

การถ่วงสมดุลเชิงออฟติมัมคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวเพื่อให้เกิดแรงสั่นต่ำที่สุด

Optimum Balance of Single Cylinder Compressor for Minimum Shaking Forces

ธีรพัฒน์ ชมภูคำ

หน่วยวิจัยท่อความร้อนและออกแบบเครื่องมือทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม

41/20 ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150

Teerapat Chompookham

Heat Pipe and Thermal Tools Design Research Unit, HTDR, Faculty of Engineering,

Maharakham University. 41/20 Tambon Kamriang, Kantarawichai, Maharakham, 44150

Tel : 0-4375-4333 Ext. 3083 E-mail: teerapat.c@msu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาการออกแบบเชิงออฟติมัมในการถ่วงสมดุลกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวเพื่อให้การสั่นสะเทือนมีค่าต่ำที่สุด โดยการเพิ่มมวล (counter weight) เข้าในระบบเพื่อลดแรงสั่นที่ทำให้คอมเพรสเซอร์เกิดการสั่นสะเทือนและเสียงดัง โดยกำหนดให้ฟังก์ชันวัตถุประสงค์ คือ การสั่นสะเทือนรวมในทิศทางแนวเดียวและแนวตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ตัวแปรออกแบบ คือ ขนาดมวล (m_c) และตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุล (r_c) การเพิ่มมวลที่มีขนาดเท่ากับมวลเคลื่อนที่แบบหมุน (rotating mass, m_{rot}) บวกกับค่าคงที่ k คูณด้วยมวลเคลื่อนที่แบบกลับไปกลับมา (reciprocating mass, m_{rec}) โดยค่าคงที่ k มีค่าระหว่าง 0 ถึง 1 ตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุลระยะไม่เกินความยาวของแขนข้อเหวี่ยง (r) จากการคำนวณพบว่าแรงสั่นแปรผันตามระยะชักของลูกสูบ ค่าที่เหมาะสมที่สุดของมวลถ่วงสมดุล คือ เมื่อ k เท่ากับ 0.6218 และตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุลเมื่อเทียบกับความยาวแขนข้อเหวี่ยง (r_c/r) เท่ากับ 0.9473 จึงทำให้เกิดการสั่นต่ำที่สุด เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเฉลี่ยของการทำงาน

คำหลัก คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ การถ่วงสมดุล การสั่นสะเทือน แรงสั่น โมเมนต์สั่น

Abstract

This research presents optimum design for balancing a single cylinder reciprocating compressor to obtain a minimum vibration. The counter balancing weight is introduced to the single cylinder compressor in order to minimize the shaking force. The objective function is overall vibration value in the direction along and perpendicular to piston motion axis. The designed parameters included counter balancing weight mass (m_c); and installed counter balancing weight length (r_c). Counter balancing weight mass calculation come up with a summation of rotating mass (m_{rot}) and the reciprocating mass (m_{rec}) multiplied by k constant, where k constant range is varied from 0 to 1. The installation length does not exceed crank arm lengths. The calculation shows that shaking force is varied as stroke of piston. To minimize shaking force acting on a single cylinder compressor, the optimum k constant value is 0.6218, where the ratio of installed counter balancing weight length to crank arms length (r_c/r) is obtained as 0.9473, at average speed of rotation.

Keywords: Reciprocating compressor, balancing, vibration, shaking force, shaking moment

1. บทนำ

คอมเพรสเซอร์หรือเครื่องอัดสารทำความเย็น เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเพิ่มความดันให้กับก๊าซหรือส่วนผสมของก๊าซแล้วสามารถส่งผ่านก๊าซที่ถูกอัดนี้ไปยังอุปกรณ์ที่จะใช้งาน มีการนำไปใช้งานกันอย่างแพร่หลายและมักจะพบเห็นได้ทั่วไป ไม่ว่าจะเป็นโรงงานอุตสาหกรรมหรือในบ้านเรือน ตัวอย่างการนำมาใช้ในบ้านเรือน คือ คอมเพรสเซอร์ที่ใช้กับตู้เย็นเป็นคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว ซึ่งมีข้อดี คือ มีราคาถูก แต่อย่างไรก็ตามข้อเสียของคอมเพรสเซอร์นี้ คือ มีเสียงดังและการสั่นสะเทือนที่สูง ถ้าหากถูกออกแบบมาอย่างไม่เหมาะสม

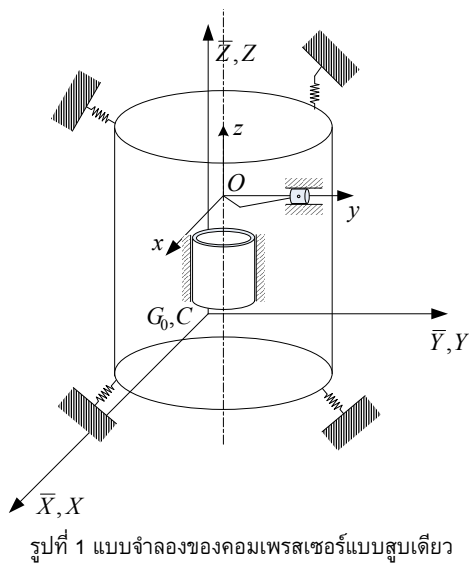
คอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวหรือระบบมวลที่เคลื่อนที่กลับไปกลับมา ชิ้นส่วนสำคัญที่เคลื่อนที่ได้แก่ ลูกสูบ, ข้อเหวี่ยง และก้านลูกสูบ เพลาข้อเหวี่ยงใช้ในการเปลี่ยนการเคลื่อนที่ขึ้นลงของลูกสูบและก้านลูกสูบเป็นการเคลื่อนที่แบบหมุน เพลาข้อเหวี่ยงหมุนด้วยความเร็วค่อนข้างสูง ดังนั้นจึงมีความจำเป็นต้องทำสมดุลให้แม่นยำเพื่อหลีกเลี่ยงการสั่นสะเทือนซึ่งเกิดขึ้นจากแรงเฉื่อยของชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ แรงสั่นนี้แบ่งเป็นสองพจน์ คือ พจน์แรงเฉื่อยปฐมภูมิ (primary inertia force) และพจน์แรงเฉื่อยทุติยภูมิ (secondary inertia force) แรงในพจน์ที่สองเป็นการยากที่จะทำให้หมดไป แรงนี้เกิดจากความเร่งของก้านลูกสูบและลูกสูบอันเกิดจากเปลี่ยนระยะชัก ซึ่งแรงทั้งสองพจน์นี้สามารถกำจัดได้โดยการเพิ่มมวลเข้าไปในทิศทางตรงกันข้ามกับสลักเพลาข้อเหวี่ยงเพื่อให้เกิดสมดุลกับลูกสูบและก้านสูบในขณะที่เพลาข้อเหวี่ยงหมุนจึงทำให้คอมเพรสเซอร์สั่นสะเทือนน้อยลง เรียกวิธีนี้ว่า การถ่วงสมดุลแบบพาสซีฟ (passive balancing) [1] ซึ่งในคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวเป็นการยากที่จะกำจัดแรงทั้งสองพจน์ให้หมดไป โดยในงานวิจัยระบบเครื่องยนต์สันดาปภายในมีผู้ทำการศึกษามากมายวิธีการด้วยกัน เช่น การเพิ่มลูกสูบ (dummy piston) [2] เข้าไปในการเพิ่มมวลเข้าไปในรูปแบบของขบวนเฟืองซึ่งวิธีนี้สามารถกำจัดทั้งแรงเฉื่อยปฐมภูมิและแรงเฉื่อยทุติยภูมิให้หมดไปได้ วิธีนี้เรียกว่า การถ่วงสมดุลแบบแอคทีฟ (active balancing) แต่ไม่เป็นที่ยอมรับเนื่องจากวิธีนี้ต้องการระบบการหล่อลื่นที่เหมาะสมในส่วนของขบวนเฟือง ลูกสูบ และส่วนของผิวที่อาจจะฉีกขาดหรือสึกหรอง่ายจึงค่อนข้างยุ่งยากและเสียค่าใช้จ่ายสูง ในกลไก

คอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวจะใช้วิธีการสมดุลสถิตย์ (static balance) แต่ในกลไกคอมเพรสเซอร์แบบหลายสูบต้องพิจารณาถึงสมดุลพลศาสตร์ (dynamic balance) ด้วย โดยสามารถศึกษาได้จาก [2-10] การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว [11] โดยวิธีการทดลองและการคำนวณพบว่า ค่าการสั่นสะเทือนในแนวตั้งฉากกับฐานของคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการทดลองต่ำกว่าจากการคำนวณ ผลตอบสนองของความเร่งที่ได้จากการทดลองและการคำนวณมีลักษณะที่เหมือนกัน การออกแบบเพื่อลดการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว [12] โดยใช้วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดร่วมกับการติดตั้งมวลถ่วงสมดุล ศึกษากรรมวิธีการออกแบบการลดการสั่นสะเทือน กำหนดฟังก์ชันวัตถุประสงค์ คือ การสั่นสะเทือนในทิศทางแนวการเคลื่อนที่ของลูกสูบ ตัวแปรออกแบบของตัวแยกกันสะเทือน คือ ค่าคงที่ของระบบรองรับ ซึ่งมวลถ่วงสมดุลและตำแหน่งติดตั้งที่ใช้เป็นค่าที่กำหนดขึ้นมาเท่านั้น งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาการออกแบบเชิงออฟติไมซ์ในการถ่วงสมดุลกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว โดยวิเคราะห์แรงสั่นที่เกิดขึ้นจากกลไกลูกสูบเพื่อหาขนาดของมวลถ่วงสมดุลที่เพิ่มเข้าไปและตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่เหมาะสมที่สุดเพื่อลดแรงสั่นสะเทือน (shaking force) ให้ได้มากที่สุดหรืออยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ เพื่อเป็นแนวทางและข้อมูลสำหรับนำไปใช้ร่วมกับการออกแบบสำหรับระบบลดการสั่นสะเทือนที่มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อไป

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียววางนอนและตัวแยกกันสะเทือนสามารถวิเคราะห์ได้ดังสมการที่ (1) ถึงสมการที่ (7) อ้างอิงมาจากงานวิจัย [11] เมื่อพิจารณาให้ตำแหน่งติดตั้งของชุดกลไกเพลาข้อเหวี่ยงเยื้องจากตำแหน่งจุดศูนย์ถ่วงมวลของคอมเพรสเซอร์ ให้เสื่อสูบ, ฝาสูบ และส่วนต่าง ๆ ที่ยึดติดกับเสื่อสูบเป็นวัตถุเกร็งมีมวลเป็น m และถูกยึดที่จุดภายในโครงกรอบ (housing) ที่พิจารณาเป็นสปริงแบบสามมิติ ที่มีค่าความยืดหยุ่นและค่าความหน่วงคงที่ในแต่ละทิศทางและเป็นอิสระซึ่งกันและกัน ดังแสดงในรูปที่ 1 พิจารณาแรงและโมเมนต์

เนื่องจากการเคลื่อนที่ของกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวกระทำที่จุด O ซึ่งเป็นจุดกำเนิดของระบบแกน O_{xyz} จุด G_0 เป็นจุดกำเนิดของระบบแกนรวม $\bar{XYZ}$ (global coordinate) หรือแกนเฉื่อยอ้างอิง ทับอยู่กับตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลของคอมเพรสเซอร์ C ซึ่งเป็นจุดกำเนิดของระบบแกนวัตถุ XYZ (body fixed coordinate) ที่สภาวะสมดุลสถิตย์ ที่สภาวะทำงานตำแหน่งของจุดศูนย์กลางมวล C ของระบบเกิดการกระจัดไปเล็กน้อยเป็นระยะ $x_c, y_c, z_c, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ เมื่อไม่คิดพจน์ gyroscopic



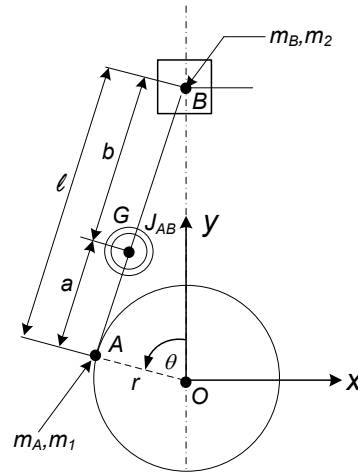
รูปที่ 1 แบบจำลองของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว

2.1 แรงเฉื่อยและโมเมนต์เฉื่อยที่เกิดจากกลไกของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว

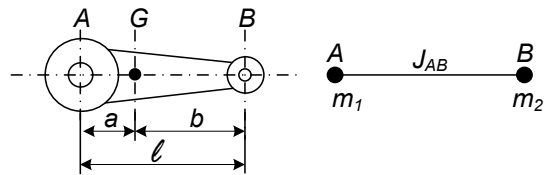
แบบจำลองของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว ดังแสดงในรูปที่ 1 เมื่อพิจารณาจากในระนาบ xy และ G คือ จุดศูนย์กลางถ่วงก้านสูบ ดังแสดงในรูปที่ 2 แรงสั่น (shanking force) และโมเมนต์สั่น (shanking moment) เนื่องจากการเคลื่อนที่ของกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวที่กระทำกับโครงกรอบคอมเพรสเซอร์รอบจุดศูนย์กลางมวลของระบบเขียนได้ดังสมการที่ (1) โดยที่ F_x คือ แรงสั่นในแนวแกน x , F_y คือ แรงสั่นในแนวแกน y และ M_z คือ โมเมนต์ที่เกิดขึ้นรอบแนวแกน z

จาก Genta [3] สามารถแทนก้านสูบด้วยมวลเทียบเท่าเชิงจลน์เป็นจุดกระทำที่จุด A ด้วยมวล m_1 และที่จุด B ด้วยมวล m_2 และโมเมนต์ความเฉื่อย J_{AB} ดังแสดงในรูปที่ 3

$$\begin{aligned} F_x &= -m_{rot} r \omega^2 \sin \theta \\ F_y &= (m_{rot} + m_{rec}) r \omega^2 \cos \theta \\ &+ m_{rec} r \omega^2 \left(\lambda \cos 2\theta - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\theta + \frac{9}{128} \lambda^5 \cos 6\theta \right) \quad (1) \\ M_z &= -J_{AB} \lambda \omega^2 \left(\sin \theta - \frac{3\lambda^2}{8} \sin 3\theta + \frac{15\lambda^4}{128} \sin 5\theta \right) \end{aligned}$$



รูปที่ 2 กลไกของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว ในระนาบ xy



รูปที่ 3 การเปลี่ยนก้านสูบด้วยมวลเทียบเท่าเชิงจลน์กระทำที่สลักสูบ B และสลักแขนข้อเหวี่ยง A และโมเมนต์เฉื่อย J_{AB}

เมื่อ r คือ ความยาวของเพลาชข้อเหวี่ยง

θ คือ ระยะเชิงมุมของก้านสูบ

m_1, m_2 คือ มวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบที่กระทำที่จุด A และที่จุด B ตามลำดับ

$$m_1 = m_G \frac{b}{l}, m_2 = m_G \frac{a}{l}$$

a คือ ระยะจุดศูนย์กลางถ่วงก้านสูบถึงสลักข้อเหวี่ยง

b คือ ระยะจุดศูนย์กลางถ่วงก้านสูบถึงสลักก้านสูบ

m_A คือ มวลของสลักเพลาชข้อเหวี่ยง

m_B คือ มวลของลูกสูบและสลักลูกสูบ

m_G คือ มวลของก้านสูบ

$$m_{rot} = m_A + m_1, m_{rec} = m_B + m_2$$

l คือ ความยาวของก้านสูบ โดยที่ $\lambda = r/l$

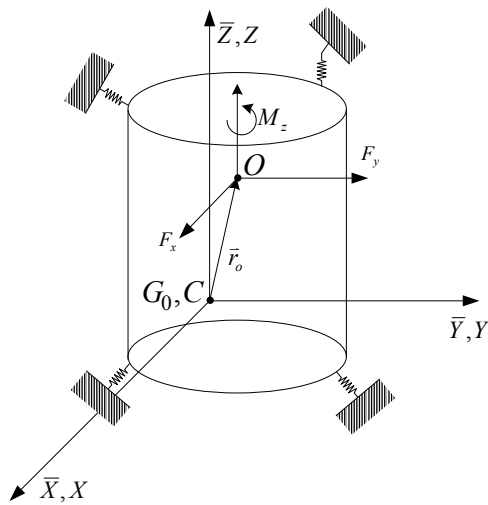
J_{AB} คือ ความต่างของโมเมนต์ความเฉื่อยที่ได้มวล เทียบเท่าเชิงจลน์กับโมเมนต์ความเฉื่อยของก้านสูบ

$$J_{AB} = J_G - m_G ab$$

J_G คือ โมเมนต์ความเฉื่อยของก้านสูบ

พิจารณาผลของแรงและทอร์กลัพธ์ที่กระทำกับโครง กรอบคอมเพรสเซอร์กระทำกับตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวล C ของวัตถุเกร็ง ดังแสดงในรูปที่ 4 ให้จุด O เป็นจุดตัด ของเส้นแนวแกนกระบอกสูบกับเส้นแนวนอนเพลลาข้อ เหยียดตำแหน่งจุด O เทียบกับตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวล C จะมีค่าเป็น $\vec{r}_O = x_O \vec{i} + y_O \vec{j} + z_O \vec{k}$ ซึ่งจากข้อมูล สมมติฐานที่ว่าระบบแกน xyz ขนานกับระบบแกน $\bar{X}\bar{Y}\bar{Z}$ เป็นผลให้แรง $\vec{f}_c$ ในระบบแกนรวม มีค่าเป็น $\vec{f}_c = f_{xc} \vec{i} + f_{yc} \vec{j} + f_{zc} \vec{k}$ โดยที่

$$\begin{aligned} f_{xc} &= F_x \\ f_{yc} &= F_y \\ f_{zc} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$



รูปที่ 4 แรงและโมเมนต์ที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของชุดกลไก คอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวกระทำที่จุด O

ทอร์กลัพธ์ที่กระทำรอบเพลลาข้อเหวี่ยงมีค่าเป็น $\vec{M}_{zo} = M_z \vec{k}$ โมเมนต์ที่เกิดจากแรงลัพธ์และทอร์กลัพธ์ ที่กระทำรอบจุดศูนย์กลางมวล C จะมีค่าเป็น

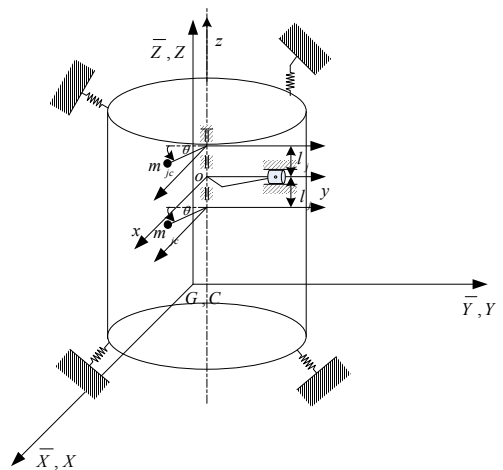
$$\vec{M}_c = \vec{r}_O \times \vec{f}_c + \vec{M}_{zo} \quad (3)$$

2.2 แรงและโมเมนต์ที่กระทำรอบจุดศูนย์กลางมวลที่เกิดจากมวลถ่วงสมดุล

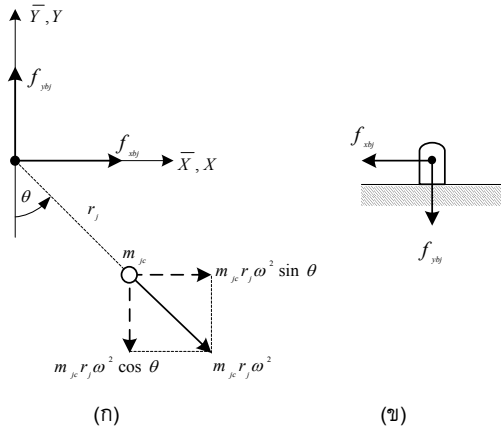
แบบจำลองชุดกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวที่ ติดมวลถ่วงสมดุล ดังแสดงในรูปที่ 5 พิจารณามวลถ่วง สมดุลขนาด m_{jc} ติดที่ระยะ r_j ที่ระนาบ j ใด ๆ เมื่อค่า $j = 1, 2$ พิจารณาแรงปฏิกิริยาที่โครงกรอบกระทำกับ เพลลาข้อเหวี่ยงที่ระนาบ j ใด ๆ โดยพิจารณาสมดุล พลศาสตร์ของแรงและทอร์กลัพธ์ที่เกิดขึ้นในแต่ละ แนวแกน เขียนในได้ดังสมการที่ (4) และสมการที่ (5) ตามลำดับ ผังวัตถุอิสระของชุดมวลถ่วงสมดุลที่ระนาบ j ดังแสดงในรูปที่ 6 (ก) และผังแรงปฏิกิริยาที่เกิดจากมวล ถ่วงสมดุลกระทำกับโครงกรอบคอมเพรสเซอร์ ดังแสดง ในรูปที่ 6 (ข)

$$\begin{aligned} f_{xb} &= (m_{1c} r_1 + m_{2c} r_2) \omega^2 \sin \theta \\ f_{yb} &= -(m_{1c} r_1 + m_{2c} r_2) \omega^2 \cos \theta \\ f_{zb} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} M_{xb} &= (z_0 + l_1) m_{1c} r_1 \omega^2 \cos \theta + (z_0 + l_2) m_{2c} r_2 \omega^2 \cos \theta \\ M_{yb} &= (z_0 + l_1) m_{1c} r_1 \omega^2 \sin \theta \\ &\quad + (z_0 + l_2) m_{2c} r_2 \omega^2 \sin \theta \\ M_{zb} &= -((m_{1c} r_1 + m_{2c} r_2) x_o \omega^2 \cos \theta \\ &\quad + (m_{1c} r_1 + m_{2c} r_2) y_o \omega^2 \sin \theta) \end{aligned} \quad (5)$$



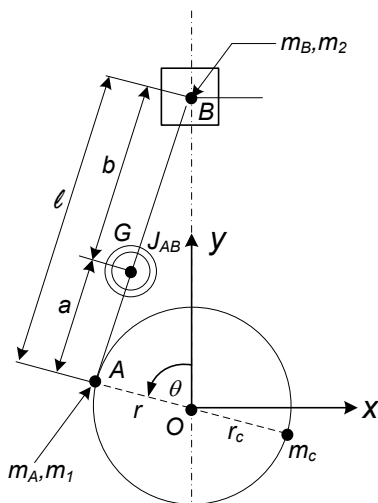
รูปที่ 5 แบบจำลองชุดกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวที่ติดมวล ถ่วงสมดุล m_{jc} ติดที่ระยะ r_j



รูปที่ 6 (ก) พังวัตถุอิสระของชุดมวลถ่วงสมดุลที่ระนาบ j
(ข) พังแรงปฏิกิริยาที่เกิดจากมวลถ่วงสมดุลกระทำกับ
โครงกรอบคอมเพรสเซอร์

2.3 แรงเฉื่อยและโมเมนต์เฉื่อยที่เกิดจากกลไกของ คอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวและมวลถ่วงสมดุล

รูปที่ 7 แสดงแบบจำลองชุดกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวที่ติดมวลถ่วงสมดุล เมื่อพิจารณาในระนาบ xy แรงเฉื่อยและโมเมนต์เฉื่อยที่เกิดขึ้นในแต่ละแนวแกนเขียนได้ดังสมการที่ (6) และ (7) ตามลำดับ



รูปที่ 7 แบบจำลองชุดกลไกคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียวที่ติดมวลถ่วงสมดุล เมื่อพิจารณาในระนาบ xy

$$F_{x,net} = (m_{1c}r_1 + m_{2c}r_2 - m_{rot}r)\omega^2 \sin \theta$$

$$F_{y,net} = (m_{rot}r + m_{rec}r - m_{1c}r_1 - m_{2c}r_2)\omega^2 \cos \theta$$

$$+ m_{rec}r\omega^2 \left(\lambda \cos 2\theta - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\theta + \frac{9\lambda^5}{128} \cos 6\theta \right) \quad (6)$$

$$F_{z,net} = 0$$

$$M_{x,net} = (-z_o m_{rot}r - z_o m_{rec}r + z_o m_{1c}r_1 + z_o m_{2c}r_2 \dots$$

$$+ l_1 m_{1c}r + z_o m_{2c}r_2 + l_2 m_{2c}r_2)\omega^2 \cos \theta$$

$$- z_o m_{rec}r\omega^2 \left(\lambda \cos 2\theta - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\theta + \frac{9\lambda^5}{128} \cos 6\theta \right)$$

$$M_{y,net} = (-z_o m_{rot}r + z_o m_{1c}r_1 + l_1 m_{1c}r_1 + z_o m_{2c}r_2 \dots$$

$$+ l_2 m_{2c}r_2)\omega^2 \sin \theta \quad (7)$$

$$M_{z,net} = (-x_o m_{rot}r + x_o m_{rec}r + x_o m_{1c}r_1 \dots$$

$$+ x_o m_{2c}r_2)\omega^2 \cos \theta + (y_o m_{rot}r - y_o m_{1c}r_1 \dots$$

$$- y_o m_{2c}r_2)\omega^2 \sin \theta - x_o m_{rec}r\omega^2 \left(\lambda \cos 2\theta \dots$$

$$- \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\theta + \frac{9\lambda^5}{128} \cos 6\theta \right) - J_{AB} \lambda \omega^2 (\sin \theta \dots$$

$$- \frac{3}{8} \sin 3\theta + \frac{15\lambda^4}{128} \sin 5\theta)$$

3. การหาค่าที่เหมาะสมที่สุดและการวิเคราะห์ปัญหา

จากวัตถุประสงค์ของการศึกษานี้ต้องการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของขนาดและตำแหน่งที่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลในการถ่วงสมดุลของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว เพื่อให้การสั่นสะเทือนมีค่าต่ำสุด โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.1 ข้อมูลออกแบบเบื้องต้นของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดียว

ตารางที่ 1 ข้อมูลคอมเพรสเซอร์ยูนิต [13]

มวลรวมคอมเพรสเซอร์ยูนิต	16.3	kg
มวลของลูกสูบและสลักลูกสูบ	0.134	kg
มวลก้านสูบ	0.044	kg
มวลของสลักเพลาลูกสูบ	0.067	kg
มวลของตุ้มถ่วง	0	kg
ความยาวก้านสูบ	40	mm
ความยาวเพลาลูกสูบ	11.9	mm
ระยะจุดศูนย์ถ่วงก้านสูบถึงสลักก้านสูบ	33.7	mm
ระยะจุดศูนย์ถ่วงก้านสูบถึงสลักข้อเหวี่ยง	16.3	mm
ความดันสูงสุด	16	MPa
ความเร็วรอบสูงสุด	3000	rpm
ความเร็วรอบเฉลี่ย	2950	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	2.0487×10^{-4}	kg-m ²
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 ²		

ตารางที่ 1 ข้อมูลคอมเพรสเซอร์ยูนิต (ต่อ) [13]

ตำแหน่งติดตั้งสปริง		
$x_{m1} = 0.000 \text{ m}$	$y_{m1} = -0.076 \text{ m}$	$z_{m1} = 0.056 \text{ m}$
$x_{m2} = -0.052 \text{ m}$	$y_{m2} = 0.060 \text{ m}$	$z_{m2} = 0.056 \text{ m}$
$x_{m3} = 0.052 \text{ m}$	$y_{m3} = 0.060 \text{ m}$	$z_{m3} = 0.056 \text{ m}$
ค่าคงที่ของสปริง		
$k_{xm1} = 30,500 \text{ N/m}$	$k_{ym1} = 30,500 \text{ N/m}$	$k_{zm1} = 63,000 \text{ N/m}$
$k_{xm2} = 30,500 \text{ N/m}$	$k_{ym2} = 30,500 \text{ N/m}$	$k_{zm2} = 63,000 \text{ N/m}$
$k_{xm3} = 30,500 \text{ N/m}$	$k_{ym3} = 30,500 \text{ N/m}$	$k_{zm3} = 63,000 \text{ N/m}$
ค่าตัวประกอบการหน่วง $\zeta = 0.05$		

อ้างอิงข้อมูลคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวของระบบทำความเย็น มีขนาด $34\text{-}45 \text{ cm}^3$ แบบลูกสูบแนวนอน โดยคอมเพรสเซอร์ยูนิต ถูกติดตั้งด้วยสปริงยึด 3 ตัว ยึดต่อกับ hermetic housing ซึ่งยึดกับพื้นและใช้มอเตอร์เฟสเดียวในการทำงาน โดยพิจารณาความเร็วรอบในการทำงานที่ความเร็วรอบเฉลี่ย โดยอ้างอิงข้อมูลคุณลักษณะคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวจากงานวิจัยของ Dufour [13] ข้อมูลต่าง ๆ ดังแสดงในตารางที่ 1

3.2 ตัวแปรออกแบบ

ตัวแปรออกแบบ 2 ตัวแปร คือ ขนาด (m_c) และตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุล (r_c) พิจารณาให้ มวลถ่วงสมดุล มีขนาด m_{jc} ติดที่ระยะ r_j ที่ระนาบ j ใด ๆ เมื่อ $j = 1, 2$ ดังแสดงในรูปที่ 7 โดยมีขนาดเท่ากันในทุกระนาบ ซึ่งจากเงื่อนไขออกแบบนี้ขนาดของมวลถ่วงสมดุลในแต่ละระนาบ มีค่าเท่ากับ $0.5m_c$ โดยสมการหาขนาดของการถ่วงสมดุลรวม หาได้จากสมการที่ (8)

$$m_c = m_{rot} + km_{rec} \quad (8)$$

โดยที่ค่าคงที่ k มีค่าระหว่าง 0 ถึง 1 m_{rot} คือ ผลรวมขนาดมวลของสลักเพลาลูกสูบกับมวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบด้านเพลาลูกสูบ m_{rec} คือ ผลรวมของขนาดมวลของลูกสูบและสลักกับมวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบด้านลูกสูบ ตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุล (r_c) กำหนดให้มีค่าเท่ากันในทุกระนาบ j และระยะไม่เกินความยาวแขนข้อเหวี่ยง หาค่า k และ r_c ที่เหมาะสมที่สุดที่ทำให้การสั่นสะเทือนรวมมีค่าต่ำที่สุด

3.3 ฟังก์ชันวัตถุประสงค์

จากฟังก์ชันวัตถุประสงค์ของการศึกษาที่ต้องการลดการสั่นสะเทือนในทิศทาง x กับทิศทาง y โดยขนาดการสั่นสะเทือนจะมีค่าทั้งบวกและลบ และมีค่าเปลี่ยนแปลงตามมุมการหมุนของเพลาลูกสูบ การวัดขนาดการสั่นสะเทือน จึงบอกในลักษณะของขนาดโดยรวม (overall value) ซึ่งในการศึกษานี้จะเลือกใช้ค่าผลรวมที่ได้จากการนำสัญญาณที่วัดในแนวแกน x และแกน y ยกกำลังสองแล้วถอดรากที่สอง โดยจากสมการที่ (6) พิจารณาเฉพาะพจน์ของ θ และ 2θ จะได้เป็น

$$F_{x,net} = (m_c r_c - m_{rot} r) \omega^2 \sin \theta \quad (9)$$

$$F_{y,net} = [(m_{rot} + m_{rec})r - m_c r_c] \omega^2 \cos \theta + m_{rec} r \omega^2 (\lambda \cos 2\theta) \quad (10)$$

โดยจะใช้ค่าแรงสั่นสะเทือนรวมสูงสุดในแต่ละรอบการหมุนของเพลาลูกสูบ ($0\text{-}2\pi$) กำหนดเป็นฟังก์ชันวัตถุประสงค์

$$F_{max} = \left(\sqrt{F_{x,net}^2 + F_{y,net}^2} \right)_{max} \quad (11)$$

3.4 การกำหนดฟังก์ชันข้อบังคับ

การกำหนดฟังก์ชันข้อบังคับ การหาค่าเหมาะสมที่สุดนี้จัดเป็นปัญหาการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบฟังก์ชันเป้าหมายเดียว (single objective optimization problem) ประกอบไปด้วย 2 ฟังก์ชันข้อบังคับ คือ ระยะในการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและขนาดมวลถ่วงสมดุล

3.3.1 ข้อบังคับระยะในการติดตั้งมวลถ่วงสมดุล

โดยระยะในการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลจะไม่เกินความยาวแขนข้อเหวี่ยง นั่นคือ

$$0 \leq r_c \leq r \quad (12)$$

เมื่อ r คือ ความยาวแขนข้อเหวี่ยงซึ่งมีค่าเท่ากับ 0.0119 m ดังนั้นจะได้

$$0 \leq r_c \leq 0.0119 \quad (13)$$

3.3.2 ข้อบังคับขนาดมวลถ่วงสมดุล

เนื่องจากขนาดแรงที่ไม่สมดุลจะเกิดจากมวลของก้านสูบพิจารณาที่สลักแขนข้อเหวี่ยงและสลักลูกสูบ, มวลสลักแขนข้อเหวี่ยง, มวลของสลักลูกสูบและมวลของ

ลูกสูบ ในการกำหนดมวลที่ใช้ในการถ่วงสมดุลจะกำหนดขึ้นจากขนาดของมวลดังกล่าว สามารถกำหนดได้ดังสมการที่ (14)

$$m_c = (m_A + m_G \frac{b}{l}) + (0 \text{ ถึง } 1) (m_B + m_G \frac{a}{l}) \quad (14)$$

เขียนอยู่ในรูปข้อบังคับได้เป็นสมการที่ (15)

$$(m_A + m_G \frac{b}{l}) \leq m_c \leq (m_A + m_G \frac{b}{l}) + (m_B + m_G \frac{a}{l}) \quad (15)$$

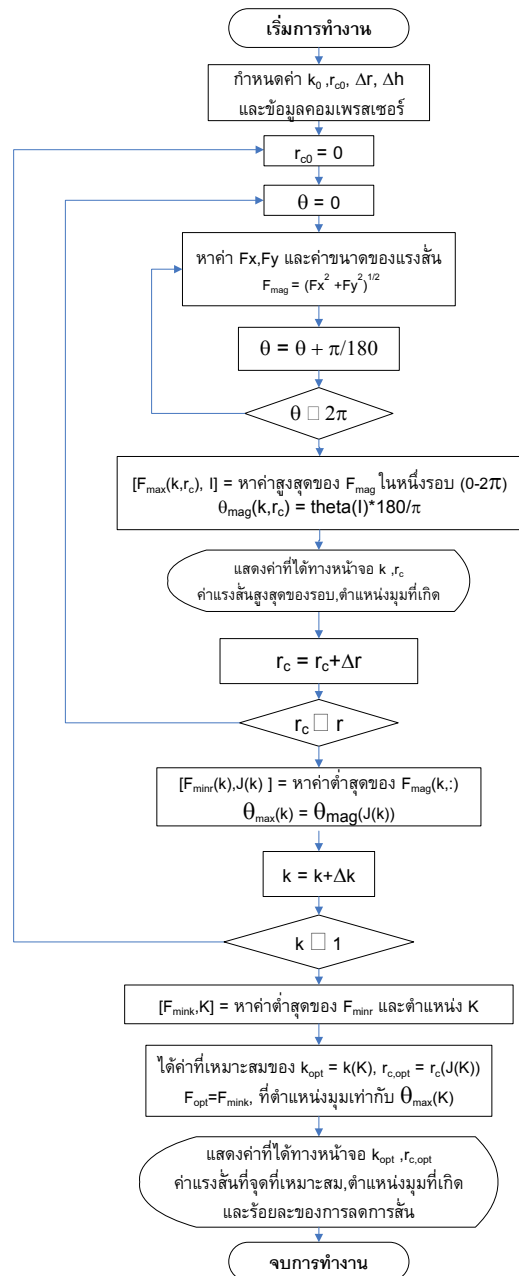
3.4 โปรแกรมหาค่าเหมาะสมที่สุด

ในการหาค่าเหมาะสมที่สุดจะเลือกใช้เขียนโปรแกรมวิธีการค้นหาที่เหมาะสมที่โดยเลือกวิธีการค้นหาแบบ Exhaustive Search อัลกอริธึมดังกล่าวนี้จะใช้ในการหาค่าเหมาะสมที่สุดของฟังก์ชันแบบไม่ซับซ้อนมาก สามารถใช้ได้กับปัญหาที่มีข้อบังคับแบบเป็นเชิงเส้นและไม่เป็นเชิงเส้น โดยแบ่งกรณีศึกษาเป็น 2 กรณี คือ แบบไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลและแบบติดตั้งมวลถ่วงสมดุล โดยเปรียบเทียบค่าร้อยละการลดแรงสั่นสะเทือนหลังจากติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่จุดที่ให้ค่าเหมาะสมที่สุดเทียบกับเมื่อไม่ได้ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล และเพื่อศึกษาความสัมพันธ์การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจากตัวแปรต่าง ๆ คือ k , ตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุล (r_c) และความเร็วรอบการทำงาน (N) โดยพิจารณาการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในทิศทางต่าง ๆ ที่แต่ละตำแหน่งองศาเพลาช้อเหวี่ยง โดยแบ่งเป็นกรณีศึกษาได้เป็น 5 กรณีดังนี้

- 1) เมื่อไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล
- 2) เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุล โดยใช้ค่าที่เหมาะสมของตัวแปรออกแบบที่คำนวณได้
- 3) เมื่อ k มีค่าเปลี่ยน กำหนดให้ k มีค่าเท่ากับ 0.5, 0.6, 0.6299 และ 0.7
- 4) เมื่อ r_c มีค่าเปลี่ยน กำหนดให้ r_c/r มีค่าเท่ากับ 0.25, 0.5, 0.75 และ 1
- 5) เมื่อความเร็วรอบการทำงานมีค่าเปลี่ยน กำหนดให้ $N = 1500, 2000, 2500$ และ 3000 rpm

จากทั้ง 5 กรณีเขียนกราฟความสัมพันธ์ที่พิจารณาในแต่ละกรณีเทียบกับขนาดของแรงสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในทิศทางต่าง ๆ และตำแหน่งองศาเพลาช้อเหวี่ยงแล้ว

วิเคราะห์ผลลัพธ์ที่ได้ ผังงาน (flowchart) ของโปรแกรมหาค่าที่เหมาะสมแบบ Exhaustive Search อัลกอริธึมนี้แสดงในรูปที่ 8



รูปที่ 8 ผังงานของโปรแกรมหาค่าที่เหมาะสมแบบ Exhaustive Search อัลกอริธึม

4. ผลการทดลองและวิจารณ์ผล

การแสดงผลของโปรแกรมหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของขนาดและตำแหน่งติดตั้งมวลถ่วงสมดุล ดังแสดงในรูปที่ 9 ซึ่งประกอบไปด้วย

- 1) ตัวแปรออกแบบที่ได้จากการหาค่าเหมาะสมที่สุด คือ k และ r_c
- 2) ค่าฟังก์ชันเป้าหมาย คือ แรงสั่นสะเทือนสูงสุดในแต่ละรอบ
- 3) ตำแหน่งที่ฟังก์ชันเป้าหมายเกิดขึ้นในแต่ละรอบการหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง
- 4) ค่าร้อยละการลดแรงสั่นสะเทือนหลังจากติดตั้งมวลถ่วงสมดุลจุดที่ให้ค่าเหมาะสมที่สุดเทียบกับเมื่อไม่ได้ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล

k	r_c/r	$F_{max}(N)$	Angle(°)	%Rdc
0.0000	0.0000	318.3321	0	0.00
:	:	:	:	:
.	.	.	.	.
0.6218	0.9717	109.8853	0	65.48
0.6218	0.9725	109.7050	0	65.54
0.6218	0.9734	109.5247	0	65.59
0.6218	0.9742	109.6591	101	65.55
0.6218	0.9750	109.8005	101	65.51
:	:	:	:	:
.	.	.	.	.
1.0000	1.0000	173.1739	0	90

===== Unbalance Case =====

Maximum shaking force: 318.332093 at 0 deg.

===== Counter Weight Case =====

Maximum shaking force: 109.524747 at 0 deg.

Percentage of shaking reduction: 65.59 %

Results of optimum point of weight and length of installation.

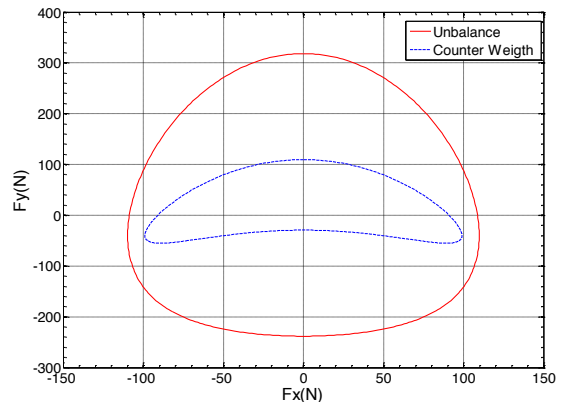
1. k optimum value is 0.621800.

2. r_c/r optimum value is 0.973361.

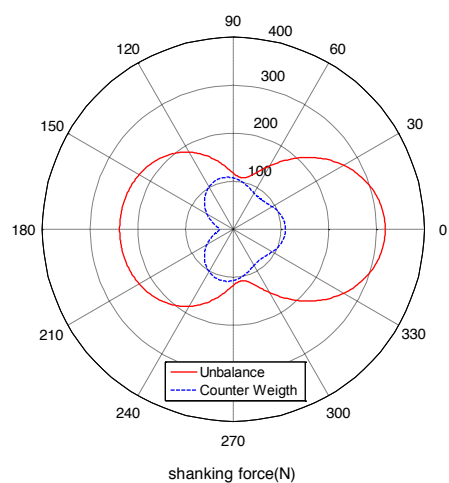
รูปที่ 9 การแสดงผลของโปรแกรมหาค่าที่เหมาะสมที่สุดแบบ Exhaustive Search อัลกอริทึม

ในคอมพิวเตอร์แบบสับเดียวไม่สามารถทำการสมดุลได้ แต่สามารถทำให้เกิดแรงไม่สมดุลน้อยที่สุดได้ โดยการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลด้วยขนาดของมวลที่เหมาะสมและใช้หลักการทางออฟติไมซ์เพื่อคำนวณหาค่าที่เหมาะสมที่สุดได้ ผลการคำนวณเป็นดังนี้

กรณีที่ 1 เมื่อไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล ส่งผลให้เกิดการสั่นสะเทือนรวมมากที่สุดมีขนาดเท่ากับ 318.3321 N ที่ $\theta = 0^\circ$ ความสัมพันธ์ของแรงสั่นในทิศทาง x และ y ดังแสดงในรูปที่ 10 แรงสั่นในแนวแกน y มีขนาดสูงมากและลักษณะสมมาตรในแนวแกน y ความสัมพันธ์ของขนาดแรงสั่นสะเทือนรวมที่เกิดขึ้นที่แต่ละตำแหน่งองศาของเพลาช้อเหวี่ยง ดังแสดงในรูปที่ 11



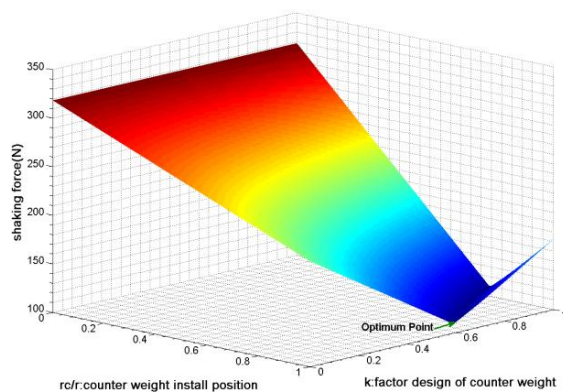
รูปที่ 10 ความสัมพันธ์ของแรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และ y เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.9734$ และไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล



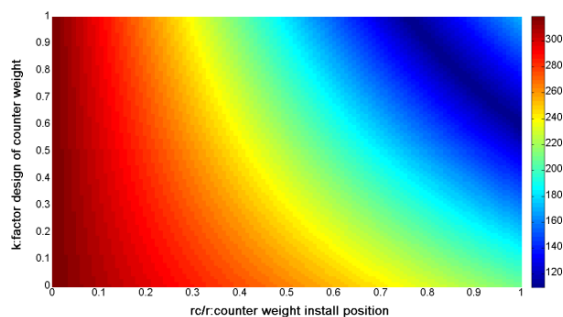
รูปที่ 11 ความสัมพันธ์ของขนาดแรงสั่นสะเทือนกับองศาของเพลาช้อเหวี่ยง เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.9734$ และไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล

กรณีที่ 2 เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุล โดยใช้ค่าที่เหมาะสมของตัวแปรออกแบบที่คำนวณได้ ได้ความสัมพันธ์ระหว่าง $F_{max}(k, r_c/r)$ กับตัวแปรออกแบบ $k, r_c/r$ ดังแสดงในรูปที่ 12 พบว่าค่าที่เหมาะสมที่สุดของ k ได้เท่ากับ 0.6218 คิดเป็นขนาดมวลถ่วงสมดุลเท่ากับ

0.1189 kg และได้ตำแหน่งเหมาะสมที่สุดของการติดตั้งมวลถ่วงดุลเป็น $r_c/r = 0.9734$ ซึ่งจะให้ค่าแรงสั่นที่มากที่สุดเท่ากับ 109.5247 N ที่ $\theta = 0^\circ$ สามารถลดการสั่นได้ 65.59 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบขนาดแรงสั่นกรณีทำการถ่วงสมดุลโดยการติดตั้งมวลถ่วงสมดุลกับไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุล จากรูปที่ 13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $F_{max}(k, r_c/r)$ กับตัวแปรออกแบบ $k, r_c/r$ ในมุมมอง X-Y (X-Y view) จะเห็นถึงโดยช่วงก่อนถึงช่วงแรงสั่นสะท้อนรวมต่ำ ฟังก์ชันเป้าหมายจะมีค่าลดลงตาม k และ r_c/r ที่เพิ่มขึ้น ช่วงที่ให้ค่าแรงสั่นสะท้อนรวมมีค่าต่ำ เกิดจากผลของค่า k ในช่วงค่าประมาณ 0.55-1.00 และค่า r_c/r ในช่วงค่าประมาณ 0.80-1.00 ทั้งนี้ขึ้นกับการกำหนดค่า k และ r_c/r ที่เหมาะสม มิฉะนั้นจะส่งผลให้ฟังก์ชันเป้าหมายสูงขึ้นอีกในช่วงหลัง



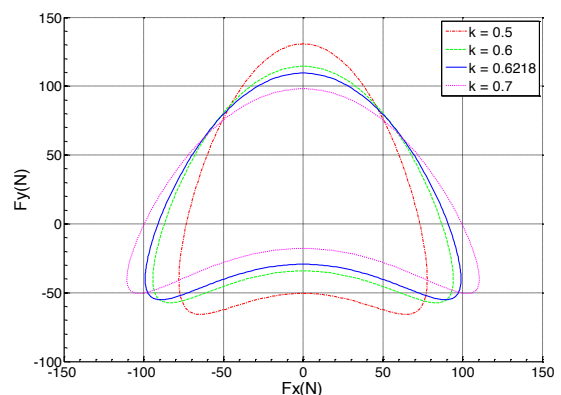
รูปที่ 12 ความสัมพันธ์ระหว่าง $F_{max}(k, r_c/r)$ กับตัวแปรออกแบบ $k, r_c/r$



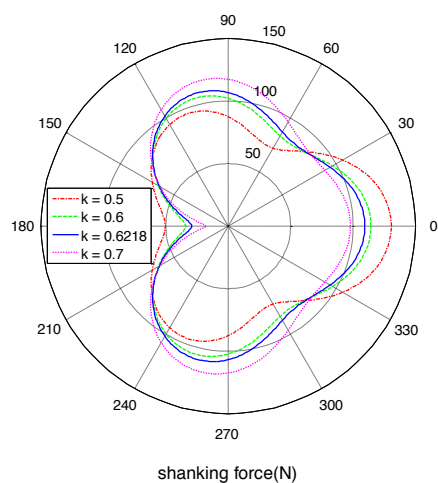
รูปที่ 13 ความสัมพันธ์ระหว่าง $F_{max}(k, r_c/r)$ กับตัวแปรออกแบบ $k, r_c/r$ ที่มุมมอง X-Y

กรณีที่ 3 เมื่อ k มีค่าเปลี่ยน กำหนดให้ k มีค่าเท่ากับ 0.5, 0.6, 0.6218 และ 0.7 เมื่อเปรียบเทียบแรงสั่นสะท้อนในแนวแกน x และ y ที่ความเร็วรอบคงที่ ที่ความเร็วรอบการทำงานเฉลี่ย, $r_c/r = 0.9734$ พบว่าเมื่อ

เพิ่มค่า k แรงสั่นในแนวแกน y จะมีค่าลดลง แต่แรงสั่นในแนวแกน x จะมีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 14 และความสัมพันธ์ของแรงสั่นสะท้อนกับ k เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่แต่ละองศาเพลลาข้อเหวี่ยง ดังแสดงในรูปที่ 15 พบว่า เมื่อค่า k เพิ่มขึ้นขนาดของแรงสั่นสะท้อนที่ตำแหน่งองศาเพลลาข้อเหวี่ยงในช่วงค่าประมาณ $0-45^\circ$, $141-220^\circ$ และ $316-360^\circ$ จะมีค่าลดลง แต่ที่ตำแหน่งองศาเพลลาข้อเหวี่ยงในช่วงค่าประมาณ $46-140^\circ$ และ $221-315^\circ$ จะมีค่าเพิ่มขึ้น ตามผลรวมของแรงสั่นสะท้อนในแนวแกน x และแกน y



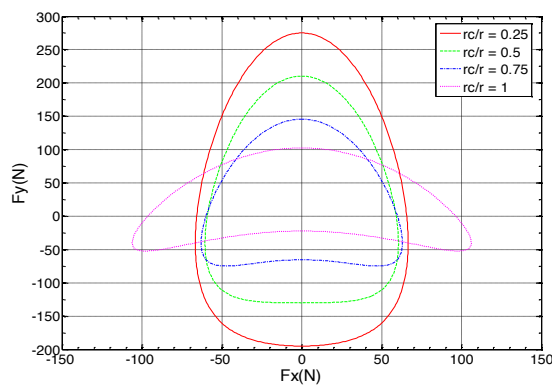
รูปที่ 14 ความสัมพันธ์ของแรงสั่นสะท้อนในแนวแกน x และ y กับ k เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $r_c/r = 0.9734$, $k = 0.5, 0.6, 0.6218$ และ 0.7



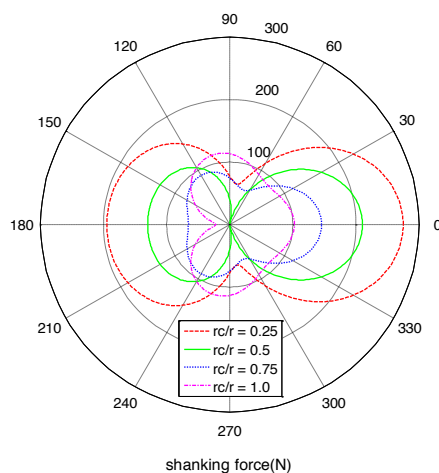
รูปที่ 15 ความสัมพันธ์ของขนาดแรงสั่นสะท้อนกับ k เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $r_c/r = 0.9734$, $k = 0.5, 0.6, 0.6218$ และ 0.7

กรณีที่ 4 เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของ

แรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และ y กับ r_c/r เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, ความเร็วรอบการทำงานเฉลี่ย, $r_c/r = 0.25, 0.5, 0.75$ และ 1 พบว่า เมื่อ r_c เพิ่มขึ้นขนาดของแรงสั่นในแนวแกน y จะมีค่าลดลง แต่แรงสั่นในแนวแกน x จะมีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 16 และความสัมพันธ์ของขนาดของแรงสั่นสะเทือนกับ r_c/r เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุล ที่แต่ละองศาเฟลาข้อเหวี่ยง ดังแสดงในรูปที่ 17 พบว่า เมื่อค่า r_c/r เพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งองศาเฟลาข้อเหวี่ยงในช่วงค่าประมาณ $0-45^\circ$ และ $141-220^\circ$ จะส่งผลให้ค่าแรงสั่นสะเทือนรวมมีค่าลดลง แต่ที่ตำแหน่งองศาเฟลาข้อเหวี่ยงมีในช่วงค่าประมาณ $46-140^\circ$ และ $221-360^\circ$ ค่าแรงสั่นสะเทือนรวมมีการเปลี่ยนแปลงตามการเปลี่ยนแปลงของผลรวมแรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และแกน y

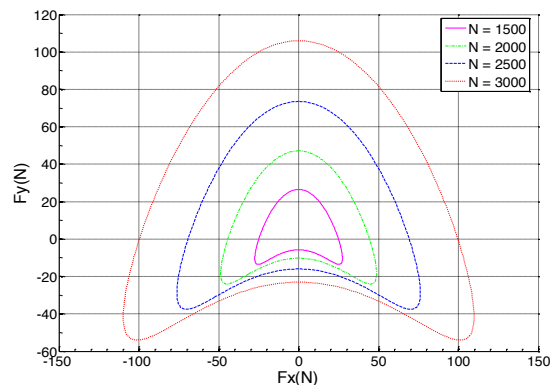


รูปที่ 16 ความสัมพันธ์ของแรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และ y กับ r_c/r เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.25, 0.5, 0.75$ และ 1

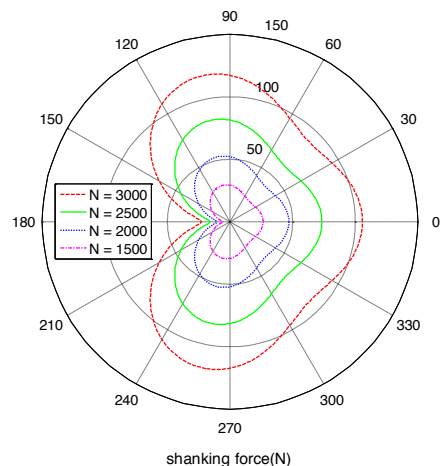


รูปที่ 17 ความสัมพันธ์ของขนาดแรงสั่นสะเทือนกับ r_c/r เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.25, 0.5, 0.75$ และ 1

กรณีที่ 5 เมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ของแรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และ y กับความเร็วรอบในการทำงาน เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.9734$, $N = 1500, 2000, 2500$ และ 3000 rpm พบว่าเมื่อความเร็วรอบในการทำงานมีค่าเพิ่มขึ้นขนาดของแรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และ y จะมีค่าเพิ่ม ดังแสดงในรูปที่ 18 และความสัมพันธ์ของขนาดของแรงสั่นสะเทือนกับความเร็วรอบในการทำงาน ที่แต่ละองศาเฟลาข้อเหวี่ยง ดังแสดงในรูปที่ 19 พบว่า การเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบส่งผลให้ค่าแรงสั่นสะเทือนรวมมีค่าเพิ่มขึ้นที่แต่ละมุมองศาเฟลาข้อเหวี่ยงเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบส่งผลให้ค่าแรงสั่นสะเทือนเพิ่มขึ้นทั้งในแกน x และแกน y นั้นเอง



รูปที่ 18 ความสัมพันธ์ของแรงสั่นสะเทือนในแนวแกน x และ y กับความเร็วรอบในการทำงาน เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.9734$, $N = 1500, 2000, 2500$ และ 3000 rpm



รูปที่ 19 ความสัมพันธ์ของขนาดแรงสั่นสะเทือนกับความเร็วรอบในการทำงาน เมื่อติดตั้งมวลถ่วงสมดุลที่ $k = 0.6218$, $r_c/r = 0.9734$, $N = 1500, 2000, 2500$ และ 3000 rpm

5. สรุป

ในคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยวไม่สามารถทำการสมดุลได้ แต่สามารถทำให้เกิดแรงไม่สมดุลน้อยที่สุดได้ โดยการเพิ่มมวลถ่วงสมดุล จากนั้นใช้หลักการออฟติไม้มเพื่อหาขนาดและตำแหน่งติดตั้งของมวลถ่วงสมดุลที่เหมาะสมเพื่อให้เกิดการสั่นสะเทือนน้อยที่สุด ซึ่งจากการคำนวณพบว่า ค่าที่เหมาะสมในการเพิ่มมวลถ่วงสมดุลคือ ขนาดมวลถ่วงสมดุลเท่ากับมวลเคลื่อนที่แบบหมุน (rotating mass, m_{rot}) คือ ผลรวมขนาดมวลของสลักเพลาช้อเหวี่ยงกับมวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบด้านเพลาช้อเหวี่ยง บวกกับค่าคงที่ k คูณมวลเคลื่อนที่แบบกลับไปกลับมา (reciprocating mass, m_{rec}) คือ ผลรวมของขนาดมวลของลูกสูบและสลักกับมวลเทียบเท่าเชิงจลน์ของก้านสูบด้านลูกสูบ โดยที่ค่าคงที่ k มีค่าเท่ากับ 0.6218 และติดตั้งที่ตำแหน่งด้านตรงข้ามกับเพลาช้อเหวี่ยงเป็นระยะเมื่อเทียบกับความยาวแขนช้อเหวี่ยง (r_c/r) เท่ากับ 0.9734 จะส่งผลทำให้เกิดแรงสั่นสะเทือนมีค่าขนาดน้อยลง โดยเมื่อเทียบกับกรณีไม่ติดตั้งมวลถ่วงสมดุลแล้วสามารถลดการสั่นสะเทือนได้ถึงร้อยละ 65.59 เมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเฉลี่ยของการทำงาน

เอกสารอ้างอิง

- [1] มงคล มงคลวงศ์โรจน์และวลีพรรณ กันเนื่อง. 2542. การถ่วงดุลของเครื่องยนต์สันดาปภายในชนิดหนึ่งสูบเพื่อให้เกิดแรงสั่นต่ำที่สุด. วิศวกรรมลาดกระบัง. ปีที่ 16, 4: 106-111.
- [2] Holowenko, A.R. 1980. Dynamic of machinery, John Wiley & Sons, New York.
- [3] Genta, G. 1995. Vibration of Structures and Machinery, Springer Verlag, New York.
- [4] Sadler, J.P. and Wilson, E.C. 2003. Kinematics and Dynamics of Machinery 3rd Edition, New Jersey, Prentice-Hall.
- [5] Spiekermann, C.E., Radcliffe, C.J. and Goodman, E.D. 1985. Optimal Design and Simulation of Vibration Isolation System, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, 107: 271-276.
- [6] Swanson, D.A., Wu, H.T. and Ashrafiuon, H. 1993. Optimization of Aircraft Engine Suspension systems. Journal of Aircraft, 30: 979-984.
- [7] Ashrafiuon, H. 1993. Design optimization of aircraft engine-mount systems, Journal of vibration and acoustics, 115: 463-467.
- [8] Snyman, J.A., Heyns, P.S. and Vermeulen, P.J. 1995. Vibration isolation of a mounted engine through optimization, Mech. Mach. Theory, 30: 109-118.
- [9] Chiou, S.T., Bai, G.J. and Chang, W.K. 1998. Optimum Balancing Designs of the Drag-link Drive of Mechanical Presses for Precision Cutting, Int. J. Mach. Tools Manufact., 38: 131-141.
- [10] Tao, J.S., Liu, G.R. and Lam, K.Y. 2000. Design Optimization of Marine Engine-Mount System, Journal of Sound and Vibration, 235: 477-494.
- [11] มนต์ศักดิ์ พิมสารและธีรพัฒน์ ชมภูคำ. 2550. การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบเดี่ยว. วิศวกรรมลาดกระบัง. ปีที่ 24, 3: 42-47.
- [12] ธีรพัฒน์ ชมภูคำและมนต์ศักดิ์ พิมสาร. 2551. การออกแบบเชิงออฟติไม้มเพื่อลดการสั่นสะเทือนของคอมเพรสเซอร์แบบสูบเดี่ยว. วิศวกรรมสาร มก. 66: 59-69.
- [13] Defour, R., Der, J., Hagopian and Lalanne, M. 1995. Transient and Steady State Dynamic Behavior of Single Cylinder Compressors: Prediction and Experiments, Journal of Sound and Vibration, 181: 23-41.