

การออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

Mechanical Design Systems of 20 kW Wind Machine

สว่าง ชาติทอง¹, วิรัชย์ โยชนรินทร์²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110 โทรศัพท์ 02-5493433
โทรสาร 02-5493432 E-mail: wirachairoynarin@yahoo.com

Sawang Chatthong¹ Wirachai Roynarin²

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Thanyaburi (RMUTT),
Thanyaburi, Pathumthani, Thailand, 12110, Tel. 02-5493433 Fax. 02-5493432

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นผลการศึกษาการออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าสำหรับแรงลมต่ำที่เหมาะสมต่อการใช้งานในพื้นที่ที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที เพื่อให้เกิดการสูญเสียภายในระบบให้น้อยที่สุด ด้วยกังหันลมที่ทำการศึกษารั้งนี้จะมีกำลังการผลิตไฟฟ้าสูงสุด (Rated power) ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลม 9 เมตร/วินาที และมีการเริ่มหมุน (Cut-in wind speed) เพื่อทำการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลม 2.8 เมตรต่อวินาที โดยมีต้นแบบการเปรียบเทียบระหว่างการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว กับการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ต่อขนานกันเพื่อการรักษารอบการทำงานที่ต่ำที่ความเร็วเพลลาซของใบกังหันลม 2.8 เมตรต่อวินาที ผ่านชุดเกียร์ด้วยอัตราทด 1 ต่อ 7 ความเร็วเพลลาซของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 175-210 รอบต่อนาที ในการออกแบบระบบทางกลที่เหมาะสมโดยให้ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีขนาดกิโลวัตต์ที่เล็กลงนั้น จะช่วยให้กังหันลมเริ่มต้นผลิตไฟฟ้าได้ด้วยความเร็วลมต่ำได้ดียิ่งขึ้นซึ่งเหมาะสมกับศักยภาพแหล่งลมความเร็วต่ำ

คำสำคัญ: พลังงานลม, กังหันลมผลิตไฟฟ้า, การออกแบบระบบทางกล

Abstract

This report presents the results study of the design of mechanical systems for low speed wind turbine generators which is the range of 4-5 m/s wind velocity. The objective of this study is to find out the optimum parameters of 20 kw wind turbine model. The configuration of the model was cut in wind speed of 2.8 m/s and rated power of 9 m/s. Two models of configurations were comparing between single unit of 20 kw wind generator and dual 10 kw generators in one nacelle. The dual system is

designed by using 2 units of 10 kw generators coupling to the single shaft become to 20 kw power output. Both models using the same configuration by stepping up gear ratio of 1:7 to achieve the starting speed of 175–210 rpm by 25-30 rpm wind turbine rotor rotational. The result of the study indicated that the dual system wind generators performs better efficiency with lower starting torque at same wind speed for the cut-in velocity. The results indicated the optimum parameters of mechanical design which suitable for low wind resources.

Key words: Wind Energy, Wind turbine generator, Mechanical design systems

1. บทนำ

ในปัจจุบันนี้มีผู้ที่สนใจเกี่ยวกับเรื่องของพลังงานทดแทนกันมากขึ้น พลังงานลม(Wind Energy) เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่มีผู้สนใจเป็นอย่างมาก แต่ยังคงขาดความรู้ทางวิชาการทำให้การศึกษาค้นคว้าเป็นไปที่ยาก เพราะโดยทั่วไป กังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้าที่มีใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ ได้นำเข้ามาจากต่างประเทศ ในประเทศไทยเองก็มีบุคคลและนักวิชาการหลายๆ ท่านที่มีความรู้ในเรื่องของกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้า โดยมีการศึกษาวิจัยกังหันลมความเร็วลมต่ำ และมีการใช้งานได้จริงในปัจจุบัน จากศูนย์วิจัยประยุกต์ พลังงานลม น้ำ และแสงอาทิตย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี เพื่อที่จะเข้าใจหลักการซึ่งถึงระบบการทำงานและการออกแบบกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งจะช่วยให้ประชาชนผู้สนใจโดยทั่วไปที่ยังขาดความรู้เกี่ยวกับเรื่องนี้ เนื่องจากยังไม่มีมีการเผยแพร่ความรู้ในเรื่องของกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้ากันในวงกว้าง ด้วยเหตุนี้จึงเป็นการจุดประกายให้มีแนวคิดทำการศึกษาระบบกังหันลมผลิต

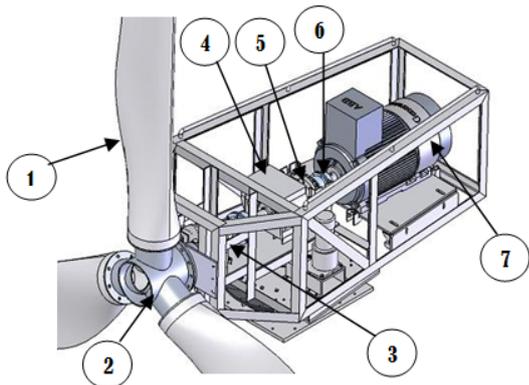
กระแสไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ เพื่อที่จะได้เผยแพร่ความรู้ไปสู่บุคคลที่สนใจในเรื่องของกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้า

กังหันลมส่วนใหญ่ที่ทำการผลิตกระแสไฟฟ้าจะเป็นกังหันลมชนิดแนวแกนนอน มีข้อดีหลักๆ คือสามารถเริ่มต้นทำงานเองได้ (Self start) โดยไม่ต้องมีอุปกรณ์ช่วยในการเริ่มต้นการทำงาน อีกทั้งยังมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง เมื่อเปรียบเทียบกับกังหันลมชนิดอื่นๆ ประสิทธิภาพสูงสุด ของกังหันลมชนิดนี้มีประมาณ 45% นั่นคือสามารถแปลงพลังงานจลน์ของลม (Kinetic energy) จาก 100% มาเป็นพลังงานกล (Mechanical energy) ได้ 45% แต่ในทางปฏิบัติจริงแล้วยังมีค่าความสูญเสีย (Losses) ในส่วนต่างๆ ของระบบอีกหลายส่วนซึ่งทำให้เมื่อมีการใช้งานจริงๆ ประสิทธิภาพในการทำงานเหลือแค่ 35% ในการผลิตไฟฟ้า ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้กับกังหันลมจึงต้องคำนึงถึงความเหมาะสมกับศักยภาพแหล่งลมในแต่ละพื้นที่ด้วย

2. ทฤษฎี

2.1 หลักการทำงานและส่วนประกอบของระบบทางกล

โรเตอร์ (Rotor) เป็นส่วนประกอบสำคัญที่รับพลังงานจลน์ (Kinetic energy) จากการเคลื่อนที่ของลม ตามรูปที่ 1 ซึ่งเป็นตัวทำให้เกิดพลังงานกลที่แกนหมุนเพื่อถ่ายทอดกำลังไปยังเพลาแกนหมุนหลักจะประกอบด้วย (1) โใบ (Rotor blade) และ (2) ดุมเพลลา (Rotor hub)



รูปที่ 1 ส่วนประกอบของกังหันลมผลิตไฟฟ้าแบบแนวแกนนอน [1]

(3) เพลาแกนหมุนหลัก (Low-speed shaft) ทำหน้าที่ส่งถ่ายแรงบิดของโรเตอร์ที่มีความเร็วรอบต่ำ (4) ชุดเกียร์ทดรอบ (Gear box) ทำหน้าที่เป็นตัวปรับเปลี่ยนรอบการหมุนเพื่อถ่ายทอดกำลังจากเพลาแกนหมุนหลักที่มีความเร็วรอบต่ำ ไปยังเพลาส่งกำลังความเร็วรอบสูง เพื่อให้มีความเร็วรอบที่สูงขึ้นและเหมาะสมในการหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (5) เพลาแกนหมุนเล็ก (High-speed shaft) ทำหน้าที่รับแรงที่มีความเร็วรอบสูงจากชุดเกียร์ทดรอบ เพื่อหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (6) คัปปลิง (Coupling) ทำหน้าที่ช่วยลดแรงกระตุกจากเพลาแกนหมุนเล็กไปยังเพลาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า และยังป้องกันการเกิด การเกินภาระ (Overload) (7) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำหน้าที่แปลงพลังงานกลเป็นพลังงานไฟฟ้า มีลักษณะการทำงานโดยอาศัยหลักการว่าเมื่อสนามแม่เหล็กเคลื่อนที่ตัดขดลวด หรือขดลวดเคลื่อนที่ตัดสนามแม่เหล็กก็จะได้ไฟฟ้าออกมา

2.2 การออกแบบโดยใช้ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory)

พลังงานจากลมนั้นเป็นพลังงานจลน์ ในการวิเคราะห์ให้ใช้หลักการที่เรียกว่า ทฤษฎีโมเมนตัม ตามรูปที่ 2

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 C_p \quad (1)$$

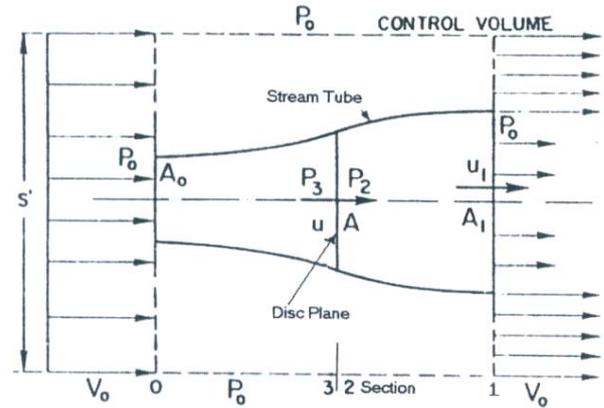
เมื่อ P_w = พลังงานไฟฟ้า (kw)

ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ @25°C (1.225 kg/m³)

A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m²)

V_0 = ความเร็วลมทางด้านเข้าและทางด้านออก (m/s)

C_p = ประสิทธิภาพของกังหันลม



รูปที่ 2 หลักการของทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum theory) [1]

2.3 แรงผลัก (Thrust force)

แรงผลัก (Thrust force) เป็นแรงที่เกิดขึ้นในโรเตอร์ของกังหันลม จากทฤษฎีโมเมนตัม ตามรูปที่ 2 จะได้ดังนี้

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - U_1^2) \quad (2)$$

เมื่อ F_{Thrust} = แรงผลักของโรเตอร์ (N)

ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ @25°C (1.225 kg/m³)

A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m²)

V_0 = ความเร็วลมทางด้านเข้าและทางด้านออก (m/s)

U_1 = ความเร็วลมหลังออกจากโรเตอร์ (m/s)

จากประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลม $C_{pmax} = 16/27$ ดังนั้น U_1 จะได้

$$U_1 = \frac{1}{3} V_0 \quad (3)$$

จากสมการที่ (3) U_1 เป็นค่าที่ C_{pmax} แต่การออกแบบครั้งนี้กังหันลมมีประสิทธิภาพ $C_p = 0.32$ [1] ดังนั้นจะได้ U_1 ดังนี้

$$U_1 = 0.32 \times \frac{1}{3} \times \frac{27}{16} \times V_0$$

$$U_1 = 0.18V_0 \quad (4)$$

แทนค่า U_1 จากสมการที่ (4) ลงในสมการที่ (2) จะได้แรงผลัก (Thrust)

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - 0.18V_0^2) \quad (5)$$

2.4 การออกแบบเพลลา

การออกแบบเพลลาโมเมนต์บิด (Torque) เป็นส่วนที่สำคัญที่ทำให้เกิดความเค้นเฉือนขึ้นเพลลา ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด และกำลังเพลลาทำหน้าที่ถ่ายทอดกำลังจากส่วนหนึ่งไปยังอีกส่วนหนึ่ง กำลัง คือ อัตราการทํางาน ดังนั้นกำลังที่เกิดจากแรงบิด หรือโมเมนต์บิด

$$P = \frac{2\pi NT}{60,000} \quad (6)$$

เมื่อ P = กำลังงาน (kw)

T = โมเมนต์บิด (Nm)

N = ความเร็วรอบเพลลา (rpm)

ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดของเพลลาต้น

$$\tau_{Max} = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (7)$$

เมื่อ τ_{Max} = เค้นเฉือนสูงสุดของเพลลา (N/mm²)

T = โมเมนต์บิด (N.m)

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา (m)

ทฤษฎีความเค้นดัดสูงสุดของเพลลาต้น

$$\sigma_b = \frac{32M_b}{\pi D^3} \quad (8)$$

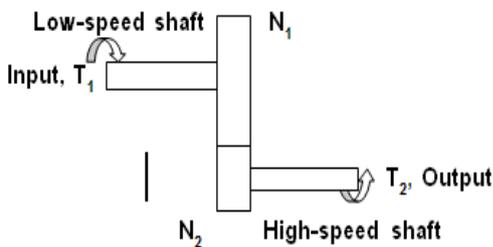
เมื่อ σ_b = เค้นดัดสูงสุดของเพลลา (N/mm²)

M_b = โมเมนต์ดัด (N.m)

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา (m)

2.5 การออกแบบระบบส่งกำลัง

การส่งกำลังด้วยเฟืองของระบบพลศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟือง สมมุติฐานของระบบ คือ ระบบไม่มีการสูญเสียจากความฝืด (Frictionless) และไม่มีการสูญเสียพลังงาน จากรูปที่ 3 และ 4 สามารถเขียนเป็นความสัมพันธ์ของ แรงบิดกับความเร็วรอบ ดังสมการที่ (9), (10)



รูปที่ 3 ระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟืองแบบขั้นเดียว

$$i = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad (9)$$

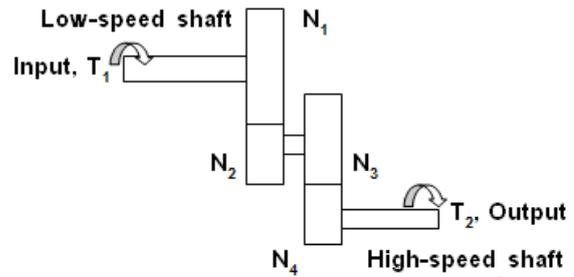
เมื่อ i = อัตราทด

T_1 = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนหลัก (Nm)

T_2 = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนเล็ก (Nm)

N_1 = ความเร็วรอบเพลลาแกนหมุนหลัก (rpm)

N_2 = ความเร็วรอบเพลลาแกนหมุนเล็ก (rpm)



รูปที่ 4 ระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟืองแบบสองขั้น

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} \quad (10)$$

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

T_1 = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนหลัก (Nm)

T_2 = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนเล็ก (Nm)

N_1 = ความเร็วรอบเพลลาแกนเพลลาหลัก (rpm)

$N_2 = N_3$ = ความเร็วรอบเพลลาแกนรอง (rpm)

N_4 = ความเร็วรอบเพลลาแกนหมุนเล็ก (rpm)

2.6 ความเสียดทานของโรลลิงแบร์ริงส์

เกิดจากการเสียดสีกันระหว่างลูกกลิ้งและรางบนวงแหวน ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน(Coefficient of friction) จะเปลี่ยนไปตาม อุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น และซีลของแบร์ริงส์ จะมีความสำคัญน้อยมากสำหรับงานทั่วไป แต่สามารถคำนวณหาค่ากำลังที่สูญเสียไปเนื่องจากความเสียดทาน ดังนี้

$$M_{Fr} = \frac{\mu F d}{2} \quad (11)$$

เมื่อ M_{Fr} = โมเมนต์เนื่องจากความเสียดทาน (Nm)

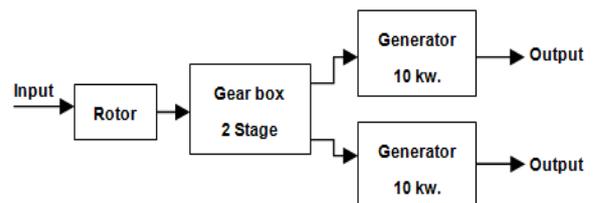
μ = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

F = แรงที่กระทำกับแบร์ริงส์ (N)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูแบร์ริงส์ (mm)

3. วิธีการดำเนินการวิจัย

ทำการเปรียบเทียบการสูญเสียแรงบิดเริ่มต้น(Starting Torque) ในการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลมต่ำ ระหว่างการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) ตามรูปที่ 5 กับการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) ตามรูปที่ 6 ด้วยความเร็วรอบเพลลาขับของใบกังหันลม 25-30 รอบต่อนาที ผ่านชุดเกียร์ด้วยอัตราทด 1 ต่อ 7 ความเร็วเพลลาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 175-210 รอบต่อนาที



รูปที่ 5 ระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system)

ดังนั้นภาระ(Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลากังหันลม คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว สามารถคำนวณได้จาก

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

เมื่อ T_{Dual} = แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบ Dual (Nm)
 $T_{Shaft-1, 2, 3}$ = แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลากังหัน (Nm)

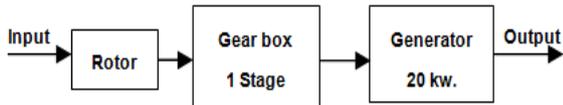
แทนค่าลงในสมการที่(12) จะได้

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

$$T_{Dual} = \left(\frac{(216+124+242)kg}{2} \times \frac{0.54m}{2} \times 9.81m/s^2 \right) + 2x \left(\frac{(13+104+40)kg}{2} \times \frac{(0.192 + 0.484)m}{4} \times 9.81m/s^2 \right) + 2x \left(\frac{(15+21+35)kg}{2} \times \frac{0.192m}{2} \times 9.81m/s^2 \right)$$

$$T_{Dual} = (770.77) + 2x(130.14) + 2x(33.43) N.m$$

$$T_{Dual} = 1,097.91 N.m$$



รูปที่ 6 ระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system)

ดังนั้นภาระ(Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลากังหันลม คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว สามารถคำนวณได้จาก

$$T_{Single} = T_{Shaft-1} + T_{Shaft-2} \quad (13)$$

เมื่อ T_{Single} = แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบ Single (Nm)
 $T_{Shaft-1, 2}$ = แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลากังหัน (Nm)

แทนค่าในสมการที่(13) จะได้ดังนี้

$$T_{Single} = \left(\frac{(M_{Rotor} + M_{Z1} + M_{Shaft}^1)}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z1}}{2} \times g \right) + \left(\frac{(M_{Z2} + M_{Shaft}^2 + M_{Coupling})}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z2}}{2} \times g \right)$$

$$T_{Single} = \left(\frac{(216+828+242)kg}{2} \times \frac{1.347m}{2} \times 9.81m/s^2 \right) + \left(\frac{(13+32+41)kg}{2} \times \frac{0.192m}{2} \times 9.81m/s^2 \right)$$

$$T_{Single} = 4,248.32+40.49 N.m$$

$$T_{Single} = 4,288.81 N.m$$

จากสมการที่(5) ความเร็วลมที่ทำให้กังหันมีการเริ่มหมุน (Cut-in wind speed) เพื่อทำการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลม 2.8 เมตรต่อวินาที แทนค่าลงในสมการจะได้แรงผลัก (Thrust force)

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

เมื่อ $\rho = 1.225 kg/m^3 @25^{\circ}C$
 $A = 119 (m^2)$
 $V_0 = 2.8 (m/s)$

แทนค่าลงในสมการที่(5) จะได้ดังนี้

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \times 1.225kg/m^3 \times 119m^2 \times (2.8^2 - 0.18 \times 2.8^2) m^2/s^2$$

$$F_{Thrust} = 552.92 N$$

จะได้แรงผลัก (Thrust force) $F_{Thrust} = 552.92 N \cong 553 N$ แรงบิด (Torque) ที่เกิดขึ้นในโรเตอร์ของกังหันลมสามารถหาได้จาก แรงผลักคูณด้วยรัศมีของใบกังหันซึ่งหาจาก 1/3R [1] จะได้ดังนี้

$$T_{Rotor} = F_{Thrust} \cdot R_{CG} \quad (14)$$

เมื่อ T_{Rotor} = แรงบิดของโรเตอร์ (Nm)
 F_{Thrust} = แรงผลัก (Thrust force, N)
 R_{CG} = รัศมีที่จุดศูนย์กลางถ่วงของมวล (m)

แทนค่าลงในสมการที่ (14) จะได้แรงบิดของโรเตอร์ของกังหันลม

$$T_{Rotor} = 552.92 N \times \frac{1}{3} \times 6.15 m$$

$$T_{Rotor} = 1,133.49 Nm$$

จากนั้นทำการเปรียบเทียบระหว่างสองระบบว่าระบบใดสามารถเริ่มต้นหมุนเพลาลผลิตไฟฟ้าโดยการนำแรงบิดที่ค่าความเร็วต่างๆ ลบด้วยภาระแรงบิดของแต่ละระบบเริ่มต้นหมุนเพลาดังนี้

$$T_{wind} = T_{Rotor} - T_{System} \quad (15)$$

แทนค่าที่ความเร็วลม 2.8 m/s โรเตอร์ของกังหันสามารถสร้างแรงบิดได้ 1,133.49 Nm ยกตัวอย่างระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) และแรงบิดเริ่มต้นของระบบ $T_{Dual} = 1,097.91 Nm$ ลงในสมการที่ (15) จะได้

$$T_{Dual} = 1,133.49 - 1,097.91 Nm$$

$$T_{Dual} = 35.58 Nm$$

แสดงว่าที่ความเร็วลม 2.8 m/s แรงบิดของโรเตอร์ สามารถเอาชนะภาระแรงบิดเนื่องจากน้ำหนัก ของระบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ได้ กังหันลมสามารถมีแรงบิดเพียงพอสำหรับหมุนเพลาคู่มือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

ในส่วนของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) และแรงบิดเริ่มต้นของระบบ $T_{Single} = 4,288.81 \text{ Nm}$ ที่ความเร็วลม 2.8 m/s ลงในสมการที่ (15) จะได้

$$T_{Single} = 1,133.49 - 4,288.81 \text{ Nm}$$

$$T_{Single} = -3,155.32 \text{ Nm}$$

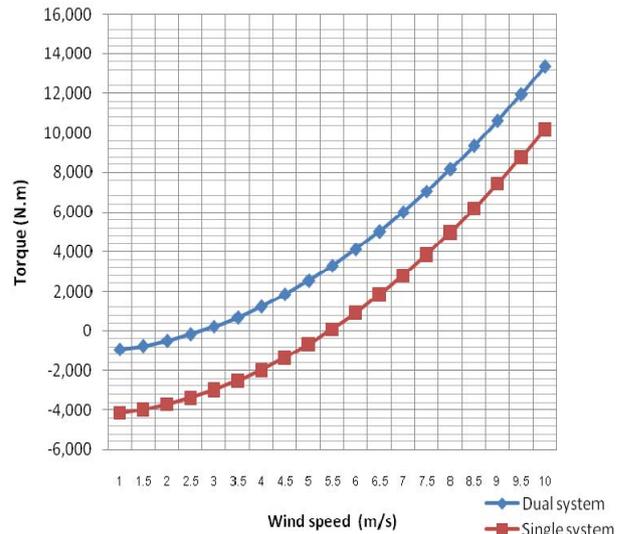
แสดงว่าที่ความเร็วลม 2.8 m/s แรงบิดของโรเตอร์ ไม่สามารถเอาชนะภาระแรงบิดเนื่องจากน้ำหนัก ของระบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว ได้ กังหันลมไม่สามารถมีแรงบิดเพียงพอสำหรับหมุนเพลาคู่มือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ในความเร็วลมดังกล่าว

4. ผลการวิจัย

จากผลการวิเคราะห์เบื้องต้นจะได้ว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลม 2.8 m/s ซึ่งเป็นความเร็วลมที่ทำให้เพลาคู่มือของกังหันลมหมุน ส่วนระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลม 5.5 m/s ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7

ตารางที่ 1 บันทึกผลการทดลอง

Wind speed V_0 (m/s)	Thrust Force F_{Thrust} (N)	Torque T_{Rotor} (N.m)	Dual system T_{Dual} (N.m)	Single system T_{Single} (N.m)
1	71	145	-953	-4,144
1.5	159	325	-773	-3,964
2	282	578	-520	-3,710
2.5	441	904	-194	-3,385
3	635	1,301	203	-2,988
3.5	864	1,771	673	-2,518
4	1,128	2,313	1,215	-1,976
4.5	1,428	2,928	1,830	-1,361
5	1,763	3,614	2,517	-674
5.5	2,133	4,373	3,276	85
6	2,539	5,205	4,107	916
6.5	2,980	6,108	5,011	1,820
7	3,456	7,084	5,986	2,796
7.5	3,967	8,133	7,035	3,844
8	4,514	9,253	8,155	4,964
8.5	5,095	10,446	9,348	6,157
9	5,713	11,711	10,613	7,422
9.5	6,365	13,048	11,950	8,759
10	7,053	14,458	13,360	10,169



รูปที่ 7 กราฟแสดงผลเปรียบเทียบระหว่างความเร็วลมกับแรงบิด

5. สรุปผล

ผลสรุปการวิเคราะห์ จากรูปที่ 7 จะเห็นได้ว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) สามารถเริ่มต้นหมุนส่งกำลังให้กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วต่ำกว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) ซึ่งเหมาะสมกับความเร็วลมการใช้งานในประเทศที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีขนาดเล็กลงแต่กำลังผลิตไฟฟ้ายังคงเท่าเดิมจะทำให้กังหันลมสามารถผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลมต่ำได้

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้ดำเนินการวิจัยขอขอบพระคุณ บุคลากร เจ้าหน้าที่ อาจารย์วิจัยประยุกต์ พลังงานลม น้ำ และแสงอาทิตย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการทำงานในครั้งนี้ รวมทั้งอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำปรึกษาในเรื่องการดำเนินการวิจัยและจัดทำเอกสารเป็นอย่างดี

เอกสารอ้างอิง

1. วิรัชย์ โธมสินทร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี, "โครงการศึกษา วิจัย พัฒนา สาธิต ต้นแบบเทคโนโลยีกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ", กันยายน พ.ศ. 2552
2. Martin O. L. Hansen "Aerodynamics of Wind Turbines", 2nd ed., Earthscan in the UK and USA, 2008
3. F.S. David, M.Eggleston, "Wind Turbine Engineering Design", New York, Van Nostrand, Reinhold, 1985.
4. วิรัชย์ อึ้งภากรณ์, "การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1", ครั้งที่ 10 บริษัทซีเอ็ดดูเคชั่นจำกัด, กทม, หน้า 228-247, พ.ศ. 2537.
5. วิรัชย์ อึ้งภากรณ์, "การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2", ครั้งที่ 2 บริษัทซีเอ็ดดูเคชั่นจำกัด, กทม, หน้า 1-19, 56-66, 144-184, พ.ศ. 2536.
6. วีระพันธ์ เต็มวิทยขจร, "โรลลิงแบร์ริงส์", ครั้งที่ 2, บริษัท เอ็น เอส เค แบร์ริงส์ (ประเทศไทย) จำกัด, กทม, 2006.