



วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ. UBU Engineering Journal

บทความวิจัย

การออกแบบระบบทางกลและการวิเคราะห์กังหันน้ำขนาดเล็กแบบแกนนอน

Mechanical system design and analysis of horizontal axis micro water turbine

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: werayootrmutl@gmail.com; Telephone: 0-5529-8438

วันที่รับบทความ 15 ธันวาคม 2562; วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 1 25 กุมภาพันธ์ 2563; วันที่แก้ไขบทความ ครั้งที่ 2 12 มีนาคม 2563

วันที่ตอบรับบทความ 21 เมษายน 2563

บทคัดย่อ

บทความวิจัยนี้เป็นผลการศึกษาการออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอนสำหรับแหล่งเก็บน้ำที่มีระดับหัวน้ำต่ำซึ่งเหมาะสมต่อการใช้งานในพื้นที่ที่มีความเร็วลำนํ้าที่ไหลเฉลี่ยในช่วง 2-6 เมตรต่อวินาที กังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอนที่ทำการศึกษานี้ สามารถสร้างกำลังการผลิตไฟฟ้าสูงสุด (Rated power) ขนาด 200 วัตต์ ที่ความเร็วลำนํ้าสูงสุด 6 เมตร/วินาที และมีการเริ่มหมุน (Cut-in water speed) เพื่อทำการผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลำนํ้า 2 เมตรต่อวินาที โดยมีการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 100 วัตต์ จำนวน 2 เครื่อง ต่อวงจรขนานกันเพื่อการรักษาการทำงานที่ต่ำที่ความเร็วเพลาชับของวงล้อกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอน 200-300 รอบต่อนาที กังหันน้ำขนาดเล็กผลิตไฟฟ้าถูกเชื่อมต่อกับระบบการทำงานผ่านชุดเฟืองเกียร์ที่ความเร็วเพลาชับของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 350-400 รอบต่อนาที หลังจากนั้นจึงทำการวิเคราะห์การไหลโดยใช้หลักการทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณในการคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบการทำงาน ผลจากการออกแบบพบว่าค่าตัวแปรที่เหมาะสมเหล่านี้ สามารถออกแบบกังหันน้ำขนาดเล็กผลิตไฟฟ้าเพื่อลดภาระแรงต้านของน้ำในระบบการทำงานและนำไปสู่การลดอัตราการสูญเสียที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการทำงาน

คำสำคัญ

การออกแบบระบบทางกล กังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก หลักการวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหล

Abstract

This research presents the results studying of the design of mechanical systems for low-speed horizontal axis micro water turbine generators which operate in the range of 2-6 m/s water velocity. The objective of this study and research is to find out the optimum parameters of 200 Watt for horizontal axis micro water turbine generators model. The configuration of the model has the cut in wheel rotational speed of 200-300 rpm at the rated water speed of 6 m/s and can be cut-in water speed for power generate at 2 m/s. The micro water turbine system is designed by using 2 units of 100 W generators coupling to the single shaft become to 200-Watt power output. Micro water turbine is connected with the gear system to achieve the starting speed of 350-400 rpm. The maximum efficiency of the system was determined using computational fluid dynamics techniques. With the optimal parameters from this study, the micro water turbine generator can be designed to decrease drag force and reduce the loss rate that affect the work efficiency.

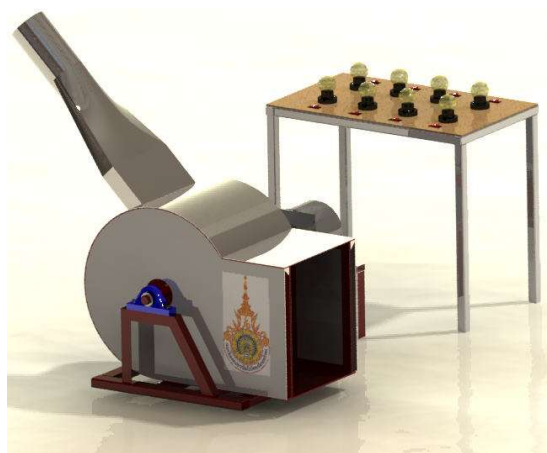
Keywords

mechanical design; micro mater turbine generator; computational fluid dynamics

1. คำนำ

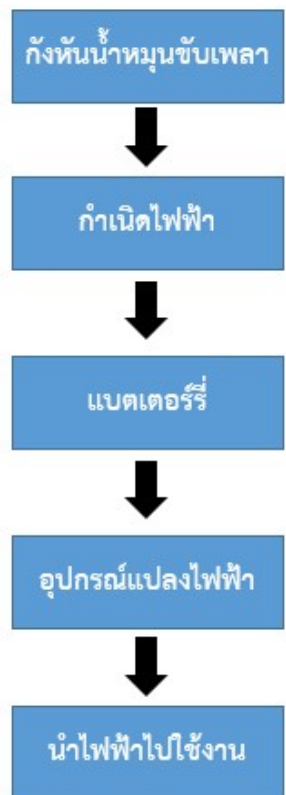
ในปัจจุบัน ได้มีผู้ให้ความสนใจเกี่ยวกับการแปลงรูปพลังงานทดแทนที่ได้จากน้ำมากขึ้น [1] และได้มีการศึกษาและให้ความสนใจเกี่ยวกับเรื่องของการออกแบบเครื่องมือต่าง ๆ เข้ามาช่วยในการแปลงพลังงานจลน์ที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของน้ำให้กลายเป็นพลังงานไฟฟ้า พลังงานน้ำ (Water Energy) เป็นพลังงานทดแทนที่สะอาดและมีปริมาณที่มากในโลกใบนี้ ดังนั้นจึงเป็นอีกทางเลือกหนึ่งให้ได้อีก แต่ผู้สนใจส่วนใหญ่ยังขาดประสบการณ์และยังขาดตำราทางวิชาการอีกหลายด้านเกี่ยวกับการออกแบบระบบทางกลของกังหันน้ำ ด้วยเหตุนี้จึงทำให้การศึกษาค้นคว้าเป็นไปได้ยาก เพราะโดยทั่ว ๆ ไปกังหันน้ำผลิตกระแสไฟฟ้าที่มีใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ได้นำเข้ามาจากต่างประเทศเป็นส่วนใหญ่และมีราคาที่สูงในด้านชุดเครื่องมือและอุปกรณ์ต่าง ๆ ของกังหันน้ำ [2] แต่ในประเทศไทยเองก็มีบางบริษัทหรือแคบบุคคลที่เป็นอาจารย์และนักวิชาการหลายท่านที่มีความรู้ในเรื่องของกังหันน้ำผลิตกระแสไฟฟ้าแต่น้อยมากที่จะทำการพัฒนาต่อยอดให้เหมาะสมกับพลังงานน้ำในประเทศไทย ศาสตร์ที่ใช้ในการออกแบบกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าที่เป็นตำราจากต่างประเทศมีมากมายหลายเล่ม [3,4] แต่ถ้าศึกษาเองโดยไม่มีผู้สอนหรือแนะนำให้เข้าใจก็อาจจะลำบากต่อการศึกษาและเรียนรู้ให้ลึกซึ้งถึงระบบการทำงานต่าง ๆ ตลอดจนระบบกลไกทางกล เป็นต้น การออกแบบกังหันน้ำผลิตกระแสไฟฟ้า จึงอาจเป็นอีกเหตุผลหนึ่ง ที่ทำให้ประชาชนผู้ที่สนใจโดยทั่ว ๆ ไปยังขาดความรู้เกี่ยวกับเรื่องนี้เนื่องจากยังไม่มี การเผยแพร่องค์ความรู้ในเรื่องของกังหันน้ำผลิตกระแสไฟฟ้ากันในวงกว้าง ดังนั้นด้วยเหตุผลดังกล่าวจึงเป็นการจตุประกายให้มีแนวคิดทำการศึกษาและออกแบบกังหันน้ำผลิตกระแสไฟฟ้าขนาด 200 วัตต์ เพื่อที่จะได้เผยแพร่ความรู้ไปสู่บุคคลที่ให้ความสนใจในเรื่องของกังหันน้ำผลิตกระแสไฟฟ้ากังหันน้ำ ส่วนใหญ่ที่ทำการผลิตกระแสไฟฟ้าจะเป็นกังหันน้ำชนิดแนวแกนนอน มีข้อดีหลักๆ คือสามารถทำการสร้างได้ง่าย อีกทั้งยังมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง [5] เมื่อเปรียบเทียบกับกังหันน้ำชนิดแกนตั้ง ที่มีการประกอบค่อนข้างยากเนื่องจากจะต้องทำการเชื่อมต่อแกนเพลาลูก

ล้อและเพลาลูกของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าให้มีแกนเพลาลูกที่ตรงกันซึ่งจะเป็นเรื่องที่ยากต่อการวางแนว (Alignment) โดยทั่วไปประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันน้ำชนิดนี้มีประมาณ 50-60% [6] คือ สามารถแปลงพลังงานจลน์ของน้ำ (Kinetic energy) จาก 100% มาเป็นพลังงานทางกล (Mechanical energy) ได้ 50% แต่ในทางปฏิบัติจริงแล้วยังมีค่าความสูญเสีย (Losses) ในส่วนต่าง ๆ ของระบบอีกหลายส่วนซึ่งทำให้เมื่อมีการใช้งานจริง ประสิทธิภาพในการทำงานเหลือแค่ 40% ในการผลิตไฟฟ้า [7,8] ดังนั้นการออกแบบรูปทรงของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอนในงานวิจัยนี้จึงต้องคำนึงถึงความเหมาะสมกับศักยภาพพื้นที่และแหล่งน้ำในแต่ละพื้นที่ด้วย



รูปที่ 1 ต้นแบบกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแกนนอน [6,7]

ระบบการทำงานของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอนที่ทำการออกแบบจะอาศัยแรงผลักดันของน้ำจากหัวฉีดทำให้เกิดการหมุนแล้วส่งถ่ายกำลังผ่านเพลาลูกไปยังชุดเฟืองทดที่ต่อเข้ากับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ผลิตเป็นกระแสไฟฟ้าออกมาแล้วนำกระแสไฟฟ้าที่ผลิตได้ไปเก็บไว้ในแบตเตอรี่ แล้วใช้อุปกรณ์แปลงไฟฟ้าจากกระแสตรงเป็นกระแสสลับ ซึ่งสามารถสรุปเป็นแผนภาพขั้นตอนการทำงานได้ดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 แสดงขั้นตอนและกระบวนการทำงานของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอน

2. วัตถุประสงค์

- 2.1 เพื่อศึกษาและออกแบบระบบเชิงกลของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอน
- 2.2 เพื่อหาจุดที่เหมาะสมของระบบการทำงานเพื่อเป็นข้อมูลในการเลือกใช้งานได้ถูกต้อง
- 2.3 เพื่อทำการเปรียบเทียบผลการทดสอบการจำลองสนามการไหลของน้ำภายในโวลูตน้ำของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้า
- 2.4 เพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาต่อไป

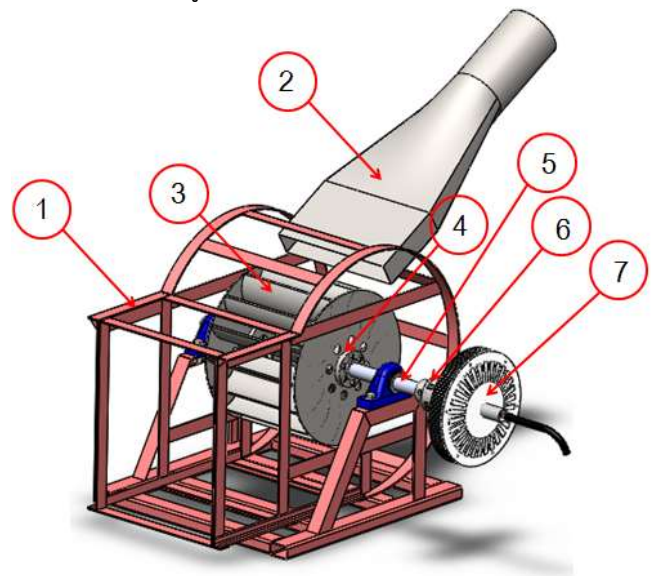
3. ขอบเขตงานวิจัย

ทำการออกแบบรูปทรงด้วยสมการทางคณิตศาสตร์ และทำการขึ้นรูปชิ้นงานสามมิติจากตัวแปรที่คำนวณได้ทั้งในส่วนของ Dual System หลังจากนั้นนำแบบจำลองกังหันน้ำที่ได้จากการออกแบบมาทำการวิเคราะห์หาจุดที่เหมาะสม และนำไปทำการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพโดยใช้เทคนิคทางพลศาสตร์ของไหล แล้วทำการสรุปผลการทดสอบ

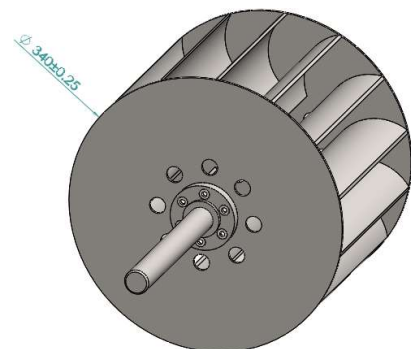
4. ทฤษฎีการออกแบบเบื้องต้น

4.1 ส่วนประกอบของระบบทางกล

ชุดของวงล้อกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก (Wheel of Micro Water Turbine Generator) ซึ่งถือว่าเป็นหัวใจหลักและเป็นส่วนประกอบที่สำคัญที่รับพลังงานจลน์ (Kinetic energy) จากการเคลื่อนที่ของน้ำ ซึ่งเป็นตัวทำให้เกิดพลังงานกลที่แกนหมุนเพื่อถ่ายทอดและทำการส่งกำลังผลักไปยังเพลากลไกหลัก ที่ถูกเชื่อมต่อเข้ากับวงล้อกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก โดยองค์ประกอบหลักและชุดตัวอุปกรณ์ต่าง ๆ ของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กจะประกอบด้วยชิ้นส่วนหลักทั้งหมด 7 ชิ้น ดังรูปที่ 3



รูปที่ 3 ส่วนประกอบของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้า [6,7]



รูปที่ 4 ขนาดวงล้อกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอน

(1) โครงสร้างโวลูตของกังหันน้ำ ทำหน้าที่ยึดอุปกรณ์ต่างๆของชุดกังหันน้ำผลิตไฟฟ้า

(2) หัวฉีดน้ำ (Jet Water) ทำหน้าที่ในการรีดน้ำให้เกิดความเร็วสูงเพื่อสร้างแรงไปผลักให้วงล้อกังหันน้ำเกิดการหมุน

(3) ใบกังหันน้ำ (blade) ทำหน้าที่ในการรับพลังงานจลน์ของน้ำแล้วผลักให้วงล้อกังหันน้ำเกิดการเคลื่อนที่

(4) ดุมเพลลา (Shaft hub) ทำหน้าที่เชื่อมต่อระหว่างเพลลาส่งกำลังกับวงล้อกังหันน้ำ

(5) เพลาส่งกำลัง (Shaft) ทำหน้าที่รับแรงที่มีความเร็วรอบสูงจากวงล้อกังหันน้ำเพื่อหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

(6) คัปปลิง (Coupling) ทำหน้าที่ช่วยลดแรงกระตุกจากเพลาส่งกำลังไปยังเพลลาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า และยังป้องกันการเกิดการเกินภาระ (Overload) ของระบบการทำงาน

(7) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำหน้าที่แปลงพลังงานกลเป็นพลังงานไฟฟ้า มีลักษณะการทำงานโดยอาศัยหลักการว่าเมื่อสนามแม่เหล็กเคลื่อนที่ตัดขดลวด หรือขดลวดเคลื่อนที่ตัดสนามแม่เหล็กก็จะได้ไฟฟ้าออกมา

4.2 ทฤษฎีพื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหล

การคำนวณหาความเร็วของน้ำ

พิจารณาจากกฎทรงพลังงาน (Energy conservation) จะได้ว่าน้ำเมื่อตกลงมาพลังงานศักย์ของน้ำจะเปลี่ยนเป็นพลังงานจลน์ทั้งหมด ซึ่งสามารถเขียนเป็นสูตรได้ดังนี้ [4,5]

$$E_p = E_k$$

$$mgH = \frac{1}{2}mv^2$$

$$v^2 = 2gH$$

$$\therefore \text{ความเร็วของน้ำหาค่าได้จาก } v = \sqrt{2gH} \quad (1)$$

ทฤษฎีการต้านและยกตัวของสภาพการไหลผ่านวัตถุ

การไหลของน้ำที่ไหลผ่านใบพัดภายในวงล้อกังหันน้ำ ทำให้เกิดแรงกระทำและเปลี่ยนถ่ายพลังงานที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของน้ำให้วงล้อกังหันน้ำนั้นเกิดการหมุน ซึ่งกรอบการวิเคราะห์ดังกล่าวจะมีรูปแบบของแรงกระทำอยู่ ชนิด คือ 2 แรงต้าน (Drag Force) และแรงยกตัว (Lift Force) [8,9,10] ซึ่งแรงกระทำทั้งสองชนิดนี้จะเป็นตัวบ่งถึงระบบการทำงานและประสิทธิภาพของใบพัดกังหันน้ำ รูปแบบของสมการทั้งสอง คือ

แรงต้าน (Drag Force) [11,12]

$$F_D = \frac{C_D}{2} \rho A V^2 \quad (2)$$

แรงยกตัว (Lift Force)

$$F_L = \frac{C_L}{2} \rho A V^2 \quad (3)$$

โดยที่ F_D คือ แรงต้าน (N)

F_L คือ แรงยกตัว (N)

C_D คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้าน (Drag Coefficient)

C_L คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกตัว (Lift Coefficient)

ρ คือ ค่าความหนาแน่นของน้ำ (1,000 kg/m³)

A คือ พื้นที่ (m²)

V คือ ความเร็วลำนน้ำ (m/s)

แรงลัพธ์ (Resultant Force) [12]

$$F_R = \sqrt{F_L^2 + F_D^2} \quad (4)$$

โดยที่ F_R คือ แรงลัพธ์ (N)

4.3 ทฤษฎีการออกแบบเพลลา

การออกแบบเพลลาโมเมนต์บิด (Torque) เป็นส่วนที่สำคัญที่ทำให้เกิดความเค้นเฉือนขึ้นเพลลาของระบบการทำงาน [2,3] ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด และกำลัง เพลลาทำหน้าที่ถ่ายทอดกำลังจากส่วนหนึ่งไปยังอีกส่วนหนึ่ง กำลัง คืออัตราการทำงาน ดังนั้นกำลังที่เกิดจากแรงบิด หรือโมเมนต์บิด [12]

$$P = \frac{2\pi NT}{60,000} \quad (5)$$

เมื่อ P = กำลังงาน (kW)

T = โมเมนต์บิด (N.m)

N = ความเร็วรอบเพลลา (rpm)

ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดของเพลลาตัน [12]

$$\tau_{\text{Max}} = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (6)$$

เมื่อ τ_{Max} = ค่าเค้นเฉือนสูงสุดของเพลานี้ (N/mm^2)

T = โมเมนต์บิด (N.m)

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลานี้ (m)

ทฤษฎีความเค้นดัดสูงสุดของเพลานี้ [12]

$$\sigma_b = \frac{32M_b}{\pi D^3} \quad (7)$$

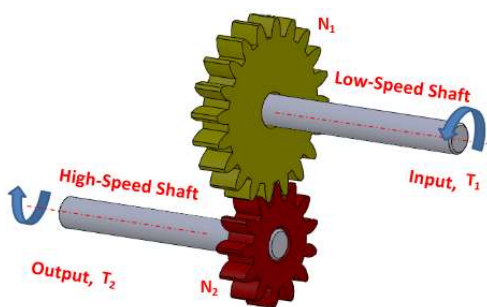
เมื่อ σ_b = ค่าเค้นดัดสูงสุดของเพลานี้ (N/mm^2)

M_b = โมเมนต์ดัด (N.m)

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลานี้ (m)

4.4 การออกแบบระบบส่งกำลังของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก

การส่งกำลังงานด้วยเฟืองขับของระบบการเคลื่อนที่ของระบบส่งกำลังในชุดของเพลานี้และเฟือง สมมุติฐานของระบบการทำงาน คือ ระบบจะไม่มีแรงเสียดทานเนื่องจากความฝืด (Frictionless) และไม่มีการสูญเสียพลังงาน [10,11,12] จากรูปที่ 5 และ 6 สามารถเขียนเป็นความสัมพันธ์ของ แรงบิดกับความเร็วรอบ ดังสมการที่ (9) และ (10)



รูปที่ 5 ระบบส่งกำลังของเพลานี้และเฟืองแบบขั้นเดียว

$$i = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (8)$$

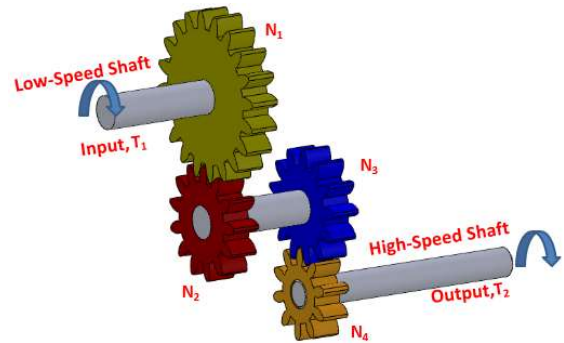
เมื่อ i = อัตราทด

T_1 = โมเมนต์บิดเพลานี้หลัก (N.m)

T_2 = โมเมนต์บิดเพลานี้เล็ก (N.m)

N_1 = ความเร็วรอบเพลานี้หลัก (rpm)

N_2 = ความเร็วรอบเพลานี้เล็ก (rpm)



รูปที่ 6 ระบบส่งกำลังของเพลานี้และเฟืองแบบสองขั้น [12]

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} \quad (9)$$

เมื่อ i = อัตราทด i_1 =อัตราทดขั้นที่ 1, i_2 =อัตราทดขั้นที่ 2

T_1 = โมเมนต์บิดเพลานี้หลัก (N.m)

T_2 = โมเมนต์บิดเพลานี้เล็ก (N.m)

N_1 = ความเร็วรอบเพลานี้หลัก (rpm)

$N_2 = N_3$ = ความเร็วรอบเพลานี้รอง (rpm)

N_4 = ความเร็วรอบเพลานี้เล็ก (rpm)

4.5 ทฤษฎีความเสียดทานของโรลลิงแบร์ริงส์

เกิดจากการเสียดสีกันระหว่างลูกกลิ้งและรางบนวงแหวน ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (Coefficient of friction) จะเปลี่ยนไปตาม อุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น และซิลของแบร์ริงส์ จะมีความสำคัญน้อยมากสำหรับงานทั่วไป [12] แต่สามารถคำนวณหาค่าที่สูญเสียไปเนื่องจากความเสียดทาน ดังนี้

$$M_{FT} = \frac{\mu F d}{2} \quad (10)$$

เมื่อ M_{FT} = โมเมนต์เนื่องจากความเสียดทาน (N.m)

μ = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

F = แรงที่กระทำกับแบร์ริงส์ (N)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูแบร์ริงส์ (mm)

5. ขั้นตอนการออกแบบ

5.1 คำนวณหาความเร็วลำน้ำ

จากสมการที่ (ทำการคำนวณหาความเร็วลำน้ำโดยใช้ (1
2 ความสูงที่เมตรน้ำเป็นข้อมูลสำหรับการคำนวณ [7]

$$v = \sqrt{2 \times 9.81 \times 2\text{m}} = 6.61 \text{ m/s}$$

5.2 คำนวณหาค่า Lift และ Drag ของใบกังหันน้ำ

คำนวณหาแรง Lift และ Drag ที่ใบกังหันน้ำ ใบ 1

กำหนดให้ $C_D = 0.03$, $C_L = 1.72$, $\rho = 1,000 \text{ kg/m}^3$

$$V = 6.61 \text{ m/s}, A_L = A_D = 0.026 \text{ m}^2$$

$$L = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_L$$

$$\text{จะได้} \quad = \frac{1}{2} 1,000 \times 0.026 \times 6.61^2 \times 1.72$$

$$= 977 \text{ N}$$

$$D = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_D$$

$$= \frac{1}{2} 1,000 \times 0.026 \times 6.61^2 \times 0.03$$

$$= 17.039 \text{ N}$$

$$\text{อัตราส่วน} \quad \frac{L}{D} = \frac{977}{17.039} = 57.33$$

แรงรวม 1 ใบที่จุดที่ 1

$$F_T = \sqrt{(17.039)^2 + (977)^2}$$

$$= 977.15 \text{ N}$$

5.3 คำนวณหาขนาดใบกังหันน้ำ

ความกว้างใบกังหันน้ำ = เส้นผ่านศูนย์กลางวงล้อกังหัน
น้ำ $\times 0.14$

ความยาวของใบกังหันน้ำ = เส้นรอบวงกังหันน้ำ $\times 0.9$

ความกว้างของใบกังหันน้ำ = $34 \text{ cm} \times 0.14$

= 4.76 cm หรือ

= 47.6 mm

ความยาวของใบกังหันน้ำ = $2 \times 14.3 \times 17$

= 106.76 cm

= $106.76 \text{ cm} \times 0.9$

= $96 \text{ cm} = 960 \text{ mm}$

ความสูงใบกังหันน้ำ = $960/170$

= 5.65 mm

5.4 คำนวณหาขนาดเพลลา

กำหนดให้ทอร์ควิกฤติ

(T) = 18 N.m , Bending Moment = 30 N.m

ใช้วัสดุเป็น Aluminum, Density = 2710 kg/m^3

Tension 110 MPa , Shear = 70 MPa

E = 70 GPa , G = 26 GPa

Tension = 110 MPa (Yield)

Shear = 55 MPa (Yield)

Safety Factor = 1.5

เลือกใช้ $\sigma_y = 110 \text{ MPa}$, N = 2

$$d = \left(\frac{32N}{\pi \sigma_y} (T^2 + M^2)^{1/2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left(\frac{32N}{\pi (110 \times 10^6)} ((18)^2 + (30)^2)^{1/2} \right)^{1/3}$$

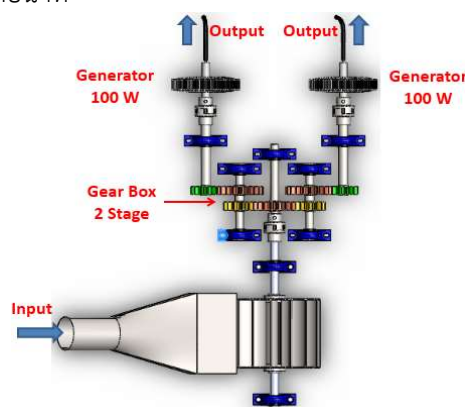
$$d = 0.014 \text{ m}$$

$\therefore$ เลือกใช้ มิลลิเมตร 15

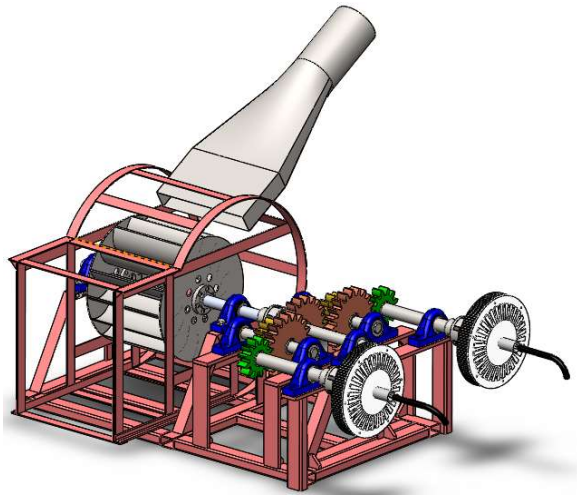
6. ขั้นตอนดำเนินการวิจัย

6.1 การออกแบบระบบทางกล

ทำการวิเคราะห์ระบบและทำการออกแบบ โดยกำหนด
แรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) ในการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็ว
ลำน้ำต่ำ ระหว่างการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่อง
กำเนิดไฟฟ้าขนาด วัตต์ 1002 ตัว (Dual system) ตามรูปที่
7 และ 8 ความเร็วรอบเพลลาขับของวงล้อกังหันน้ำผลิตไฟฟ้า
ขนาดเล็กแบบแกนนอน 200-300 รอบต่อนาที ผ่านชุดเกียร์
ด้วยอัตราทด ความเร็วเพลลาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 300-350
รอบต่อนาที



รูปที่ 7 ระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด วัตต์ 1002 ตัว (Dual system) ที่ทำการออกแบบ



รูปที่ 8 องค์ประกอบของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดวัตต์ 1002 ตัว (Dual system)

ดังนั้นภาระ (Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลาทั้งหมัดน้ำ คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 2 วัตต์ 002 ตัว สามารถแจกแจงรายละเอียดตัวแปรการคำนวณได้ดังตารางที่ 1 และสามารถคำนวณหาค่า T_{Dual} ได้จากสมการที่ 12 [12]

ตารางที่ 1 ตัวแปรการคำนวณที่ได้จากการออกแบบ

รายการโครงสร้าง	สัญลักษณ์	น้ำหนัก (kg)
น้ำหนักของโรเตอร์	M_{rotor}	197.3
น้ำหนักเพืองตัวที่ 1	M_{Z1}	4.434
น้ำหนักเพืองตัวที่ 2	M_{Z2}	1.399
น้ำหนักเพืองตัวที่ 3	M_{Z3}	4.434
น้ำหนักเพืองตัวที่ 4	M_{Z4}	1.7
น้ำหนักของเพลาชุดที่ 1	$M_{Shaft 1}$	1.48
น้ำหนักของเพลาชุดที่ 2	$M_{Shaft 2}$	1.81
น้ำหนักของเพลาชุดที่ 3	$M_{Shaft 3}$	807.1
เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ชุดที่ 1	$D_{Pitch Z1}$	0.162
เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ชุดที่ 2	$D_{Pitch Z2}$	162.0
เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ชุดที่ 3	$D_{Pitch Z3}$	0.162
เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ชุดที่ 4	$D_{Pitch Z4}$	098.0
น้ำหนักคัปปีง	$M_{Coupling}$	1.62

$$T_{Dual} = T_{Shaft-1} + 2 \times T_{Shaft-2} + 2 \times T_{Shaft-3} \quad (12)$$

เมื่อ T_{Dual} = แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบ Dual (N.m)
 $T_{Shaft-1,2,3}$ = แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลา (N.m)

แทนค่าลงในสมการที่ (12) จะได้

$$T_{Dual} = \left(\frac{(M_{Rotor} + M_{Z1} + M_{Shaft}^1)}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z1}}{2} \times g \right) + 2 \times \left(\frac{(M_{Z2} + M_{Z3} + M_{Shaft}^2)}{2} \times \frac{(D_{Pitch}^{Z2} + D_{Pitch}^{Z3})}{4} \times g \right) + 2 \times \left(\frac{(M_{Z4} + M_{Shaft}^3 + M_{Coupling})}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z4}}{2} \times g \right) \quad (13)$$

แทนค่าจะได้

$$T_{Dual} = \left(\frac{(13.94 + 4.432 + 1.783) \text{ kg}}{2} \times \frac{0.162}{2} \times 9.81 \text{ m/s}^2 \right) + 2 \times \left(\frac{(1.399 + 4.434 + 1.81) \text{ kg}}{2} \times \frac{(0.162 + 0.162)}{4} \times 9.81 \text{ m/s}^2 \right) = 2 \times \left(\frac{(1.399 + 1.807 + 1.62) \text{ kg}}{2} \times \frac{(0.098)}{2} \times 9.81 \text{ m/s}^2 \right) \\ T_{Dual} = (7.99) + 2 \times (3.152) + 2 \times (1.16) \text{ N.m} \\ T_{Dual} = 16.611 \text{ N.m}$$

จากสมการที่ (5) ความเร็วน้ำที่ทำให้กังหันมีการเริ่มหมุน (Cut-in water speed) เพื่อทำการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วน้ำ 3 เมตรต่อวินาที แทนค่าลงในสมการจะได้แรงผลัก (Thrust force)

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - 0.18 V_0^2) \quad (16)$$

เมื่อ $\rho = 1,000 \text{ kg/m}^3$ @25°C
 $A = 0.03 \text{ m}^2$
 $V_0 = 2 \text{ (m/s)}$

แทนค่าลงในสมการที่ (16) จะได้ดังนี้

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \times 1,000 \text{ kg/m}^3 \times 0.03 \text{ m}^2 \times (2^2 - 0.18 \times (2)^2) \text{ m}^2/\text{s}^2$$

จะได้แรงผลัก (Thrust force) $F_{Thrust} = 82 \text{ N}$

แรงบิด (Torque) ที่เกิดขึ้นในโรเตอร์ของกังหันน้ำสามารถหาได้จาก แรงผลักรูด้วยรัศมีของใบกังหันซึ่งหาจาก 1/3R จากสูตร [12]

$$T_{\text{Rotor}} = F_{\text{thrust}} \cdot R_{\text{CG}} \quad (17)$$

เมื่อ T_{Rotor} = แรงบิดของโรเตอร์ (N.m)
 F_{thrust} = แรงผลัก (Thrust force, N)
 R_{CG} = จุดศูนย์กลางถ่วงของมวล (m)

แทนค่าลงในสมการที่ (14) จะได้แรงบิดของโรเตอร์ของกังหันน้ำ

$$T_{\text{Rotor}} = 82 \text{ N} \times 0.3 \text{ m}$$

$$T_{\text{Rotor}} = 24.6 \text{ N.m}$$

จากนั้นทำการเปรียบเทียบระหว่างสองระบบว่าระบบใดสามารถเริ่มต้นหมุนเพลาลผลิตไฟฟ้าโดยการนำแรงบิดที่ค่าความเร็วต่างๆ ไปด้วยภาระแรงบิดที่แต่ละระบบเริ่มต้นหมุนเพลาดังนี้

$$T_{\text{Dual}} = T_{\text{Rotor}} - T_{\text{System}} \quad (18)$$

แทนค่าที่ความเร็วน้ำ 2 m/s โรเตอร์ของกังหันสามารถสร้างแรงบิดได้ 6.24 N.m ยกตัวอย่างระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด วัตต์ 1002 ตัว (Dual system) และแรงบิดเริ่มต้นของระบบ $T_{\text{Dual}} = 611.16 \text{ N.m}$ ลงในสมการที่ (1) จะได้ (8)

$$T_{\text{Dual}} = 24.6 - 16.611 \text{ N.m}$$

$$T_{\text{Dual}} = 7.99 \text{ N.m}$$

6.2 การวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหล

นำค่าความเร็วลำนํ้าที่คำนวณได้จากหัวข้อ 5.1 มาทำการกำหนดลงในแบบจำลอง 3 มิติ และทำการคำนวณหารอบการหมุนได้จากสมการที่ 19

$$\text{rpm} = \frac{\omega \times 60}{2\pi} \quad (19)$$

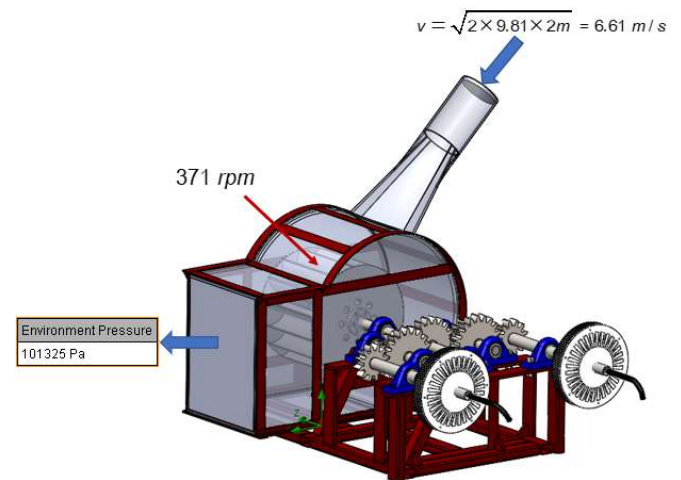
$$\text{โดยที่} \quad \omega = \frac{v}{r} \quad (20)$$

เมื่อความเร็วลำนํ้ามีค่า 6.61 m/s และวงล้อกังหันน้ำที่ออกแบบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 340 mm. สามารถคำนวณหา ω ได้ดังนี้

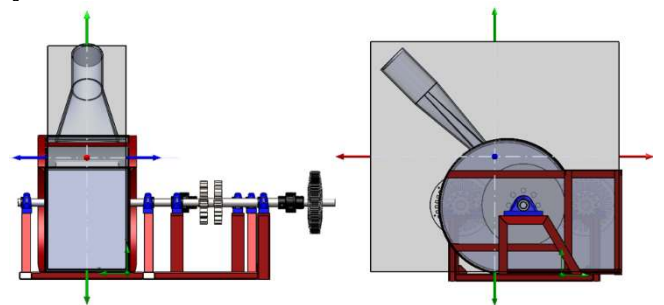
$$\omega = \frac{6.61 \text{ m/s}}{0.17 \text{ m}} = 38.9 \text{ rad}$$

$$\text{ดังนั้นรอบการหมุนจะได้} \quad \text{rpm} = \frac{38.9 \times 60}{2\pi} = 371.65 \text{ rpm}$$

นำตัวแปรที่คำนวณได้จากสมการทางคณิตศาสตร์มาทำการกำหนดเงื่อนไข (Boundary Condition) ลงในแบบจำลองสามมิติที่ออกแบบ ดังรูปที่ 9

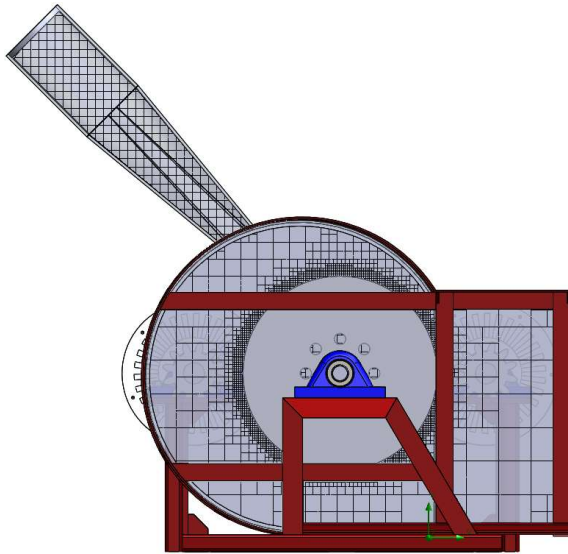


รูปที่ 9 เงื่อนไขขอบเขต (Boundary Condition)



รูปที่ 10 การกำหนด Computational Domain

ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหลในงานวิจัยนี้ ได้ทำการสร้างมุมมองของหัวฉีดน้ำทั้งหมด 4 มุม คือ มุม 30, 35, 40 และ 45 องศา เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการเปรียบเทียบผลของการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพการทำงาน ในการวิเคราะห์จะใช้ความเร็วน้ำเริ่มต้นที่ 6.61 m/s

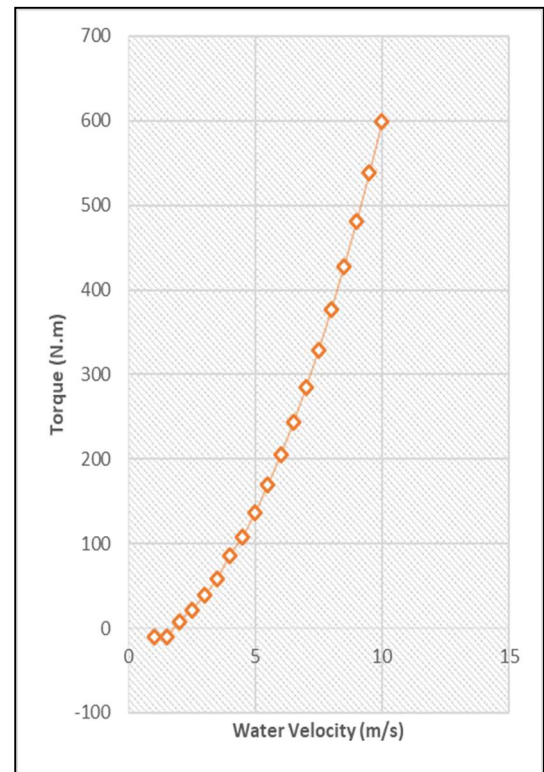


รูปที่ 11 เมชเอลิเมนต์ที่ได้จากการสร้าง

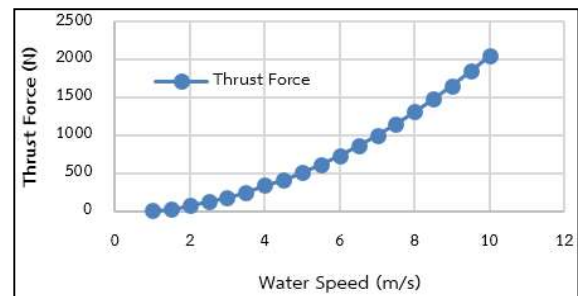
7. ผลการวิจัย

7.1 ผลการวิจัยที่ออกแบบด้วยสมการทางคณิตศาสตร์

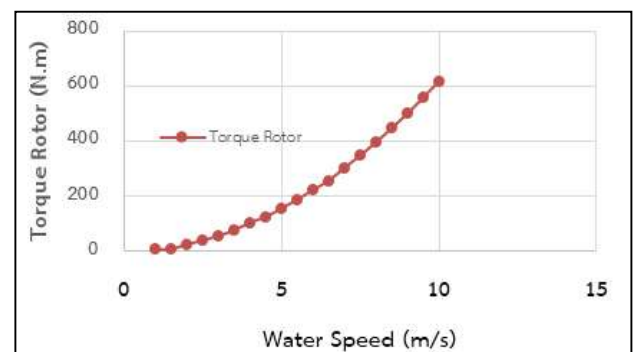
จากผลการออกแบบและวิเคราะห์ระบบการทำงานของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอนเบื้องต้นด้วยสมการทางคณิตศาสตร์ ผลที่ได้แสดงได้ว่าระบบการทำงานทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 100 วัตต์ 2 ตัว (Dual system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดใช้งานเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลำนํ้าเริ่มต้นที่ 2 m/s ซึ่งเป็นความเร็วลำนํ้าที่ทำให้เพลของกังหันน้ำหมุน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 12 และ 14 และในทำนองเดียวกันในส่วนของแรงผลักหรือแรงขับไปข้างหน้าจะสามารถสร้างแรงเพื่อผลักเริ่มต้นที่ทำให้วงล้อกังหันน้ำสามารถหมุนได้ที่ความเร็วลำนํ้าเริ่มต้นที่ 1 m/s ดังแสดงในรูปที่ 13



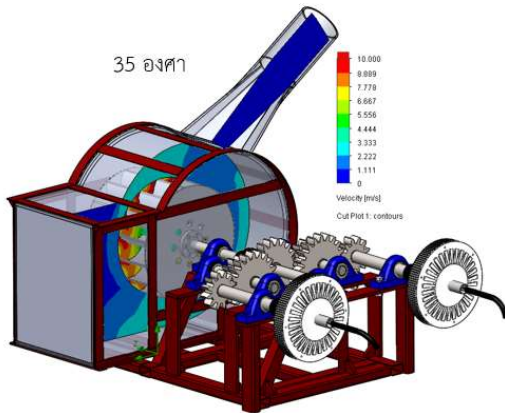
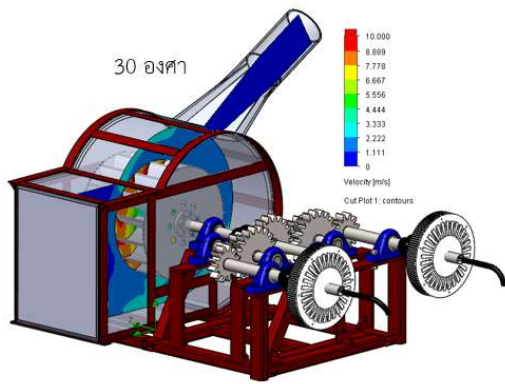
รูปที่ 12 กราฟแสดงความเร็วลำนํ้ากับแรงบิด



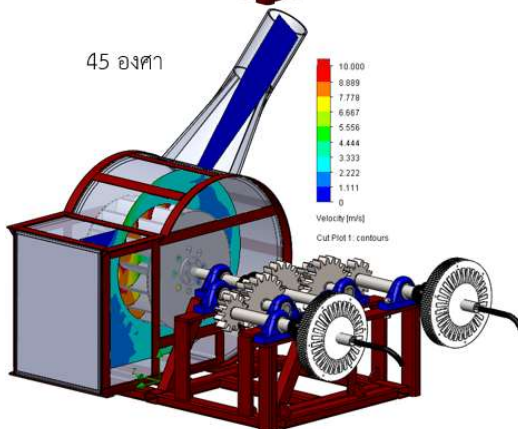
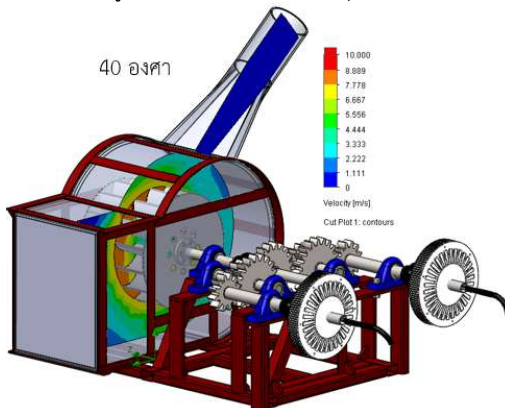
รูปที่ 13 กราฟแสดงผลระหว่างความเร็วลำนํ้ากับแรงผลัก



รูปที่ 14 กราฟแสดงผลระหว่างความเร็วลำนํ้ากับแรงบิด



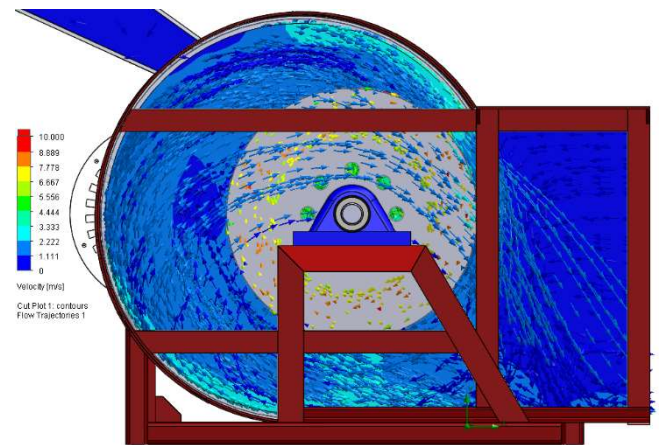
รูปที่ 15 ผลลัพธ์ในรูปแบบของ Plot Contour ที่มุม 30 และ 35



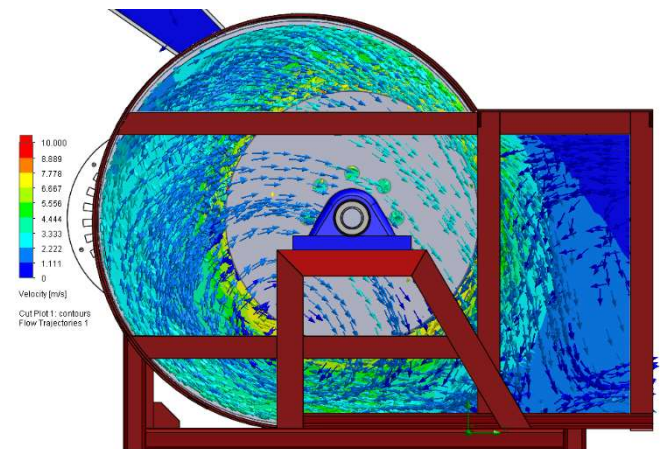
รูปที่ 16 ผลลัพธ์ในรูปแบบของ Plot Contour ที่มุม 40 และ 45

7.2 ผลการวิจัยที่ได้จากเทคนิคทางพลศาสตร์ของไหล

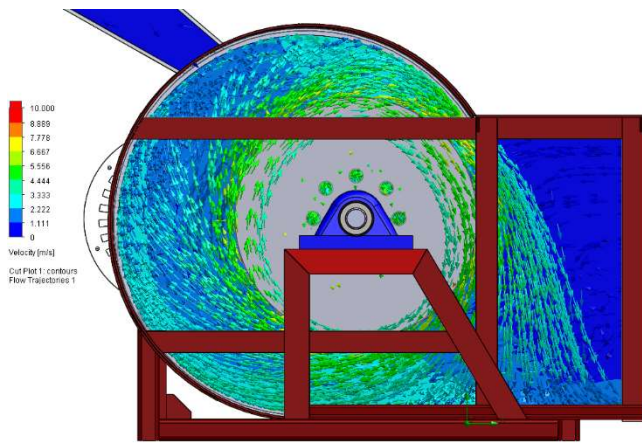
การวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหลที่มุม 30, 35, 40 และ 45 องศา สามารถแสดงผลลัพธ์ที่อยู่ในรูปของ Plot Contour ได้ดังรูปที่ 15 และ 16



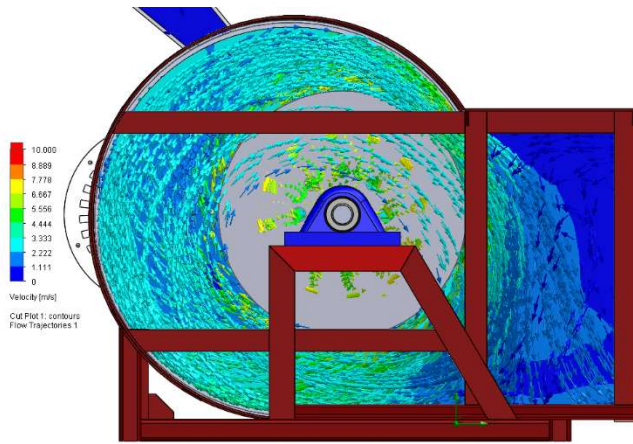
รูปที่ 17 ผลลัพธ์ในรูปแบบของ Flow Trajectories ที่มุม 30



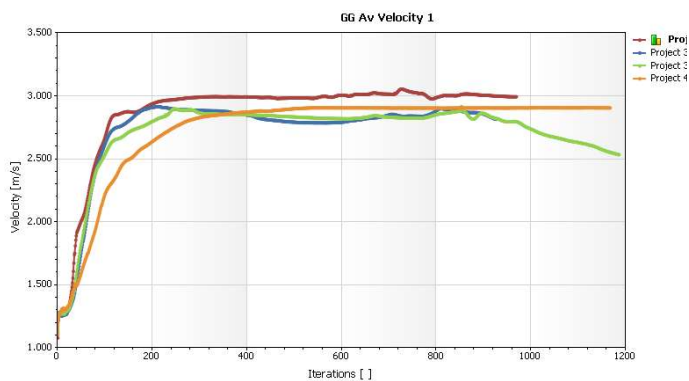
รูปที่ 18 ผลลัพธ์ในรูปแบบของ Flow Trajectories ที่มุม 35



รูปที่ 19 ผลลัพธ์ในรูปแบบของ Flow Trajectories ที่มุม 40



รูปที่ 20 ผลลัพธ์ในรูปแบบของ Flow Trajectories ที่มุม 45



รูปที่ 21 ผลลัพธ์ของความเร็วในแต่ละรอบของการคำนวณ

ในส่วนของรูปที่ 17-20 จะแสดงถึงวิธีการไหล (Flow Trajectories) ของสนามการไหลของน้ำรอบบริเวณวงล้อ ขณะที่มีการหมุนในแต่ละมุมมองของการวางตำแหน่งของหัวฉีด ผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์สนามการไหลของน้ำ

ภายในโวลูตน้ำของกังหันน้ำขนาดเล็กผลิตไฟฟ้า พบว่าที่มุม 40 องศาจะให้ผลลัพธ์ประสิทธิภาพที่ดีที่สุดเมื่อนำไปทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากมุมของหัวฉีดอื่น ๆ อีกทั้งค่าตัวแปรของแรงบิดที่คำนวณได้จากโปรแกรมจะอยู่ที่ 270 N.m รอบการหมุน 371 rpm ที่ความเร็วน้ำ 6.61 m/s ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับการคำนวณด้วยสมการทางคณิตศาสตร์ดังตารางที่ 2 รูปที่ 21 แสดงค่าความเร็วของสนามการไหลภายในโวลูตน้ำที่มุมองศาต่าง ๆ ของหัวฉีด พบว่าที่มุม 40 องศาจะให้ค่าความเร็วของสนามการไหลที่คงที่ซึ่งแสดงให้เห็นถึงสถานะของแรงต้านที่น้อยแต่ระบบสามารถสร้างแรงยกตัวได้ดีและจะส่งผลต่อการหมุนของวงล้อกังหันน้ำขนาดเล็กผลิตไฟฟ้า ทำให้ได้ประสิทธิภาพในการหมุนสูงขึ้น

ตารางที่ 2 ผลลัพธ์ที่ได้จากสมการทางคณิตศาสตร์

Water speed (m/s)	Thrust Force (N)	Torque Rotor (N.m)	Dual system (N.m)
1	20.5	6.15	-10.46
1.5	22.78	6.84	-9.77
2	82	24.6	7.99
2.5	128.13	38.44	21.83
3	184.5	55.35	38.74
3.5	251.13	75.34	58.73
4	343	102.9	86.29
4.5	415.13	124.54	107.93
5	512.5	153.75	137.14
5.5	620.13	186.04	169.43
6	738	221.40	204.79
6.5	866.13	254.84	243.23
7	1,004	301.2	284.59
7.5	1,153.13	345.94	329.32
8	1,312	393.6	376.99
8.5	1,481.13	444.34	427.73
9	1,660.5	498.15	481.54
9.5	1,850.13	555.04	538.43
10	2,050	615	598.39

8.สรุปผลงานวิจัย

ผลสรุปการวิเคราะห์ จากรูปที่ 12 ผลจากการวิเคราะห์ระบบการทำงานของกังหันน้ำผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กแบบแกนนอนเบื้องต้น ผลที่ได้แสดงให้เห็นว่าระบบการทำงานทางกลแบบ

ใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด วัตต์ 1002 ตัว (Dual system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดใช้งานเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลำนํ้าเริ่มต้นที่ 2 m/s ซึ่งเป็นความเร็วลำนํ้าที่ทำให้เพลของกังหันนํ้าหมุน ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีขนาดเล็กตั้งแต่กำลังผลิตไฟฟ้ายังคงเท่าเดิมจะทำให้กังหันนํ้าสามารถผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลำนํ้าต่ำได้ เมื่อนํ้าดันแบบกังหันนํ้ามาทำการวิเคราะห์สนามการไหลโดยใช้เทคนิคการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ พบว่าระบบการทำงานของกังหันนํ้าสามารถทำงานได้ที่ความเร็วลำนํ้าต่ำ และจะให้ประสิทธิภาพของกังหันนํ้าสูงสุดที่มุม 40 องศาของหัวฉีดนํ้า อย่างไรก็ตามการออกแบบระบบการทำงานของกังหันนํ้าขนาดเล็กผลิตไฟฟ้าให้เหมาะสมต่อสภาพการใช้งานจริงเป็นสิ่งสำคัญ ผู้ออกแบบจึงต้องคำนึงถึงองค์ประกอบหลายด้าน เพื่อนํามาพิจารณาเป็นข้อมูลในการออกแบบระบบการทำงาน เช่น ตำแหน่งพื้นที่ในการติดตั้งควรมีการออกแบบให้เหมาะสมกับพื้นที่ ตลอดจนแหล่งนํ้าที่จะใช้ในการผลิตไฟฟ้ามีเพียงพอและสามารถใช้เป็นข้อมูลเบื้องต้นในการออกแบบระบบการทำงานของกังหันนํ้าได้ต่อไป

กิตติกรรมประกาศ

ผู้ดำเนินการวิจัยขอขอบพระคุณบุคลากร เจ้าหน้าที่ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการทำงานในครั้งนี้ รวมทั้ง อาจารย์ทุกท่านที่ให้คำปรึกษาในเรื่องการดำเนินการวิจัยและจัดทำเอกสารเป็นอย่างดี

เอกสารอ้างอิง

- [1] Pereira C, Borges JE. Study of the Nozzle Flow in Cross- Flow Turbine, *International Journal of Mechanical Science*, 2009;38(3): 283-302.
- [2] Vishal C, Jaymin D. Evaluation of Hydro Turbine Forebay Using CFD, *The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery*; 2011 November 21-23. IIT Madras, Chennai, India; 2011. P.1-10.
- [3] Suppachai T, Sataporn, W. *Solid Works and Cosmos Work*. Bangkok: SST; 2007. P. 1-26.
- [4] Durgin WW, Fay WK. Some Fluid Flow Characteristic of cross- flow type turbine, The Winter Annual Meeting of ASME, New Orleans, 1984; P.77-83.
- [5] Werayoot L. Design and Analysis of Two-Wheel Horizontal Axis Micro Water Turbine Generator Using Computational Fluid Dynamics Technique, *Engineering Journal Chiangmai University*, 2016; 23(1): 20-29.
- [6] Werayoot L. Performance Testing of Vertical Axis Micro Water Turbine Generator for Driven of Available Storage Water on Building, *Engineering Journal Chiangmai University*, 2015; 21(1): 9-17.
- [7] วีระยุทธ หล้าอมรชัยกุล. การออกแบบอย่างเหมาะสมของกังหันนํ้าผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กที่มีเสถียรด้วยวิธีการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์ของไหลโดยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ วิทยานิพนธ์ ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต. ปทุมธานี: มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี. 2552.
- [8] Werayoot L. Efficiency Evaluation and Test system of the Horizontal and Vertical Axis Micro Water Turbine Generator in a Community. In: *The 2nd MJU- Phrae National Research Conf*, 1- 2 September 2011, Phrae. Thailand: 2011. P. 80-87.
- [9] Nuthawut J, Chirakarn S. Performance Testing of Vertical Axis Water Turbine with Friction Reduction: Blade Performance Comparison. In: *The 9th National Kasetsart University Kamphaeng Saen Conf*, 6- 7 December 2012, Kasetsart University Kamphaeng Saen. Thailand: 2012. P.121-128.
- [10] Bilal Abdullah N. Design of High Efficiency Cross-Flow Turbine for Hydro- Power Plant, *International Journal of Engineering and Advance*, 2013;2(3): 308-311.
- [11] วีระยุทธ หล้าอมรชัยกุล. แบบจำลองความปั่นป่วน K-epsilon ($k-\epsilon$) และ K-omega ($k-\omega$) สำหรับการวิเคราะห์รอบการหมุนของกังหันนํ้าผลิตไฟฟ้าแบบแกนนอนสำหรับชุมชน. *วารสารวิชาการ วิศวกรรมศาสตร์ ม.อบ.* 2561;11(1): 95-104.

- [12] สว่าง ชาติทอง, วิระชัย ไรยนรินทร์. การออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์. ใน: งานประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 6. มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ: เพชรบุรี; 2553. หน้า 128-132.