. วิศวกรรมสาร มก. 66: 59-69; 2551.
- ธีรพัฒน์ ชมภูคำ. การถ่วงสมดุลเชิงอพติมิ้มคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบเดี่ยวเพื่อให้เกิดแรงสั่นต่ำที่สุด. วารสารวิชาการวิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ. 6(2): 64-74; 2556.
- Defour R, Der J. Hagopian and M. Lalanne. Transient and Steady State Dynamic Behavior of Single Cylinder Compressors: Prediction and Experiment. Journal of Sound and Vibration 1995; 181(1): 23-41