



วารสารวิศวกรรมศาสตร์และนวัตกรรม Journal of Engineering and Innovation

บทความวิจัย

การจำลองผลเชิงตัวเลขของใบพัดกังหันกวนผสมแบบแกนตั้งด้วยหลักการวิเคราะห์ทางไฟไนต์เอลิเมนต์

Numerical simulation of in vertical agitation turbine blade using the finite element method

วีระยุทธ หล้าอมรชัยกุล

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลล้านนา พิษณุโลก อำเภอเมือง จังหวัดพิษณุโลก 65000

Werayoot Lahamornchaiyakul

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Lanna Phitsanulok
Campus Phitsanulok 65000

Corresponding author.

E-mail: werayootmutl@gmail.com; Telephone: 0620621219

วันที่รับบทความ 12 กุมภาพันธ์ 2564; วันที่แก้ไขบทความครั้งที่ 1 18 มีนาคม 2564; วันที่ตอบรับบทความ 9 มิถุนายน 2564

บทคัดย่อ

บทความนี้ได้ทำการศึกษาและทำการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของใบพัดกังหันกวนผสมสำหรับอุตสาหกรรมอาหารต่าง ๆ โดยเฉพาะอุตสาหกรรมน้ำผลไม้ รูปแบบการสั่นสะเทือนทางกลที่เกิดขึ้นในระหว่างการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมจะส่งผลกระทบต่อความผิดพลาดและอาจสร้างความเสียหายให้เกิดขึ้นในการออกแบบและทำการทดสอบ เช่น การสั่นพ้อง เป็นต้น ในการศึกษาและวิจัยนี้จะดำเนินการวิเคราะห์รูปแบบความถี่ธรรมชาติ รูปร่างของการสั่น และการคำนวณหาขนาดเพลาส่งกำลัง แบบจำลองใบพัดกังหันกวนผสม ในงานวิจัยนี้ใบพัดกังหันกวนผสมมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดเท่ากับ 170 มิลลิเมตร และมีความยาวของเพลาส่งกำลังเท่ากับ 750 มิลลิเมตร ในการศึกษาได้ใช้เทคนิควิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโมดูลการวิเคราะห์ความเค้น และโมดูลการวิเคราะห์มิติตัวแปร (Parametric Dimension) ของโปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Autodesk Inventor Professional 2014) จากการศึกษาและวิจัยจะเป็นประโยชน์ต่อการควบคุมการสั่นของใบพัดกังหันกวนผสมที่เกิดขึ้นในกระบวนการผลิตสำหรับอุตสาหกรรมน้ำผลไม้ต่อไป

คำสำคัญ

ใบพัดกังหันกวนผสม ระเบียบวิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ การวิเคราะห์การสั่นสะเทือน การจำลองผลเชิงตัวเลข

Abstract

This paper is to study and analyze the vibration of the agitation turbine blade for food industries, particularly in fruit juice industry. The mechanical vibrations will occur during the rotation of agitation turbine blade and will affect to make the errors and damages in the agitation design and test such as resonant problem. This research analyzes the natural frequency and mode shape of agitation turbine blade model with the diameter of 170 and shaft length is 750 millimeters by Finite Element Method using Stress Analysis and Parametric Dimension modules in Autodesk Inventor Professional Version 2014 program. Which the result will be useful against the vibration control of agitation turbine blade in the manufacturing process of fruit juice industry.

Keywords

vertical agitation turbine blade; finite element method; vibration analysis; numerical simulation

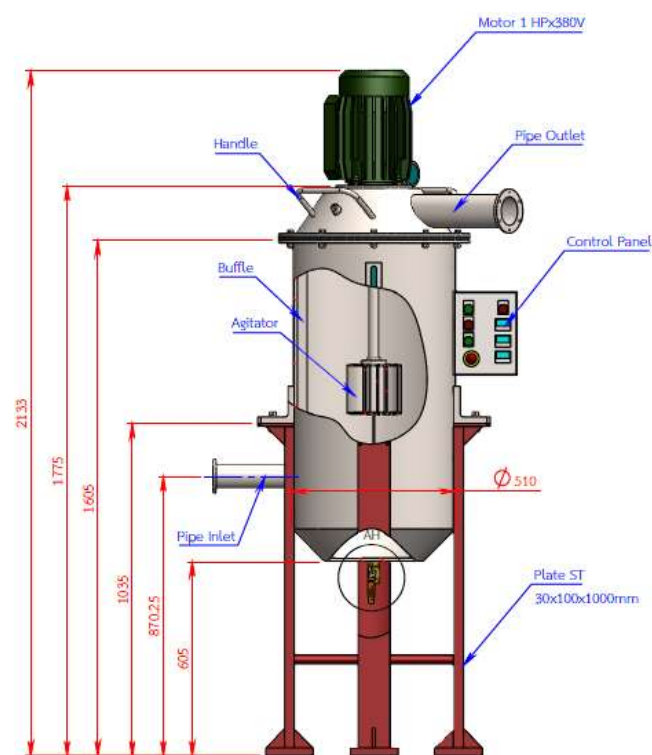
1. บทนำ

ภายใต้ระบบการทำงานที่มีภาระของการสั่นสะเทือนทางกลย่อมจะส่งผลกระทบต่ออายุการใช้งานของชิ้นส่วนของเครื่องจักร อาทิเช่น โครงสร้างหลัก เฟลาส่งกำลัง และชิ้นส่วนอื่นอีกมากมาย โดยเฉพาะความถี่ของแรงกระทำ (Exciting Frequency) ที่ตรงหรืออยู่ในย่านเดียวกันกับค่าความถี่ธรรมชาติของระบบการทำงานหลัก จะทำให้เกิดการสั่นพ้อง ซึ่งเป็นผลต่อการสร้างความเสียหายกับโครงสร้างเครื่องจักรอย่างยิ่ง [1]

ในปัจจุบันการออกแบบใบพัดกั้นกวนผสมมาใช้ในอุตสาหกรรมอาหารมีมากมายหลากหลายวิธีการ ทั้งในส่วนของการใช้ประสบการณ์ การใช้สมการทางคณิตศาสตร์ การใช้คอมพิวเตอร์ช่วยในการออกแบบ ล้วนแต่มีประโยชน์และมีความจำเป็นต่อประสิทธิภาพการทำงานโดยตรงของระบบของการกวนผสมในอุตสาหกรรม ถ้ากระบวนการออกแบบไม่ดี อาจส่งผลโดยตรงต่อคุณภาพอาหาร เครื่องดื่ม หรืออาจเกิดขึ้นกับตัวเครื่องจักรเอง เป็นต้น การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนถือได้ว่าเป็นอีกหนึ่งเทคโนโลยีทางด้านการออกแบบทางวิศวกรรมที่เข้ามาช่วยในการแก้ปัญหาเรื่องของระบบการออกแบบที่เกิดขึ้นกับการสั่นแบบต่าง ๆ การวิเคราะห์การสั่นของใบพัดกั้นกวนผสมในแนวแกนตั้ง จึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง เพราะการสั่นในระหว่างการทำงาน อาจส่งผลกระทบต่อผลิตและอายุการใช้งานของใบพัดกั้นกวนผสมและตลับลูกป็น ดังนั้น การออกแบบเครื่องจักรกวนผสมให้สามารถทำงานได้ตามที่กำหนด และออกแบบให้ย่านความถี่ของเครื่องให้ทำงานคนละย่านกับค่าความถี่ธรรมชาติ ปัญหาการสั่นพ้องก็จะไม่เกิดขึ้นกับระบบการทำงานของเครื่องจักร และช่วยเพิ่มอายุการทำงานให้เครื่องจักรกวนผสมได้ยาวนานขึ้น การออกแบบอย่างเป็นระบบจะช่วยให้การสร้างความมั่นใจและความน่าเชื่อถือให้กับระบบการผลิตในอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งจะทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในกระบวนการผลิตได้มาก

ในปี 2018 Harsh R. Panya และคณะ 2018 [2] ได้มีการศึกษาและวิเคราะห์เฟลาหมุนและส่วนประกอบอื่น ๆ ในระบบปั่นหมุนด้วยค่าความเร็วใกล้เคียงกับความถี่ธรรมชาติของระบบการทำงานที่ไม่ปลอดภัย ในปี 2551 จิรพล และคณะ [3] ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์การสั่นของหุ่นยนต์ที่มีพื้นที่การทำงานแบบรูปสี่เหลี่ยมในแนวตั้งโดยใช้หลักการทาง

ไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งชิ้นงานที่ทำการวิเคราะห์มีความกว้าง 0.398 เมตร ยาว 1.058 เมตร และสูง 0.559 เมตร และในปี 1984 DeSilva C.W. และ Palusamy S.S. [4] ได้มีการทดสอบและออกแบบโครงสร้างด้วยวิธีการ Experimental Model Analysis โดยใช้เครื่องเขย่าและทดสอบเพื่อคำนวณค่าความถี่ธรรมชาติในแต่ละชิ้นส่วนของโครงสร้าง ในโมเดลเวลาและได้มีการทำ Fast Fourier Transform เพื่อทำการวิเคราะห์ในโมเดลความถี่



รูปที่ 1 แบบจำลองในหน่วยมิลลิเมตร (mm.) ของเครื่องกวนผสมในอุตสาหกรรมน้ำผลไม้

สำหรับบทความวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและวิเคราะห์พฤติกรรมของรูปแบบการสั่นสะเทือน และการสั่นพ้อง (Resonance) ของแรงจากภายนอก (Force frequency) และแรงที่เกิดจากค่าความถี่ธรรมชาติ (Natural frequency) ที่กระทำกับใบพัดกั้นกวนผสมในแนวแกนตั้ง ดังรูปที่ 1 เพื่อจำลองและคำนวณหาความถี่ธรรมชาติและค่ารูปร่างของการสั่นแบบต่าง ๆ จำนวน 10 โหมด ด้วยหลักและวิธีการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยได้นำโปรแกรมสำเร็จรูปเชิงพาณิชย์ Autodesk Inventor Professional 2014 มาช่วย

ในการสร้างแบบจำลอง 3 มิติสำหรับการวิเคราะห์ และค่าความเค้น เข้ามาช่วยในการแก้ปัญหาทางวิศวกรรม เพื่อทำนายพฤติกรรมในด้านต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นระหว่างการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมที่รอบการหมุนต่าง ๆ ของระบบการทำงาน หลังจากนั้นจึงทำการปรับรูปแบบโครงสร้างใบพัดให้มีความเหมาะสมต่อรอบการหมุนและรูปแบบการใช้งาน หลังจากนั้นทำการเปรียบเทียบผลลัพธ์กับแบบจำลองเริ่มต้น

2. ทฤษฎีพื้นฐาน

2.1 สมการพื้นฐานทั่วไปของการสั่นสะเทือน

การวิเคราะห์โมเดลความถี่ธรรมชาติ หรือสามารถเรียกอีกอย่างได้ว่าการวิเคราะห์ค่าเฉพาะหรือโหมดการวิเคราะห์แบบปกติ โดยจะอาศัยหลักการพื้นฐานการวิเคราะห์ผลเชิงพลวัตในด้านต่าง ๆ รวมไปถึงรูปแบบของสมการทางทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับปฏิกิริยาการเคลื่อนที่ หรือหยุดอยู่กับที่ของเครื่องจักรแต่ละประเภท ตลอดจนการวิเคราะห์การตอบสนองของสเปกตรัม (Spectrum) นอกจากนี้ ผลลัพธ์ของการวิเคราะห์ของแบบจำลองจะสามารถบอกถึงเกี่ยวกับลักษณะการเคลื่อนที่แบบไดนามิกของแบบจำลองต่าง ๆ โดยปกติผู้ออกแบบหรือวิศวกรมักจะทำการเลือกใช้งานการวิเคราะห์แบบโหมดปกติก่อนเพื่อทำนายและตรวจสอบแบบจำลองพลวัตพื้นฐานในการวิเคราะห์และทำการตรวจสอบโมเดลสำหรับการวิเคราะห์ เมื่อทำการพิจารณาจากผลลัพธ์ของการวิเคราะห์โดยทั่วไประบบการวิเคราะห์จะทำการสร้างรูปร่างและความถี่ธรรมชาติในแต่ละโหมดการวิเคราะห์ โดยจะทำการกำหนดรูปร่างโหมดเอาต์พุตเป็นค่าลักษณะเฉพาะ (eigenvector) โดยมีค่าสูงสุดที่กำหนดไว้เท่ากับ 1.0 ดังนั้นเมื่อทำการพิจารณาความผิดปกติที่เกิดขึ้นในระบบการวิเคราะห์ จึงได้ทำการปรับสัดส่วนเพื่อให้ความผิดปกติที่ใหญ่ที่สุดในระบบการวิเคราะห์ภายในโครงสร้างเครื่องจักรคือ 1.0 และไม่ได้ใช้เพื่อเป็นตัวแสดงของระดับความผิดปกติที่คาดหวังในระหว่างการสั่นสะเทือนจริง ในการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติของแบบจำลองใบพัดกวนผสมของไหลในอุตสาหกรรมอาหารจะประกอบไปด้วยระบบสมการการวิเคราะห์พื้นฐานทางทฤษฎี โดยจะทำการ พิจารณาระบบแบบไดนามิก โดยทั่วไประบบของสมการการเคลื่อนที่สามารถแสดง

เป็นรูปแบบของระบบฟังก์ชันของมวลของระบบความหน่วง โดยจะทำการพิจารณาระบบการหน่วงและโหลดที่ใช้ [5]

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [B]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{P(t)\} \quad (1)$$

เมื่อ $[M]$ คือ เมทริกซ์มวลหลัก (Global mass matrix)

$[K]$ คือ เมทริกซ์ของความแข็งตึงหลัก (Global stiffness matrix)

$[B]$ คือ เมทริกซ์ตัวหน่วงหลัก (Global damping matrix)

$[P]$ คือ เวกเตอร์โหลดหลัก (Global load vector)

เมื่อทำการพิจารณาค่าเฉพาะหรือค่าความถี่ธรรมชาติจะพบได้เมื่อระบบไม่มีการหน่วงหรือไม่มีโหลดที่ใช้ ซึ่งระบบสมการของการเคลื่อนที่สำหรับการสั่นสะเทือนแบบอิสระนั้นสามารถเขียนได้ดังสมการที่ 2

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad (2)$$

ในการพิจารณาเมื่อทำการสมมุติว่าระบบการวิเคราะห์มีการสั่นสะเทือนแบบวงจรรายัน (Sinusoidal) และสามารถอธิบายพฤติกรรมการเคลื่อนที่ได้ด้วยสมการที่ 3

$$\{x(t)\} = \{\phi\}e^{i\omega t} \quad (3)$$

จากนั้นให้นำสมการ $\{x(t)\}$ ไปทำการแทนที่ในสมการข้างต้นและทำการพิจารณาว่า รูปแบบการเคลื่อนที่แบบขายนั่น ค่าของความเร่งจะเป็นอนุพันธ์อันดับที่สองของการกระจัดสามารถทำการเขียนรูปแบบพฤติกรรมของสมการได้ดังสมการที่ 4

$$\{\ddot{x}(t)\} = -\omega^2 \{\phi\}e^{i\omega t} \quad (4)$$

ดังนั้นสมการการเคลื่อนที่ของระบบการวิเคราะห์จึงกลายเป็น

$$(-\omega^2[M] + [K])[\phi]e^{i\omega t} = 0 \quad (5)$$

เนื่องจากค่าตัวแปรสมการ $e^{i\omega t}$ ไม่เท่ากับศูนย์ ดังนั้นสมการนี้สามารถจัดรูปแบบค่าเฉพาะของปัญหาได้ดังแสดงในสมการที่ 6

$$[K] - \lambda[M][\phi] = 0 \quad (6)$$

เมื่อ $[K]$ คือ เมทริกซ์ความแข็งตึงเชิงเส้นหลัก (Global linear stiffness matrix)

$[M]$ คือ เมทริกซ์มวลหลัก (Global mass matrix)

λ คือ ค่าลักษณะเฉพาะสำหรับแต่ละโหมดของความถี่ธรรมชาติ

ϕ คือ ค่าลักษณะเฉพาะสำหรับแต่ละโหมดที่แสดงถึงรูปร่างโหมดธรรมชาติ

ดังนั้นค่าลักษณะเฉพาะจึงเกี่ยวข้องกับความถี่ธรรมชาติของระบบสามารถเขียนรูปแบบสมการได้ดังสมการที่ 7

$$\lambda_i = \omega_i^2 \quad (7)$$

เมื่อ ω คือ ความถี่ของวงกลม มีหน่วยเป็น (rad / s)

หรืออาจจะเขียนให้อยู่ในรูปของความถี่ (Hertz) และสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการได้เป็น

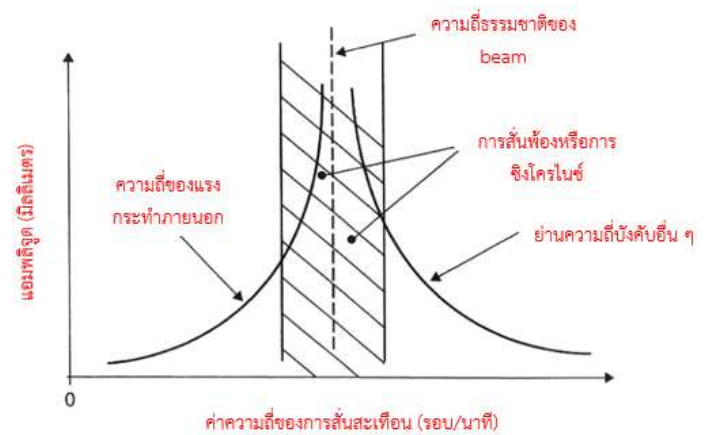
$$\omega = 2\pi f \quad (8)$$

เมื่อ f คือ วงจรความถี่ (เฮิร์ตซ์)

2.2 การสั่นพ้อง (Resonance)

การสั่นพ้องจะเกิดขึ้นเมื่อค่าความถี่ของ 2 จำนวน ที่มีความเกี่ยวเนื่องกันในระหว่างการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมมีค่าที่ใกล้เคียงกัน หนึ่งในความถี่เหล่านี้ อาจจะเป็นความถี่ธรรมชาติของใบพัดกังหันกวนผสม และอีกความถี่อาจจะเป็นแรงจากภายนอกที่มากระทำกับใบพัดกังหันกวนผสม ทั้งสองความถี่นี้มีหน่วย รอบ/นาที เมื่อสองความถี่นี้เกิดการประสานกัน หรือมีค่าเท่ากัน ปัญหาของการสั่นสะเทือนของ

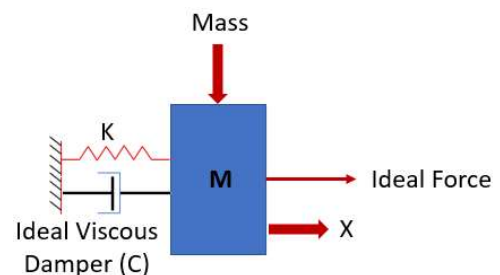
ใบพัดกังหันกวนผสมจะเป็นส่วนที่ต้องคำนึงถึงมากที่สุด จากรูปที่ 2



รูปที่ 2 การสั่นพ้องของความถี่ธรรมชาติ (Natural Frequency) และความถี่ของแรงกระทำภายนอก (Force Frequency) [6]

2.3 องค์ประกอบการวิเคราะห์

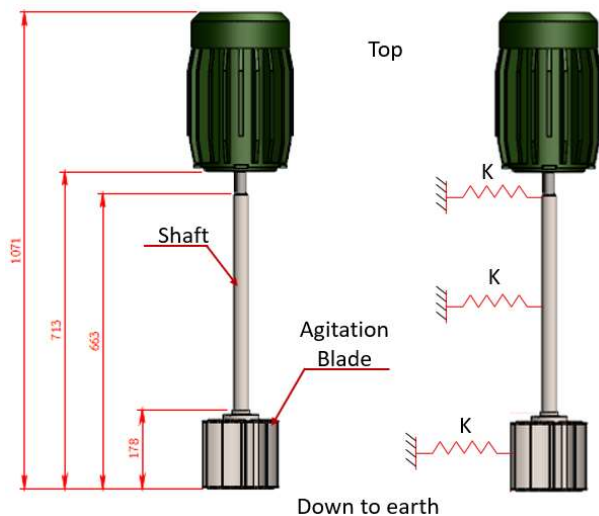
ในระบบการวิเคราะห์ที่ในงานวิจัยนี้จะทำการพิจารณาการกำหนดรูปแบบของมวลสปริงอย่างง่าย (Simple Spring-Mass) และระบบความหน่วง “แดมเปอร์” (Damper System) ที่เสริมแรงจากภายนอกเข้าสู่ระบบการวิเคราะห์ดังรูปที่ 3



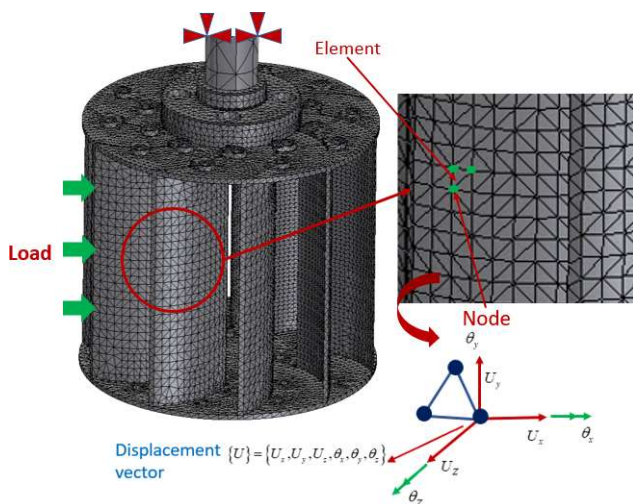
รูปที่ 3 Simple Spring-Mass และ Damper System

2.4 วิธีการทำงานของการวิเคราะห์ไฟไนต์เอลิเมนต์

ในหัวข้อนี้ จะเป็นขั้นตอนในกระบวนการสร้างองค์ประกอบของเมชเอลิเมนต์ให้กับแบบจำลองใบพัดกังหันกวนผสมสำหรับการวิเคราะห์ ซึ่งสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 5



รูปที่ 4 องค์ประกอบการวิเคราะห์ไฟฟัดกัณฑ์กวนผสม (หน่วย มิลลิเมตร, mm) [7]



รูปที่ 5 โครงสร้างการวิเคราะห์ผลทางไฟฟัดกัณฑ์กวนผสม [7]

จากรูปที่ 5 โครงสร้างไฟฟัดกัณฑ์กวนผสม ที่ประกอบไปด้วย จุดต่อที่เรียกว่าโหนด (Node) และชิ้นงานเล็กที่เรียกว่าเอลิเมนต์ (element) แล้วพิจารณาเฉพาะ 1 โหนด จะพบว่า ทิศทางการเคลื่อนที่อย่างอิสระสูงสุดได้ 6 ทิศทาง คือ แกน x, y, z ความอิสระของการเคลื่อนที่ จะเรียกว่า Degree of Freedom (DOF) ดังนั้นจะได้สมการที่มีค่าตัวแปรอยู่หกตัว ประกอบไปด้วยการเลื่อน (Translation) ตามแนวแกน X, Y, Z ได้ 3 ทิศทาง และรูปแบบของการหมุน (Rotation) รอบแกน X, Y, Z ได้ 3 ทิศทาง

Tree Translations $(u_x u_y u_z)$

Tree rotations $(\theta_x \theta_y \theta_z)$

$\{u\}$ = Displacement Vector $\{u_x u_y u_z, \theta_x \theta_y \theta_z\}$

เมื่อได้สมการของ DOF มาแล้ว จะต้องทำการหาตัวคูณ k เพื่อให้อยู่ในรูปสมการที่เป็นเมทริกซ์คือ

$$[k]_e \{u\}_e = \{f\}_e \quad (9)$$

ค่า $\{f\}$ คือ ค่าของแรงที่เข้ามากระทำต่อเอลิเมนต์ ที่จะส่งผลให้โหนดมีการเคลื่อนที่ $\{u\}$ ด้วย แต่เนื่องจากแบบจำลองไฟฟัดกัณฑ์กวนผสมจะประกอบไปด้วยเหล่าของโหนดและเอลิเมนต์ขนาดเล็กๆ ประกอบกัน ดังนั้นสมการจึงต้องอยู่ในรูปทั่วไปที่สามารถทดแทนโครงสร้างทั้งหมดในรูปสมการ เมทริกซ์ได้ คือ

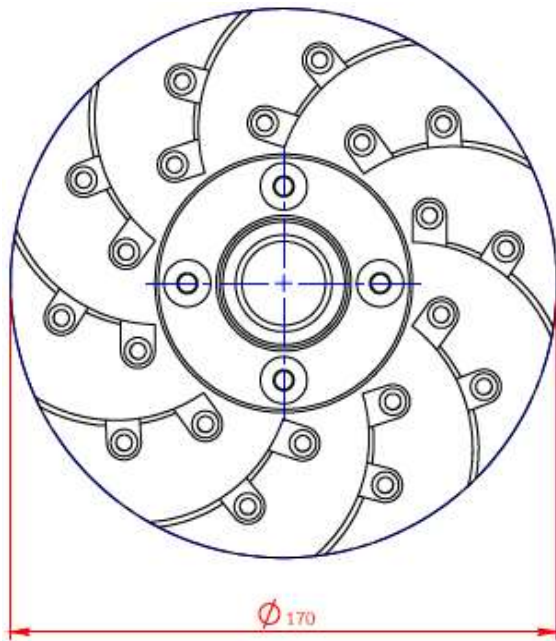
$$[k]\{u\} = \{F\} \quad (10)$$

สุดท้ายจะได้สมการที่มีตัวแปรที่ไม่รู้ค่าที่อยู่ในรูปแบบของสมการเมทริกซ์แล้วโปรแกรมจะนำค่าของสมการเหล่านี้ไปคำนวณจนได้ค่าการกระจัดที่จุดต่อของโหนด (Node Displacement) ซึ่งจะได้ค่าของ ความเค้น และค่าความเครียด

3. วิธีดำเนินงานวิจัย

3.1 ขั้นตอนการเตรียมโมเดล

ทำการเตรียมโมเดลสำหรับการวิเคราะห์ โดยทำการสร้างชิ้นงานสามมิติที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฟฟัดกัณฑ์กวนผสม 170 มิลลิเมตร ดังรูปที่ 6 และขนาดเพลาส่งกำลังมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 มิลลิเมตร ยาว 750 มิลลิเมตร ด้วยโปรแกรม Autodesk Inventor Professional 2014



รูปที่ 6 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดกั้นกวนผสม [7]

3.2 ทำการเตรียมการวิเคราะห์

1.2.3 ทำการเข้าสู่โมดูลของการวิเคราะห์ความเค้นในโปรแกรม Autodesk Inventor Professional 2014

3.2.2 ทำการตั้งค่าคุณสมบัติการวิเคราะห์ดังนี้

- ทำการตั้งชื่อชิ้นงานวิเคราะห์
- ทำการกำหนดวัตถุประสงค์ของการออกแบบให้เป็นแบบจุดเดียว (Single point)
- ทำการปรับโมดการวิเคราะห์เป็นแบบจำนวนโมด (Number of modes)
- ทำการตั้งค่าผิวสัมผัสเป็นแบบเชื่อมติดกัน (Bonded) กล่าวคือ การกำหนดให้ชิ้นงานมีการเชื่อมติดกันเสมือนว่าเป็นชิ้นงานเดียวกัน

2.33 ทำการกำหนดวัสดุให้กับแบบจำลองการวิเคราะห์ในงานวิจัยนี้ได้ทำการเลือกวัสดุเป็นสแตนเลส โดยมีคุณสมบัติเชิงกลของวัสดุดังรูปที่ 7

จากรูปที่ 7 เราสามารถทำการแจกแจงชิ้นส่วนโครงสร้างที่ประกอบขึ้นรูปของใบพัดกั้นกวนผสมกับการเลือกใช้วัสดุที่เป็นวัสดุแบบสแตนเลส ส่วนรายละเอียดของตัวคุณสมบัติทางกลของวัสดุสแตนเลส ที่ใช้ในงานวิจัยนี้ เราสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 8

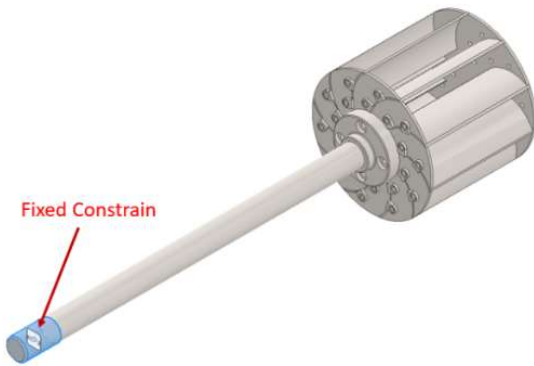
Assign Materials		
Component		Safety Factor
Assem Agitation.iam		
Part2	Stainless Steel	Yield Strength
Part Bush	Stainless Steel	Yield Strength
Part Shaft001	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:1	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:2	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:3	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:4	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:5	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:6	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:7	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:8	Stainless Steel	Yield Strength
Part1 Blade New:9	Stainless Steel	Yield Strength
Part2:1	Stainless Steel	Yield Strength

รูปที่ 7 รายการวัสดุที่กำหนดให้กับชิ้นงานวิเคราะห์

Material Editor: Stainless Steel	
Identity	Physical
Information	
Name	Stainless Steel
Description	Metal structural asset.
Keywords	structural, metal
Type	Metal
Subclass	Steel
Source	Autodesk
Source URL	
Basic Thermal	
Thermal Conductivity	1.620E+01 W/(m·°C)
Specific Heat	4.770E+02 J/(kg·°C)
Thermal Expansion Coefficient	1.040E-05 inv °C
Mechanical	
Behavior	Isotropic
Young's Modulus	1.930E+11 Pa
Poisson's Ratio	0.30
Shear Modulus	8.600E+10 Pa
Density	8.000E+03 kg/m³
Strength	
Yield Strength	2.500E+08 Pa
Tensile Strength	5.400E+08 Pa
☐ Thermally Treated	

รูปที่ 8 คุณสมบัติทางกลของวัสดุสแตนเลส

3.2.4 ทำการกำหนดรูปแบบของเงื่อนไขการจับยึด (Constraint) เป็นแบบจุดจับยึดอยู่กับที่ (Fixed Constraint) ที่ปลายเพลาส่งกำลังของใบพัดกั้นกวนผสมดังรูปที่ 9



รูปที่ 9 บริเวณที่กำหนดจุดจับยึดแบบจับยึดกับที่ (Fixed Constraint)

3.2.5 กำหนดโหลดเป็นแบบโหลดแบบวัตถุ (Body Load) โดยจะกำหนดรูปแบบตัวแปรเป็นแบบความเร็วเชิงมุม (Angular velocity) โดยการวิเคราะห์จะทำการกำหนดความเร็วในการหมุนไว้ 3 ระดับคือ 200, 300 และ 400 รอบต่อนาที

3.2.6 ทำการตั้งค่าสมบัติของเอลิเมนต์โดยกำหนดค่าค่าของเอลิเมนต์เฉลี่ย (Average Element Size) เท่ากับ 0.050 กำหนดค่าขนาดของเอลิเมนต์น้อยที่สุด (Minimum Element Size) เท่ากับ 0.10 และกำหนดค่าแฟกเตอร์เกรด (Grading Factor) เท่ากับ 1 จะได้ผลลัพธ์ดังรูปที่ 10



รูปที่ 10 ผลลัพธ์ที่ได้จากการสร้างเอลิเมนต์

จากรูปที่ 10 จะได้ผลลัพธ์ในการสร้างเมชเอลิเมนต์ ทั้ง 3 แบบจำลอง คือ 200, 300, 400 รอบต่อนาที จะได้จำนวนเอลิเมนต์เท่ากับ 139,576 เอลิเมนต์ 3.2.7 ทำการตั้งค่าคุณสมบัติ

การลู่เข้าของคำตอบ (Convergence) โดยกำหนดค่า Number of Refinement h เท่ากับ 2 กำหนดค่า Stop Criteria (%) เท่ากับ 10

28.3 เริ่มทำการคำนวณผลลัพธ์

4. การทดลองและการวิเคราะห์ผล

ผลลัพธ์ของการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติในแต่ละรูปร่างการสั่น (Mode Shape) ของค่าความถี่ในย่านต่าง ๆ ทั้งในส่วนของการกระทำภายนอกและผลการจำลองการสั่นพ้องที่เกิดขึ้นในแต่ละรอบการหมุน ตลอดจนการการตอบสนองแบบฮาร์โมนิก ของแบบจำลองใบพัดกังหันกวนผสมที่ได้จากการวิเคราะห์ความเค้นของโปรแกรม Autodesk Inventor Professional 2014 และสามารถแสดงผลการวิเคราะห์ที่ได้ตั้งหัวข้อต่อไปนี้

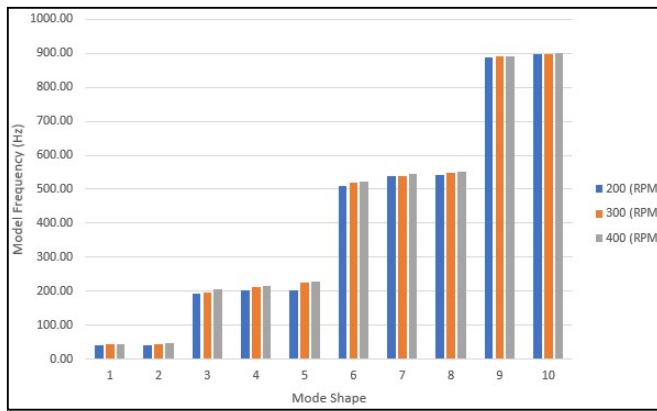
4.1 ผลลัพธ์ของการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติ

การวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและทำการวิเคราะห์ในช่วงของรอบการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมที่หมุน 200 300 และ 400 รอบต่อนาที จะได้ผลลัพธ์ดังตารางที่ 1

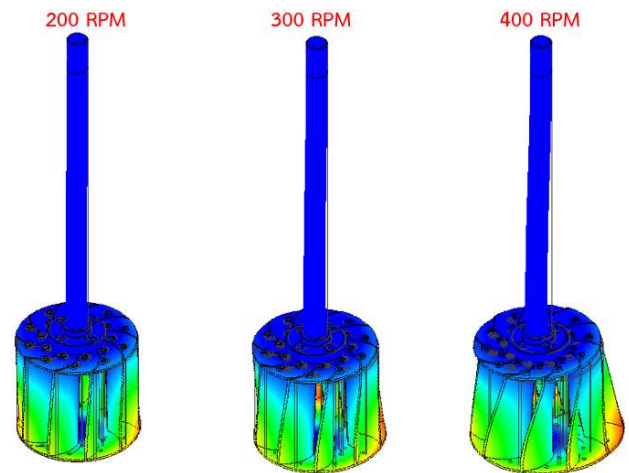
ตารางที่ 1 แสดงค่าความถี่ธรรมชาติของรูปร่างการสั่นที่ได้จากการวิเคราะห์

รูปร่างการสั่น	ค่าความถี่ธรรมชาติ (Hz)		
	200 RPM	300 RPM	400 RPM
1	42.00	43.15	44.24
2	42.83	45.64	47.12
3	193.37	195.71	205.79
4	203.63	213.13	214.93
5	204.04	224.25	227.61
6	509.08	519.23	523.98
7	537.34	540.16	544.15
8	542.96	549.23	550.06
9	888.10	889.19	890.37
10	1,095.75	1,197.97	1,199.12

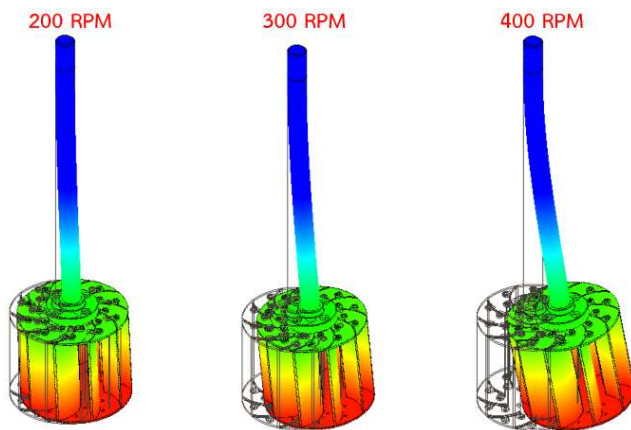
จากผลลัพธ์การวิเคราะห์การคำนวณหาค่าความถี่ธรรมชาติที่ได้จากโปรแกรมและทำการสรุปผลในแต่ละรูปร่างการสั่นได้ดังตารางที่ 1 จะได้ผลลัพธ์การเปรียบเทียบในแต่ละรอบการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมดังรูปที่ 11



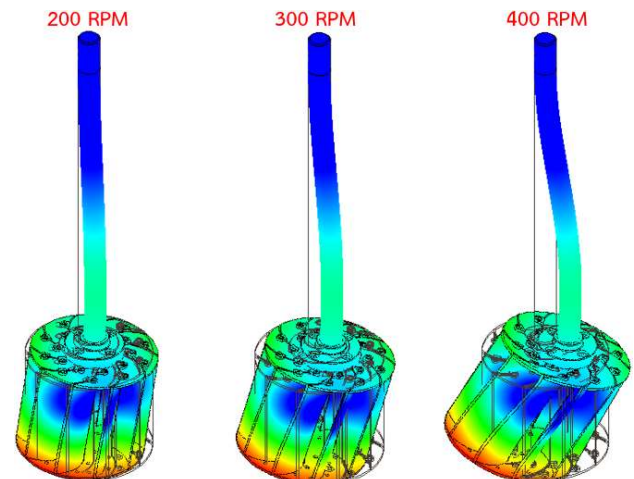
รูปที่ 11 ผลลัพธ์ของความถี่ธรรมชาติ 10 รูปร่างการสั่น



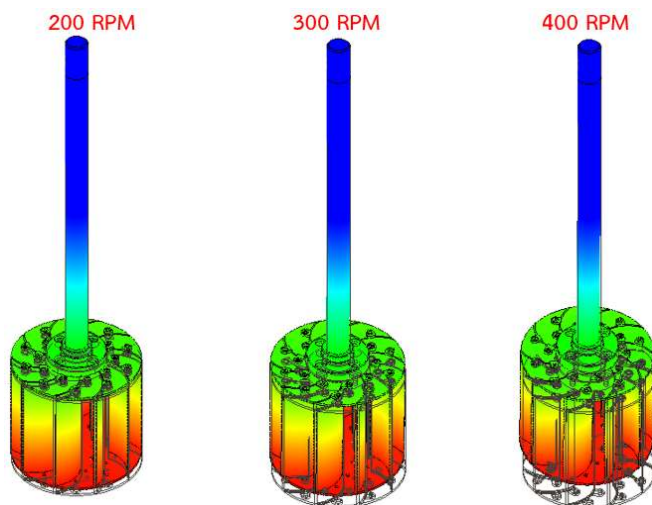
รูปที่ 14 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 3



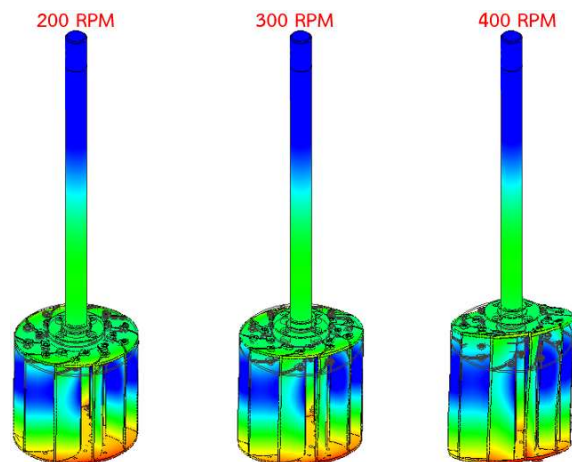
รูปที่ 12 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 1



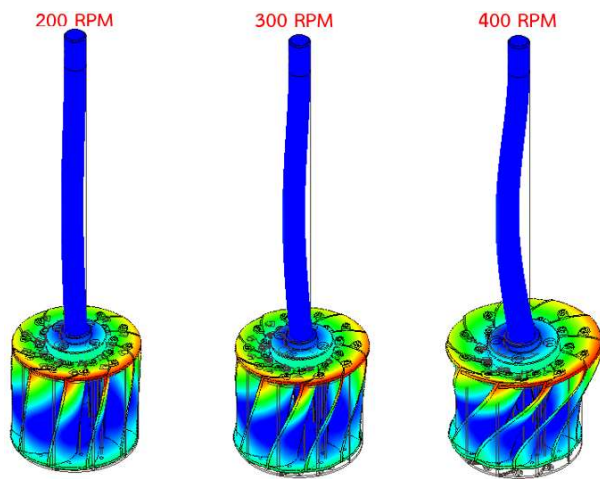
รูปที่ 15 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 4



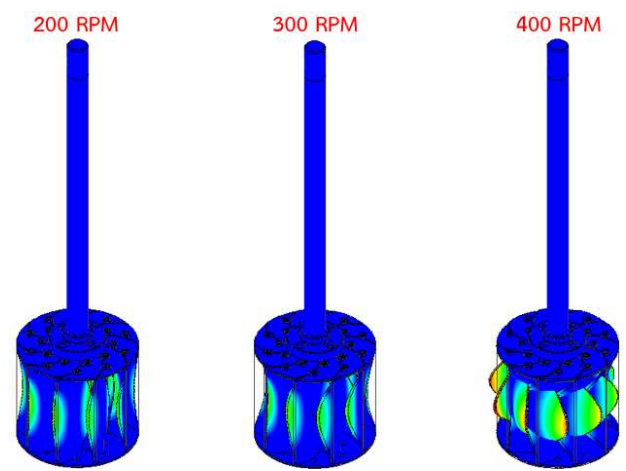
รูปที่ 13 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 2



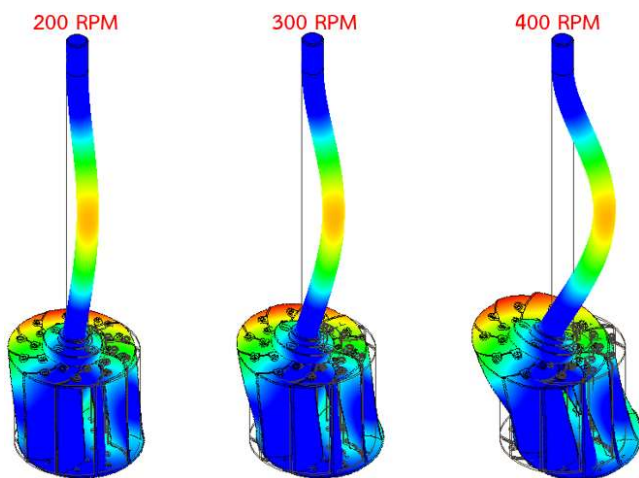
รูปที่ 16 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 5



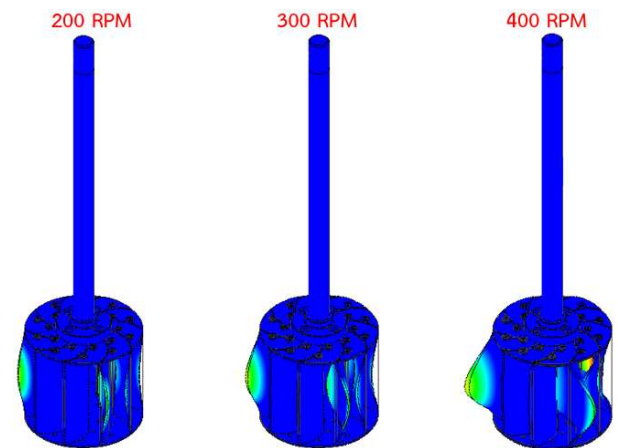
รูปที่ 17 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 6



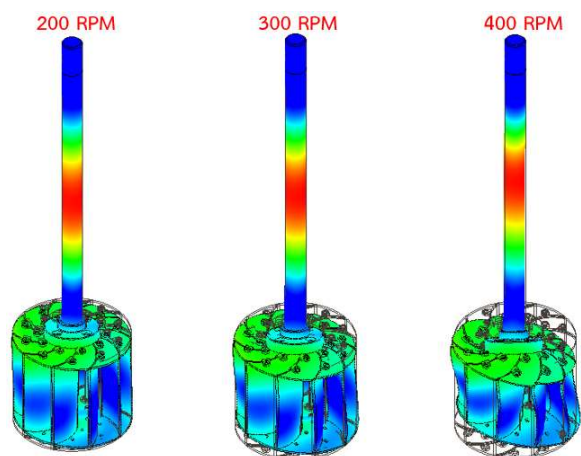
รูปที่ 20 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 9



รูปที่ 18 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 7



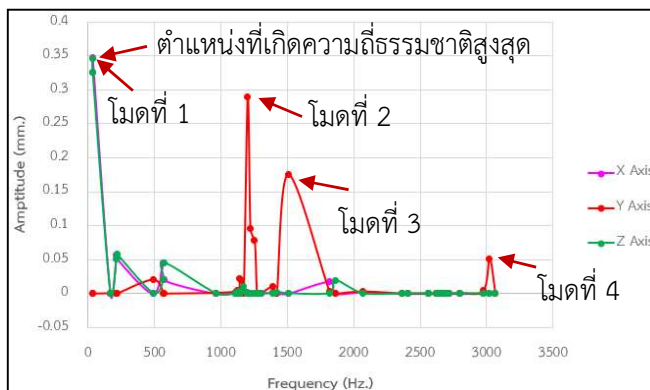
รูปที่ 21 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 10



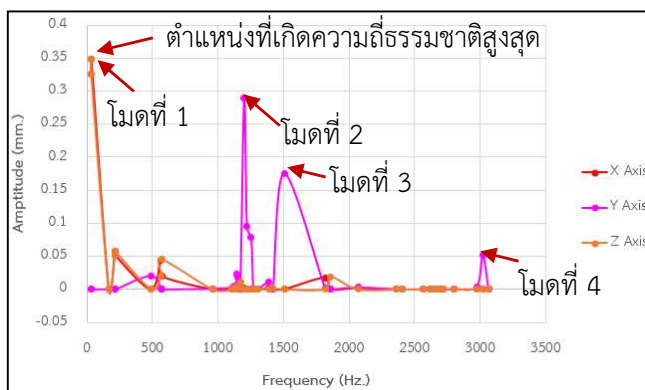
รูปที่ 19 ผลลัพธ์ความถี่ธรรมชาติในรูปร่างการสั่นที่ 8

จากรูปที่ 12 ถึงรูปที่ 21 เป็นผลลัพธ์เชิงพฤติกรรมในแต่
ละรูปร่างการสั่นของใบพัดกังหันควมผสมที่ได้จากการ
วิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติที่เกิดจากการสั่นในช่วงของรอบการ
หมุนที่ 200, 300 และ 400 รอบต่อวินาที จากการวิเคราะห์การ
หมุนของใบพัดกังหันควมผสมที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ในงานวิจัย
และได้ทำการวัดค่าตัวแปรและได้แสดงผลในรูปแบบของฟังก์ชัน
การตอบสนองเชิงความถี่ ที่ได้จากโมดูลการวิเคราะห์ความเค้น
(Stress Analysis) โดยทำการพิจารณาที่รูปร่างการสั่นที่ 10
ซึ่งเป็นค่าสูงสุดที่ได้จากการวิเคราะห์ แสดงในตารางที่ 1
พบว่ามีความถี่ใกล้เคียงกันอย่างมีนัยสำคัญ และค่าความถี่ที่ทำให้
เกิดการสั่นพ้อง ในแต่ละรอบการหมุนจะส่งผลให้เกิดขึ้นมาก
ที่สุดในทิศทางแกน Y เป็นหลัก โดยสามารถวัดค่าความถี่ที่
เกิดขึ้นในช่วงความถี่ได้คือ 1,095.75 Hz, 1,197.97 Hz. และ
1,199.12 Hz. ตามลำดับ

จากผลการวิเคราะห์ด้วยความเค้น พบว่า ช่วงความถี่ที่เกิดขึ้นในแบบจำลองทั้ง 3 ที่ทำการวิเคราะห์ จะปรากฏแรงที่เกิดจากความถี่ธรรมชาติและแรงภายนอกที่กระทำกับใบพัด กังหันกวนผสมทำให้เกิดแรงที่เกิดจากการประสานกันของระบบแรงที่เกิดขึ้นในช่วง 1,001-1,095.75 Hz. ที่รอบการหมุน 200 รอบต่อนาที, เกิดการประสานกันในช่วง 1,100-1,197.97 Hz. ที่รอบการหมุน 300 รอบต่อนาที และเกิดการประสานกันในช่วง 1,100-1,199.12 Hz. ที่รอบการหมุน 400 รอบต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 21 ถึงรูปที่ 23



รูปที่ 21 แสดงความสั่นพ้องในแนวแกน X, Y, Z ที่รอบการหมุน 200 รอบต่อนาที

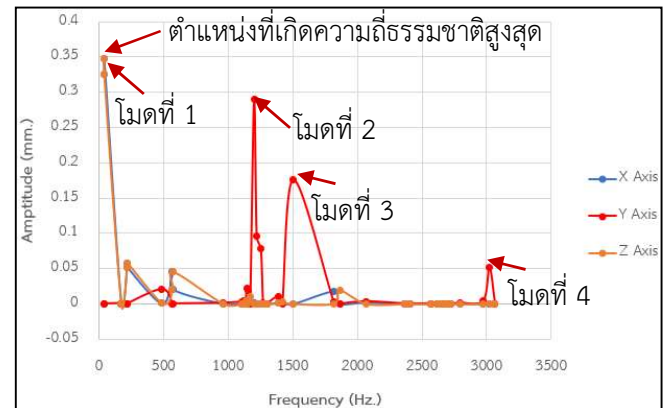


รูปที่ 22 แสดงความสั่นพ้องในแนวแกน X, Y, Z ที่รอบการหมุน 300 รอบต่อนาที

4.2 การวิเคราะห์การตอบสนองความถี่แบบฮาร์มอนิก

ในงานวิจัยนี้ได้ดำเนินการศึกษาเพื่อทำการวิเคราะห์การตอบสนองความถี่แบบฮาร์มอนิก โดยจะอาศัยการตั้งค่าของช่วงความถี่เท่ากับ 0-1.2 เท่าของค่าสูงสุดที่รูปร่างการสั่นที่ 10

[8] มาทำการคำนวณหาค่าของช่วงความถี่ที่ต้องการประยุกต์ใช้งาน ซึ่งค่าในรูปร่างการสั่นที่ 10 ของแต่ละรอบการหมุนในตารางที่ 1 มีค่าเท่ากับ 1,095.75, 1,197.97 และ 1,199.12 Hz. ตามลำดับ และสามารถนำมาคำนวณหาค่าความถี่แบบฮาร์มอนิกทางทฤษฎีได้จากสมการที่ 11



รูปที่ 23 แสดงความสั่นพ้องในแนวแกน X, Y, Z ที่รอบการหมุน 400 รอบต่อนาที

$$1.2 \times \text{Frequency of the } 10^{\text{th}} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{จะได้ } 1.2 \times 1,095.75 &= 1,315 \text{ Hz.} \\ 1.2 \times 1,197.97 &= 1,438 \text{ Hz.} \\ 1.2 \times 1,199.12 &= 1,439 \text{ Hz} \end{aligned}$$

จากผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณในงานวิจัยนี้ สามารถสรุปได้ว่าค่าของช่วงความถี่แบบฮาร์มอนิก ที่ต้องการประยุกต์ใช้งานจะอยู่ในช่วงคือ 0-1,315 Hz ที่ใช้สำหรับรอบการหมุนที่ 200 รอบต่อนาที, ช่วงความถี่ 0-1,438 Hz. ที่ใช้สำหรับรอบการหมุน 300 รอบต่อนาที และช่วงของค่าความถี่ 0-1,439 Hz. ที่ใช้สำหรับรอบการหมุน 400 รอบต่อนาที

ตารางที่ 2 สรุปค่าของช่วงความถี่ที่ต้องการประยุกต์ใช้

ช่วงความถี่	200 RPM	300 RPM	400 RPM
ช่วงต่ำสุด	0. Hz	0. Hz	0. Hz
ช่วงสูงสุด	1,315. Hz	1,438. Hz	1,439. Hz

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและทำการคำนวณหาค่าแรงของความถี่ธรรมชาติที่เกิดขึ้นกับรูปร่างการสั่นเริ่มต้นของการวิเคราะห์ความถี่ธรรมชาติ โดยจะอาศัยการกำหนดค่า

อัตราส่วนความถี่เบื้องต้นที่ 0.25 [8] สำหรับการคำนวณเพื่อออกแบบและป้องกันการสั่นพ้องในระบบการทำงาน ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ 12

$$0.25 \times \text{Natural Frequency} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \text{จะได้ } 0.25 \times 42.00 &= 10.50 \text{ Hz.} \\ 0.25 \times 43.15 &= 10.79 \text{ Hz.} \\ 0.25 \times 44.24 &= 11.06 \text{ Hz.} \end{aligned}$$

จากผลการศึกษาในการวิเคราะห์และการคำนวณทางทฤษฎี สามารถสรุปได้ว่า ค่าการโก่งงอคงที่ สามารถจะกระทำให้กับโครงสร้างใบพัดกังหันกวนผสมได้หากช่วงของค่าแรงของความถี่ธรรมชาติ อยู่ในช่วง 0-10.50 Hz. สำหรับรอบการหมุนที่ 200 รอบต่อนาที ช่วงของความถี่เป็น 0-10.79 Hz. สำหรับรอบการหมุนที่ 300 รอบต่อนาที และช่วงของความถี่เป็น 0-11.06 Hz. สำหรับรอบการหมุนที่ 400 รอบต่อนาที ตามลำดับ เมื่อทำการพิจารณาผลลัพธ์จากการวิเคราะห์ที่เกิดขึ้นจากการสั่นพ้องในครั้งแรก โดยจะสามารถเกิดขึ้นได้เมื่ออัตราส่วนของความถี่บังคับของแรงแบบฮาร์มอนิกมากกว่าความถี่ธรรมชาติเริ่มต้น และสามารถคำนวณหาอัตราส่วนความถี่ Frequency ratio (r) ได้ดังนี้ คือ

$r =$ เรโซแนนซ์แรกในความถี่ที่เกิดจากแรงแบบฮาร์มอนิก ความถี่ธรรมชาติเริ่มต้นของรูปร่างการสั่น / เริ่มต้นที่ได้จากการวิเคราะห์ในแต่ละรอบการหมุนดังตารางที่ 1

$$\text{ที่รอบการหมุน } 200 \text{ rpm} = 43.5/42 = 1.035$$

$$\therefore r \approx 1$$

$$\text{ที่รอบการหมุน } 300 \text{ rpm} = 44.6/43.15 = 1.033$$

$$\therefore r \approx 1$$

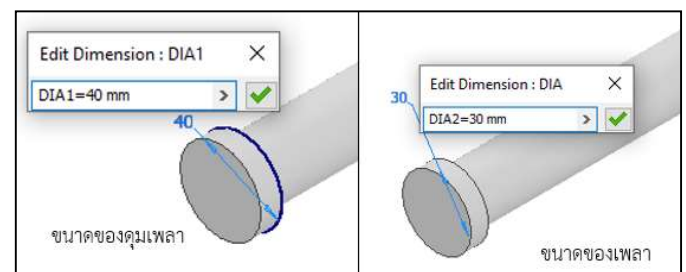
$$\text{ที่รอบการหมุน } 400 \text{ rpm} = 45.3/44.24 = 1.024$$

$$\therefore r \approx 1$$

เพื่อป้องกันการสั่นพ้องในระบบการกวนผสม ดังนั้นการออกแบบใบพัดกังหันกวนผสมจะต้องมีอัตราส่วนของ

ค่าความถี่เริ่มต้นให้น้อยกว่า 1 เมื่อค่า r น้อยกว่าหรือเท่ากับ 1 ค่าแอมพลิจูด หรือ 1 คาบ จะเป็นเพียงการโก่งตัวของค่าสปริงภายใต้แรงสถิต F_0 เท่านั้น ซึ่งรูปแบบของการโก่งงอ อาจจะเรียกว่าการโก่งงอแบบคงที่ (static deflection (δ_{st})) ดังนั้นเมื่อ r น้อยกว่าหรือเท่ากับ 1 จึงได้ส่งผลกระทบต่อความหน่วงหรือเรียกว่า แดมเปอร์ และขนาดของมวลที่น้อยที่สุด และสามารถลดลงได้ถ้าหากความถี่ธรรมชาติได้ถูกทำให้เลื่อนออกไปจากความถี่ของแรงภายนอกที่วิ่งเข้ามากระทำกับโครงสร้างใบพัดกวนผสม และในทำนองเดียวกัน ผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณอัตราส่วนความถี่มีค่าประมาณ 1 ในทุกรอบของการหมุน จึงส่งผลลัพธ์ทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก ซึ่งอยู่ในกรณีของผลลัพธ์สำหรับการตอบสนองของระบบที่สั้นมีค่าความหน่วงต่ำสุด

จากการวิเคราะห์หาค่าความถี่ธรรมชาติในแต่ละรอบการหมุนของเพลาลูกเบี้ยวผสม สามารถนำตัวแปรที่ได้จากการคำนวณที่ผ่านมา มาทำการคำนวณหาขนาดของโครงสร้างที่เหมาะสมเพื่อทำการลดวัสดุที่ใช้ในการสร้างลง ซึ่งจะส่งผลต่อการลดค่าใช้จ่ายในการสร้างต้นแบบจริง ในงานวิจัยนี้จะเสนอวิธีการคำนวณหาขนาดเพลาส่งกำลัง โดยจะใช้ความสามารถของมิติของตัวแปร (Parametric Dimension) ในโมดูลการวิเคราะห์ความเค้นมาทำการคำนวณหาขนาดเพล่าที่เหมาะสม โดยกระบวนการวิจัยได้เริ่มต้นจากการสร้างสมการตัวแปรให้กับชิ้นงานวิเคราะห์ที่ได้จากขนาดเดิม ดังรูปที่ 24



รูปที่ 24 การสร้างสมการความสัมพันธ์ของตัวแปรสำหรับการวิเคราะห์มิติของตัวแปร (Parametric Dimension) ในงานวิจัย

Design Constraints			
Constraint Name	Constraint Type	Limit	Safety Factor
Min Safety Factor	Fit in range	1 - 3	1
Parameters			
Component Name	Feature Name	Parameter Name	Values
Shaft.ipt	Extrusion1	DIA1	10, 15, 17, 20, 25, 30, 32, 37, 38, 42
Shaft.ipt	Extrusion2	DIA2	10, 12, 15, 17, 20, 24, 28, 29, 32, 34

รูปที่ 25 แสดงตารางการคำนวณของมิติของตัวแปร (Parametric Dimension)

หลังจากนั้นทำการกำหนดรูปแบบของการวิเคราะห์เป็นแบบขอบเขตของการออกแบบ (Design Constraints) พร้อมทั้งทำการกำหนดคุณสมบัติการวิเคราะห์เป็นแบบแฟกเตอร์ความปลอดภัย (Safety Factor) และในส่วนของชนิดของขอบเขต (Constraints type) กำหนดช่วงการวิเคราะห์ผลเป็นแบบช่วงการวิเคราะห์ (Fit in range) และกำหนดตัวแปรของช่วงขอบเขต (Limit) เป็นช่วงความปลอดภัยที่ต้องการ ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาและออกแบบขนาดเพลาส่งกำลังโดยอาศัยการกำหนดช่วงความปลอดภัยเป็นเป็น 1-3 ดังรูปที่ 25 จากผลจากการวิเคราะห์เชิงตัวเลขพบว่า ที่ค่าความเร็วรอบการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมที่ 200, 300 และ 400 รอบต่อนาที จะให้ผลลัพธ์ของการวิเคราะห์และการออกแบบเพลาส่งกำลังได้ดังตารางที่ 3

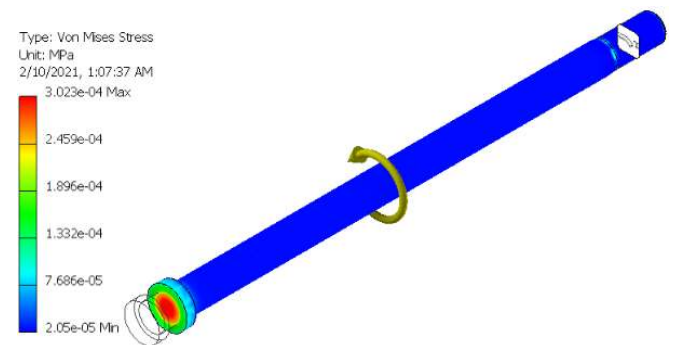
ตารางที่ 3 ผลลัพธ์การคำนวณหาขนาดใหม่ที่เหมาะสม

รอบการหมุน	ช่วงความปลอดภัยเป็น 1-2	
	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ 1	เส้นผ่านศูนย์กลางที่ 2
200	35 mm.	26 mm.
300	37 mm.	28 mm.
400	38 mm.	29 mm.

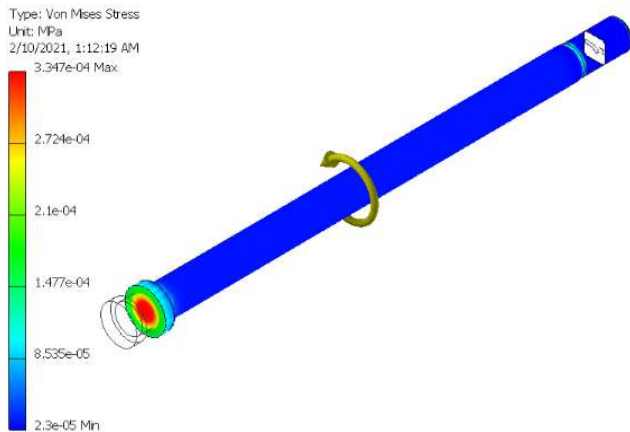
จากผลงานวิจัยที่ได้ทำการวิเคราะห์หาขนาดเพล่าที่เหมาะสมกับความเร็วรอบการหมุนของใบพัดกังหันกวนผสมพบว่า ที่ความเร็วรอบการหมุน 200 รอบต่อนาที จะได้ค่าความปลอดภัยอยู่ในช่วง 2.385 และจะได้ขนาดของเพลาส่งกำลังที่เหมาะสมในส่วนของดุมเพล่าเท่ากับ 35 มิลลิเมตร และได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพล่าเท่ากับ 26 มิลลิเมตร ในส่วนของความเร็วรอบการหมุนที่ 300 รอบต่อนาที จะได้ค่าความปลอดภัยอยู่ในช่วง 2.257 และจะได้ขนาดของเพลาส่งกำลังในส่วนของดุมเพล่าเท่ากับ 37 มิลลิเมตร และได้ขนาดเส้นผ่าน

ศูนย์กลางเพล่าเท่ากับ 28 มิลลิเมตร และที่ความเร็วรอบการหมุน 400 รอบต่อนาที จะได้ค่าความปลอดภัยอยู่ในช่วง 2.315 และจะได้ขนาดของเพลาส่งกำลังในส่วนของดุมเพล่าเท่ากับ 38 มิลลิเมตร และได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพล่าเท่ากับ 29 มิลลิเมตร ตามลำดับ และการทดสอบการคำนวณหาขนาดเพลาส่งกำลังของใบพัดกังหันกวนผสมทั้ง 3 แบบจำลองที่ใช้ความเร็วรอบการหมุนที่แตกต่างกัน พบว่าค่าความถี่ธรรมชาติและแรงกระทำภายนอกที่กระทำกับตัวโครงสร้างมีการสั่นพ้องในช่วงความถี่ที่ใกล้เคียงกันกับแบบจำลองของเพลาส่งกำลังเดิม ทำให้สามารถทำการเลือกขนาดของเพลาส่งกำลังใหม่ที่มีขนาดเพล่าที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กลงได้ ตามผลลัพธ์การคำนวณดังตารางที่ 3

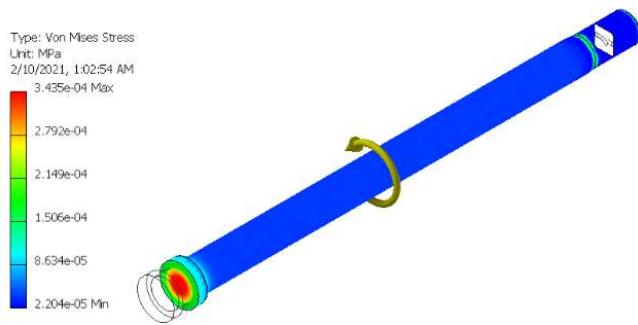
ผลลัพธ์การวิเคราะห์ที่ได้จากรูปที่ 26 ถึงรูปที่ 28 เป็นการแสดงการคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาส่งกำลังในแต่ละรอบการหมุนด้วยโมดูล Parametric Dimension



รูปที่ 26 ผลลัพธ์การวิเคราะห์มิติตัวแปร (Parametric Dimension) ที่รอบการหมุน 200 รอบต่อนาที



รูปที่ 27 ผลลัพธ์การวิเคราะห์มิติตัวแปร (Parametric Dimension) ที่รอบการหมุน 300 รอบต่อนาที



รูปที่ 28 ผลลัพธ์การวิเคราะห์มิติตัวแปร (Parametric Dimension) ที่รอบการหมุน 400 รอบต่อนาที

5. สรุปผลการศึกษา

ผลลัพธ์การวิเคราะห์การสั่นสะเทือนของใบพัดกังหันกวนผสมที่เกิดขึ้นที่แสดงรูปร่างการสั่นและความถี่ธรรมชาติจำนวน 10 โมด เมื่อใบพัดกังหันกวนผสมหมุนด้วยความเร็วรอบการหมุน 200, 300 และ 400 รอบต่อนาที เราจะสามารถวัดค่าความถี่ธรรมชาติพื้นฐาน (Fundamental Frequency) ที่ส่งผลทำให้เกิดการโก่งงอคงที่ได้โดยการวัดค่าที่อยู่ในช่วงความถี่ 0-10.5 Hz, 10.79 Hz. และ 11.06 Hz. ตามลำดับ และเมื่อทำการพิจารณาการวิเคราะห์การตอบสนองความถี่แบบฮาร์มอนิก ค่าตัวแปรความถี่ที่ต้องการจะอยู่ในช่วงความถี่ 0-1,075 Hz, 0-1,076 Hz. และ 0-1,079 Hz. สำหรับรอบการหมุนที่ใช้คือ 200, 300 และ 400 รอบต่อนาที จากผลการวิจัยได้ทำการศึกษาและคำนวณหาอัตราส่วนความถี่ พบว่า ที่รอบการหมุนต่าง ๆ จะมีค่า r อยู่ในช่วงน้อยกว่า 0 หรือเท่ากับ

1 ส่งผลทำให้เกิดพฤติกรรมเคลื่อนที่แบบฮาร์มอนิก อยู่ในกรณีของผลลัพธ์การตอบสนองของระบบที่สั่นที่มีความถี่ความถี่ต่ำสุด หลังจากนั้นทำการศึกษาเพื่อคำนวณหาขนาดโครงสร้างเพลาส่งกำลังที่เหมาะสมโดยใช้ความสามารถของการวิเคราะห์มิติตัวแปร (Parametric Dimension) ในส่วนของโมดูลการวิเคราะห์ความเค้น พบว่า แต่ละรอบการหมุนใช้ขนาดของเพลาส่งกำลังที่แตกต่างกันได้ ดังตารางที่ 3 จึงเป็นผลผลิตที่จะทำการลดขนาดของแบบจำลองลงในแต่ละรอบการหมุนที่ใช้งาน ทำให้สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายในงานจริงได้ ดังนั้นการประยุกต์ใช้การวิเคราะห์มิติตัวแปร (Parametric Dimension) ในโมดูลการวิเคราะห์ความเค้นของโปรแกรม Autodesk Inventor Professional 2014 เข้ามาช่วยในการออกแบบใบพัดกังหันกวนผสม ถือได้ว่ามีประโยชน์อย่างมากในงานวิจัยทางด้านการออกแบบใบพัดประเภทต่าง ๆ เพราะผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์การสั่นและค่าความถี่ธรรมชาติที่เกิดขึ้นในแต่ละรอบการหมุน ตลอดจนการคำนวณหาขนาดเพลาส่งกำลังโดยอาศัยความสัมพันธ์ของตัวแปรความปลอดภัย สามารถนำไปเป็นข้อมูลเบื้องต้นสำหรับตัดสินใจเพื่อนำรอบการหมุนไปใช้ให้เหมาะสมกับเครื่องจักรกวนผสมในอุตสาหกรรมอาหารได้ต่อไป

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณคณาจารย์สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี พิษณุโลกที่สนับสนุนโปรแกรมลิขสิทธิ์ Autodesk Inventor Professional 2014 ในการออกแบบและวิเคราะห์ผลทางวิศวกรรมในงานวิจัยนี้จนแล้วเสร็จ

เอกสารอ้างอิง

- [1]. Jiraphon S, Peerayut W, Sumetee T. Vibration study and Analysis of Vertical Cartesian Robot using The Finite Element Method. In: *The 2nd Conference of Mechanical Engineering Network*. 15 - 17 October 2008, Thammasat University Rangsit, Thailand: 2008. P.420-423.
- [2]. El-Gazzar DM. Finite element analysis for structure modification and control resonance of a vertical pump. *Elsevier Alexandria Engineering Journal*.

2017;56(4): 695-707.

- [3]. Alfonso GR. *Structural Dynamics Model of a Cartesian Robot* [Dissertation]. Massachusetts Institute of Technology: 1985.
- [4]. Harsh RP, Jaimin G. P, Acharya G. G. Vibration analysis of pump shaft using finite element analysis software: a review. *Trends in Mechanical Engineering & Technology Journal*. 2018; 8(1): 46-54.
- [5]. Autodesk Inc. *Autodesk Inventor Professional Version 2014* [Computer Software]. 2014; 1-2. Available from: [http:// knowledge.autodesk.com](http://knowledge.autodesk.com) [Accessed 12th February 2021].
- [6]. วัฒนา น้อยทอง. การสั่นสะเทือนของเรือ. *วารสารวิชาการโรงเรียนนายเรือ ด้านวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี*, 2562; 2(1): 39-47.
- [7]. Werayoot L. *Inventor*; Rajamangala University of Technology Lanna. , assignee. *Part of Water Aerator*. Thailand patent Thai 6288. 2018 May 9.
- [8]. Sofian M, Hazry D, Saifullah K, Tasyrif M, Salleh K, Ishak I. A study of vibration analysis for gearbox casing using finite element analysis. In: *Proceeding of International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering (ICADME)*. 11-13 October 2009, Butu Ferringhi, Penang, Malaysia: 2009. P.10E-1-10E-7.