

การวิเคราะห์ความเค้นสัมผัสและการสูญเสียกำลังในชุดเฟืองสำหรับกังหันลมความเร็วต่ำ Analysis of contact stress and power losses in gear train for low-speed wind turbine

ไพรเมธ อารยพันธ์^{1,2*} และอุดมเกียรติ นนทแก้ว^{1,2}

¹ศูนย์วิจัยพัฒนาเครื่องจักรกลและอุปกรณ์อุตสาหกรรม สำนักวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

²ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลและการบิน-อวกาศ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

1518 ถ.ประชาสารวัตร 1 แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

*ติดต่อ: authyala@gmail.com, เบอร์โทรศัพท์ 089-655-2817

บทคัดย่อ

งานวิจัยมุ่งเน้นการวิเคราะห์และออกแบบชุดเฟืองทดสำหรับเพิ่มความเร็วรอบที่ใช้ในกังหันลมความเร็วต่ำ ซึ่งมีความจำเป็นต้องออกแบบระบบชุดเฟืองทดกำลังที่มีอัตราทดเฉพาะเพื่อให้เหมาะสมกับความเร็วรอบของใบพัดกังหันลมกับความเร็วยรอบและทอร์คของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ซึ่งจะทำให้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าสามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้สูงสุดตามคุณลักษณะของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ระบุไว้ ในการออกแบบจะใช้การวิเคราะห์ทั้งวิธีการคำนวณตามทฤษฎีฟันเฟืองและการคำนวณด้วยการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง ได้แก่ โมดูล จำนวนฟัน ความกว้างของหน้าสัมผัสฟันเฟือง มุมกดของฟันเฟือง ขนาดของเพลาส่งกำลัง ซึ่งพารามิเตอร์เหล่านี้ถูกจำกัดโดยขนาดพื้นที่ติดตั้งและน้ำหนักของอุปกรณ์ต่างๆ ภายในกังหันลม

บทความนี้นำเสนอผลการวิเคราะห์ความเค้นสัมผัสที่เกิดขึ้นบนฟันเฟืองแบบเฟืองฟันตรงโดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ควบคู่ไปกับการเปรียบเทียบการสูญเสียพลังงานของชุดเฟือง ที่โมดูล 4, 5 และ 6 จำนวนฟันเฟืองเท่ากับ 44, 36 และ 30 มุมกดของฟันเฟืองคือ 20 องศา ความกว้างของหน้าสัมผัสฟันเฟือง 84 มม. เฟืองขับส่งผ่านทอร์คขนาด 2,605 N.m จากผลการวิเคราะห์พบว่า ความเค้นสัมผัสจะมีค่าสูงสุดตรงบริเวณโคนฟัน และค่าความเค้นสัมผัสสูงสุดมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าโมดูลเพิ่มขึ้น สำหรับค่าการสูญเสียกำลังของเฟืองก็จะเพิ่มขึ้นตามไปด้วย

คำหลัก: ชุดเฟืองทด; กังหันลม; ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Abstract

This research focuses on analyzing and designing the gearbox in order to enhance the rotating speed of the low-speed wind turbine. Regarding to the limitation of the wind speed, the optimizations of the gear ratio and the rotating speed of the blade are vital in order to meet the most efficient conditions of the generator in terms of rotating speed and torque. In this paper, the calculation basing on gear theory along with finite element simulation has been conducted. In the design process, module, number of teeth, contact area of the gear teeth, pressure angle of the gear teeth and size of the transmission shaft can be considered as relevant parameters. However, other constraint parameters such as internal installation space and structural weight of the wind turbine must be also retained in the design stage.

This paper presents the analysis of contact stress in the spur gear using finite element method along with that of the gear power loss in the case of the gear module being of 4, 5 and 6 where the number of gear teeth is 44, 36 and 30, respectively. The pressure angle and the face width are 20 degree and 84 mm. The transmission torque is 2,605 N.m. The analysis result shows that the maximum stress occurs at the root of gear tooth. The value of maximum stress tends to decrease as the module increases. The gear power loss also increases.

Keywords: Gearbox; Wind turbine; Finite element method.

AMM-32

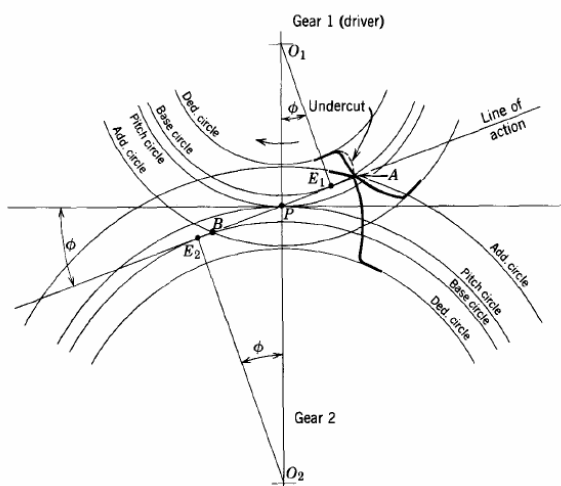
1. บทนำ

ชุดเฟืองทดสำหรับกังหันลมเป็นระบบที่ส่งผ่านความเร็วรอบและทอร์กจากใบพัดของกังหันลมให้เข้าสู่เครื่องกำเนิดไฟฟ้า การขบกันของฟันเฟืองขับและเฟืองตามจะทำให้เกิดความเค้นสัมผัสในฟันเฟืองทั้งสอง ในขณะเดียวกันก็จะเกิดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการไถลและกลิ้งไปด้วย การเลือกขนาดฟันเฟืองที่เล็กเกินไปอาจทำให้ฟันเฟืองเสียหายในลักษณะเกิดรอยแตกร้าวบริเวณโคนฟัน และทำให้ฟันเฟืองหักในที่สุดเนื่องจากความเค้นสัมผัส แต่ในทางตรงข้ามการเลือกฟันเฟืองที่มีขนาดใหญ่เกินไปอาจทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการไถลและกลิ้งโดยไม่จำเป็น [1]

บทความนี้จึงศึกษาและเปรียบเทียบหาขนาดของเฟืองที่เหมาะสม โดยคำนึงถึงค่าความเค้นสัมผัสและค่าการสูญเสียพลังงานของฟันเฟืองเนื่องจากการไถลและหมุนกลิ้งของฟันเฟือง

2. ทฤษฎีและรายละเอียดแบบจำลองเฟือง

การขบกันของเฟืองขับและเฟืองตาม เริ่มต้นเฟืองขับและเฟืองตามจะขบกันได้เมื่อวงกลมพิตช์ของเฟืองทั้งสองสัมผัสกัน โดยเฟืองทั้ง 2 ต้องมีอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ต่อจำนวนฟันเท่ากัน (โมดูล, m)



รูปที่ 1 การขบกันของเฟืองขับและเฟืองตาม [2]

การส่งผ่านแรงของเฟืองขับและเฟืองตามนั้น เมื่อเฟืองขับหมุนด้วยทอร์ก (T) เฟืองขับจะส่งผ่านแรงไปยังเฟืองตาม ณ จุดที่ฟันเฟืองทั้งสองสัมผัสกัน ซึ่งตามทฤษฎีแล้วจะสัมผัสกันบนวงกลมพิตช์มาตรฐาน (Standard pitch circle) และจะมีมุมกด (ϕ) เป็นมุมกดมาตรฐาน

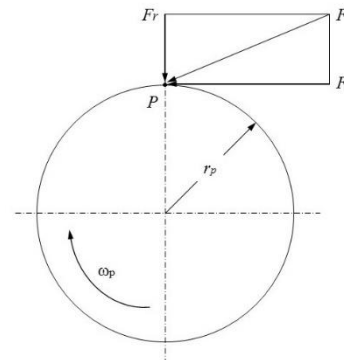
(Standard pressure angle) ซึ่งจะทำให้การส่งผ่านแรงเป็นไปดังรูปที่ 2 แรงส่งผ่าน (F) ที่กระทำต่อฟันของเฟืองตามนั้นสามารถแยกส่วนประกอบของแรงได้สองแนวคือแรงแนวรัศมี (F_r) และแรงแนวสัมผัสกับวงกลมพิตช์ (F_t)

ความสัมพันธ์ระหว่างทอร์ก (T) กับแรงส่งผ่าน (F) รัศมีวงกลมพิตช์ (r_p) แรงส่งผ่านในแนวรัศมี (F_r) และแรงส่งผ่านในแนวสัมผัส (F_t) เป็นดังสมการที่ (1) ถึงสมการที่ (3)

$$T = F_t r \quad (1)$$

$$F_r = F \sin \phi \quad (2)$$

$$F_t = F \cos \phi \quad (3)$$



รูปที่ 2 แรงที่กระทำกับฟันเฟือง

2.1 ความเค้นสัมผัสของฟันเฟือง

ความเค้นสัมผัสของฟันเฟืองตามมาตรฐาน AGMA (American Gear Manufacturers Association) [3] สามารถหาได้จากสมการ (4)

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{f_w (2r_p) I} K_v K_o K_m} \quad (4)$$

โดยที่

σ_H คือ ความเค้นสัมผัสของฟันเฟือง

C_p คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่นของเฟืองฟันตรง

F_t คือ แรงส่งผ่านในแนวสัมผัส

f_w คือ ความกว้างหน้าสัมผัสเฟือง

r_p คือ รัศมีวงกลมพิตช์

I คือ ค่าคงที่ไรมิติ

K_v คือ แฟคเตอร์ความเร็ว

K_o คือ แฟคเตอร์ขนาดภาระที่รับ

K_m คือ แฟคเตอร์ความแม่นยำในการประกอบ

AMM-32

2.2 การสูญเสียกำลังของเฟือง

การสูญเสียกำลังในระบบเฟืองสามารถแบ่งได้เป็น 3 ประเภท ได้แก่ กำลังที่สูญเสียเนื่องจากการไถล (Sliding loss) กำลังที่สูญเสียเนื่องจากการกลิ้งของฟันขณะเกิดการขบ (Rolling loss) และ กำลังที่สูญเสียเนื่องการหมุนปะทะกับอากาศและสารหล่อลื่น (Windage loss) โดยมีรายละเอียด ดังนี้

2.2.1 การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถล (Sliding loss)

การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการไถลจะเกิดขึ้นเมื่อผิวสัมผัส 2 ผิวสัมผัสเคลื่อนที่สวนทางกัน ในกรณีของเฟือง ฟันเฟืองที่ขบกันจะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานประเภทนี้ โดยหากพิจารณาระดับมหภาค จะพบว่าผิวสัมผัสนั้นเรียบมาก แต่หากพิจารณาระดับจุลภาค จะพบว่า ผิวสัมผัสทั้ง 2 มีความหยาบ การไถลสวนทางกันของผิวสัมผัสก่อให้เกิดความร้อนจากแรงเสียดทาน ซึ่งส่งผลต่อการสึกหรอตลอดผิวสัมผัสนั้นๆ ในกรณีนี้การลดการสูญเสียพลังงานกระทำได้โดยการเติมสารหล่อลื่น เช่น น้ำมันหล่อลื่นหรือจาระบี เพื่อให้ผิวสัมผัสทั้ง 2 แยกออกจากกันและให้สารหล่อลื่นเป็นตัวลดแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสทั้ง 2 การสูญเสียพลังงานจากการไถลสามารถคำนวณได้จากสมการ (5)

$$P_s(x) = F_s(x) \cdot V_s(x) \quad (5)$$

โดยที่

$P_s(x)$ คือ กำลังที่สูญเสียเนื่องจากการไถล

$F_s(x)$ คือ แรงเสียดทาน

$V_s(x)$ คือ ความเร็วในการไถลของเฟือง

2.2.2 การสูญเสียกำลังเนื่องจากการกลิ้ง (Rolling loss)

เมื่อมีการหมุนฟันเฟืองเข้าหากันสารหล่อลื่นที่เคลือบผิวฟันเฟืองจะเกิดการอัดตัวกันเพื่อต้านทานการเคลื่อนที่ของฟันเฟือง ทำให้เกิดความดันที่เพิ่มสูงขึ้นและส่งผลให้เกิดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการกลิ้ง ซึ่งการเพิ่มความหนืดของสารหล่อลื่นจะเป็นลดการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการไถล แต่ในทางกลับกันก็จะเป็นการเพิ่มการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการหมุนให้สูงขึ้นแทน โดยสูตรการคำนวณการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการกลิ้งหาได้จากสมการ (6)

$$P_r(x) = C_3 \cdot F_r \cdot V_r(x) \quad (6)$$

โดยที่

$P_r(x)$ คือ กำลังที่สูญเสียเนื่องจากการกลิ้ง

C_3 คือ ค่าคงที่ไร้มิติ มีค่าเท่ากับ 1×10^{-3}

$F_r(x)$ คือ แรงเนื่องจากการกลิ้ง

$V_r(x)$ คือ ความเร็วในการกลิ้งตัวของเฟือง

2.2.3 การสูญเสียกำลังเนื่องจากการหมุนปะทะกับอากาศและสารหล่อลื่น (Windage loss)

กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนปะทะกับอากาศและสารหล่อลื่น เป็นกำลังสูญเสียที่เกิดจากการหมุนด้านอากาศของชิ้นส่วนที่หมุนในระบบส่งกำลัง ขนาดของกำลังสูญเสียขึ้นอยู่กับ ขนาดของชิ้นส่วนที่หมุน ความเร็วรอบหมุน ลักษณะของห้องส่งกำลังและระบบหล่อลื่น เป็นต้น เมื่อความเร็วรอบของเฟืองขับเพิ่มขึ้น การสูญเสียเนื่องจากการหมุนจะมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย

เนื่องจากกัณฑ์ลมทำงานที่ความเร็วรอบหมุนต่ำ ทำให้กำลังที่สูญเสียส่วนใหญ่จะเกิดจากการไถลและจากการกลิ้ง ส่วนกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานเนื่องจากการหมุนปะทะกับอากาศและสารหล่อลื่นมีค่าน้อยมาก [4-6]

2.3 รายละเอียดแบบจำลองเฟืองขับและเฟืองตาม

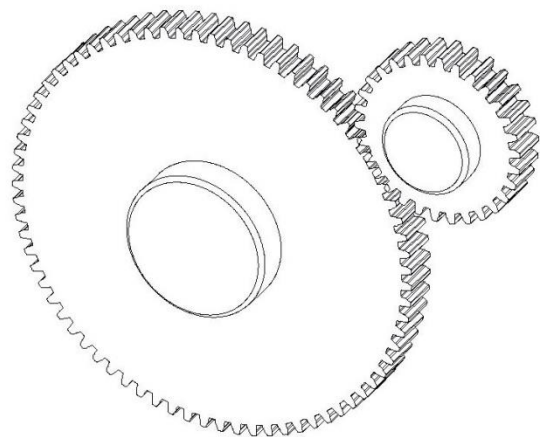
ในการสร้างแบบจำลองของเฟืองขับและเฟืองตาม ได้สร้างขึ้นโดยใช้ซอฟต์แวร์ Abaqus โดยสร้างเป็น 3 แบบจำลองคือ ที่โมดูล 4 จำนวนฟันเฟืองของเฟืองขับและเฟืองตามเท่ากับ 44 และ 110 มิลลิเมตร ตามลำดับ ที่โมดูล 5 จำนวนฟันเฟืองของเฟืองขับและเฟืองตามเท่ากับ 36 และ 90 ฟันตามลำดับ และที่โมดูล 6 จำนวนฟันเฟืองของเฟืองขับและเฟืองตามเท่ากับ 30 และ 75 ฟันตามลำดับ ซึ่งโมดูลและจำนวนฟันถูกกำหนดโดยพื้นที่ภายในห้องของชุดเฟืองทด ความกว้างของเฟือง (Face width) เท่ากับ 84 มิลลิเมตรและมุมกด (Pressure angle) เท่ากับ 20°

โดยกำหนดเงื่อนไขให้เฟืองทำจากเหล็ก AISI 4140 ซึ่งมีค่ามอดูลัสของยัง (Young's modulus) เท่ากับ 200 GPa ค่าอัตราส่วนปัวซอง (Poisson ratio) เท่ากับ 0.3

สำหรับการชุบแข็งผิวเพื่อเพิ่มความต้านทานต่อการสึกหรอ ในกรณีที่มีภาระกรรมเกิดขึ้นไม่มากนัก อาจชุบให้มีระดับความลึกของผิวแข็งประมาณ 0.13-0.64 มิลลิเมตรก็เพียงพอ แต่ถ้ามีภาระเกิดขึ้นอย่างรุนแรงควรชุบให้มีระดับความลึกของผิวแข็งประมาณ 6.3 มิลลิเมตร หรือมากกว่านั้น ในกรณีที่ต้องการเพิ่มความต้านทานต่อการ

AMM-32

ลำควรชุบให้มีระดับความลึกผิวแข็งในช่วง 3.2-12.7 มิลลิเมตร [7]



รูปที่ 3 เฟืองขับและเฟืองตาม

3. การประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

สำหรับการวิเคราะห์ความเค้นสัมผัสบริเวณโคนฟันเฟืองนั้น จะทำการวิเคราะห์ในเฟืองขับเท่านั้น เนื่องจากฟันของเฟืองขับรับภาระมากกว่าเฟืองตาม ในงานวิจัยนี้ใช้ค่าความเค้น von Mises ในการวิเคราะห์

ความเสียหาย โดยสมการความเค้น von Mises เป็นดังนี้ [8,9]

$$\sigma_{von} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (7)$$

โดยที่

σ_x, σ_y และ σ_z คือ ความเค้นตั้งฉาก

τ_{xz}, τ_{xy} และ τ_{yz} คือ ความเค้นเฉือน

ในการจำลองโมเดลนั้นได้ใช้แบบจำลองแบบ 4 ฟัน ได้กำหนดเงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) โดยอ้างอิงจากงานวิจัย [7] ซึ่งจะยึดเฟืองตามไม่ให้มีการเคลื่อนที่แล้วค่อยกำหนดภาระที่กระทำต่อฟันเฟืองขับ

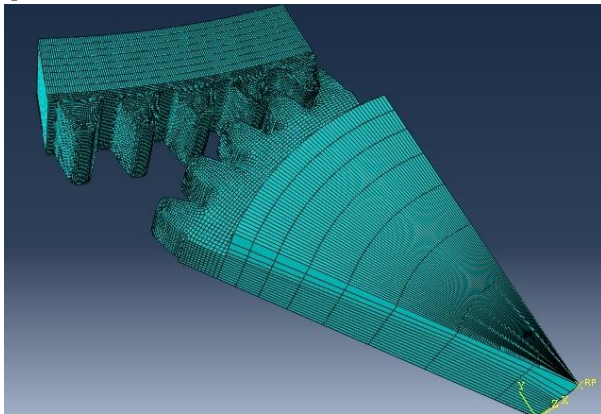
โดยกำหนดการยึดตรึง (Constrain) ไว้ที่ผิวด้านข้างทั้งสองด้านของเฟืองตามไม่ให้มีการเคลื่อนที่ เฟืองขับสามารถหมุนได้รอบจุดศูนย์กลางของเฟืองขับ ทอร์กกระทำที่ 2,605 N.m ผิวสัมผัสระหว่างฟันเฟืองขับและฟันของเฟืองตามมีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างโลหะกับโลหะเท่ากับ 0.15 [10] และแบ่งการคำนวณออกเป็น 3 กรณีตามที่ได้กล่าวไว้ข้างต้น

ตารางที่ 1 รายละเอียดของเฟืองสำหรับวิเคราะห์ความเค้นสัมผัส

ค่าตัวแปร	โมดูล 4		โมดูล 5		โมดูล 6	
	เฟืองขับ	เฟืองตาม	เฟืองขับ	เฟืองตาม	เฟืองขับ	เฟืองตาม
จำนวนฟัน	44	110	36	90	30	75
รัศมีวงกลมพิตช์ (mm.)	88	220	90	225	90	225
จำนวนโนด	23,942	16,823	12,930	27,877	22,068	8,463
จำนวนเอลิเมนต์	23,405	16,848	9,810	27,580	18,029	8,467
ทอร์ก (N.m)	2,605	6,512.5	2,605	6,512.5	2,605	6,512.5
ความเร็วรอบ (rpm)	110	44	110	44	110	44
มุมกด (deg)				20		
ความกว้างหน้าสัมผัสฟันเฟือง (mm.)				84		
ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน				0.15		
ค่ามอดูลัสของยัง (GPa)				200		
อัตราส่วนปัวซอง				0.3		

AMM-32

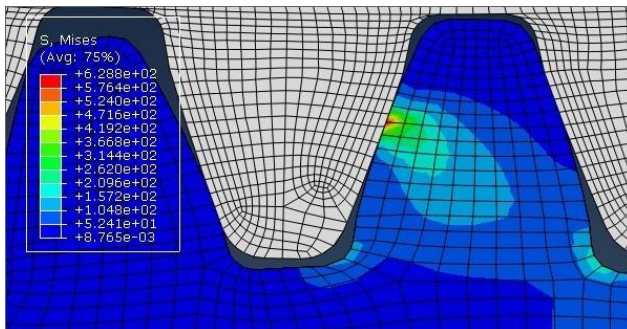
การแบ่งเอลิเมนต์จะใช้เอลิเมนต์แบบทรงสี่เหลี่ยม
ลูกบาศก์ (Hexahedral element)



รูปที่ 4 รูปแบบการแบ่งเอลิเมนต์

4. ผลการวิจัย

จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
พบว่ากระจายตัวของความเค้น von Mises ดังรูปที่ 4, 5
และ 6

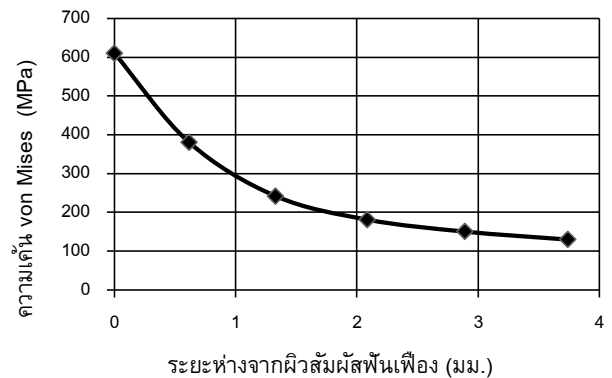


รูปที่ 5 ความเค้น von Mises ที่เกิดขึ้นในเฟืองขับ
ที่โมดูลเท่ากับ 4

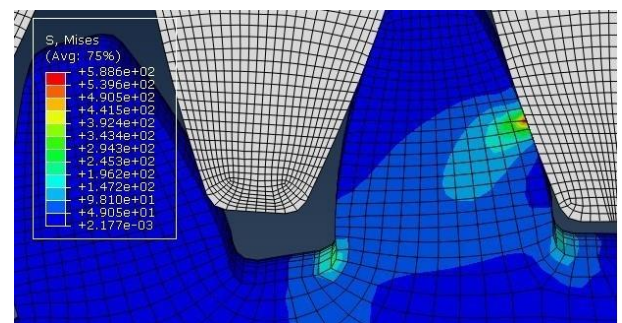
จากรูปที่ 5 ค่าความเค้น von Mises ของฟันเฟือง
ตามมาตรฐาน AGMA กรณีเฟืองโมดูล 4 โดยคำนวณจาก
สมการที่ (4) มีค่าเท่ากับ 797.6 MPa และค่าความเค้น
von Mises สูงสุดที่ได้จากการประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟ
ไนต์เอลิเมนต์มีค่าเท่ากับ 628.8 MPa ซึ่งค่าความเค้น
von Mises ที่ขอบถึงจุดกึ่งกลางฟันเฟืองสามารถดูได้จาก
รูปที่ 6

จากรูปที่ 7 ค่าความเค้น von Mises ของฟันเฟือง
ตามมาตรฐาน AGMA กรณีเฟืองโมดูล 5 โดยคำนวณจาก
สมการที่ (4) มีค่าเท่ากับ 788.7 MPa และค่าความเค้น
von Mises สูงสุดที่ได้จากการประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟ
ไนต์เอลิเมนต์มีค่าเท่ากับ 588.6 MPa ซึ่งค่าความเค้น

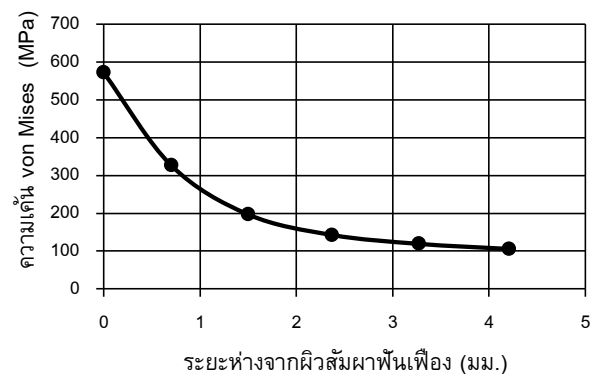
von Mises ที่ขอบถึงจุดกึ่งกลางฟันเฟืองสามารถดูได้จาก
รูปที่ 8



รูปที่ 6 ความเค้นที่ผิวสัมผัสถึงจุดกึ่งกลางเฟืองโมดูล 4



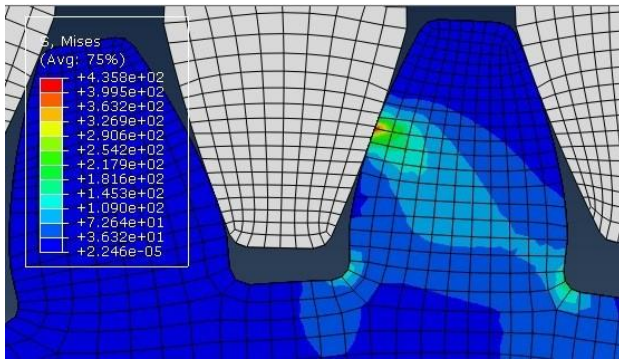
รูปที่ 7 ความเค้น von Mises ที่เกิดขึ้นในเฟืองขับ
ที่โมดูลเท่ากับ 5



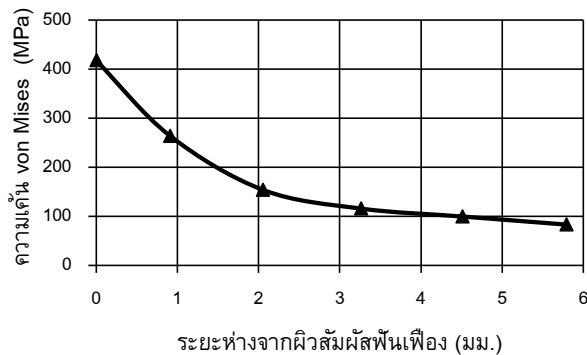
รูปที่ 8 ความเค้นที่ผิวสัมผัสถึงจุดกึ่งกลางเฟืองโมดูล 5

จากรูปที่ 9 ค่าความเค้น von Mises ของฟันเฟือง
ตามมาตรฐาน AGMA กรณีเฟืองโมดูล 6 โดยคำนวณจาก
สมการที่ (4) มีค่าเท่ากับ 788.7 MPa และค่าความเค้น
von Mises สูงสุดที่ได้จากการประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟ
ไนต์เอลิเมนต์มีค่าเท่ากับ 435.8 MPa ซึ่งค่าความเค้น von
Mises ที่ขอบถึงจุดกึ่งกลางฟันเฟืองดังแสดงรูปที่ 10

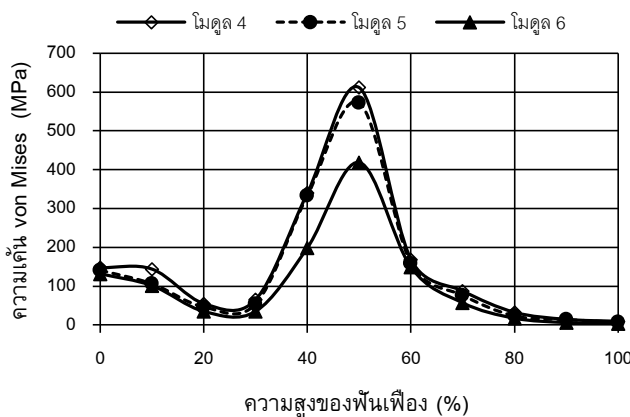
AMM-32



รูปที่ 9 ความเค้น von Mises ที่เกิดขึ้นในเฟืองขับ
โมเดลเท่ากับ 6



รูปที่ 10 ความเค้นที่ผิวสัมผัสถึงจุดกึ่งกลางเฟืองโมเดล 6



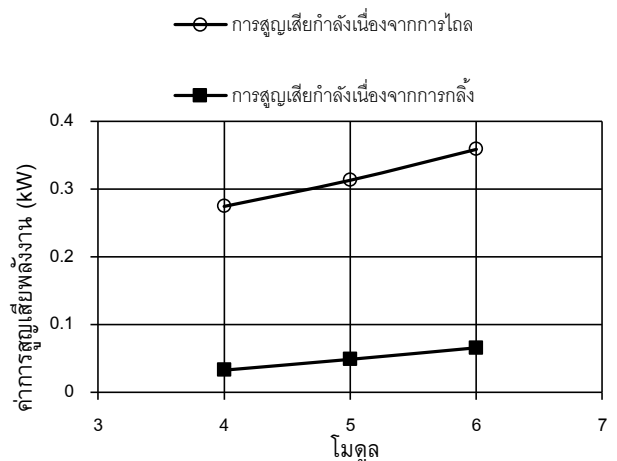
รูปที่ 11 ความเค้น von Mises จากโคนถึงยอดพื้นเฟือง
จากรูปที่ 11 แสดงให้เห็นว่าที่โมเดล 4, 5 และ 6 ค่าความเค้น von Mises จะมีค่าสูงสุดที่จุดสัมผัสของพื้นเฟืองที่ขบกันซึ่งมีค่าเท่ากับ 628.8, 588.6 และ 435.8 MPa ตามลำดับ และรองลงมาก็จะเป็นบริเวณโคนพื้นซึ่งมีความเค้น von Mises เท่ากับ 147.7, 140.9 และ 131.5 MPa ตามลำดับเช่นกัน

สำหรับค่าการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลและกลิ้งจากการคำนวณแสดงดังตารางที่ 2

ตารางที่ 2 การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลและกลิ้ง

โมเดล	สูญเสียกำลัง เนื่องจากการไถล (kW)	สูญเสียกำลัง เนื่องจากการกลิ้ง (kW)	สูญเสีย กำลังรวม (เปอร์เซ็นต์)
4	0.275	0.033	1.025
5	0.314	0.049	1.207
6	0.359	0.066	1.415

แนวโน้มการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลที่โมเดล 4, 5 และ 6 มีค่าเท่ากับ 0.275, 0.314 และ 0.359 kW ตามลำดับ ในส่วนของการสูญเสียกำลังเนื่องจากการกลิ้งที่โมเดล 4, 5 และ 6 มีค่าเท่ากับ 0.034, 0.049 และ 0.066 kW ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 12



รูปที่ 12 การสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลและกลิ้ง

5. สรุปผลการวิจัย

1. ค่าความเค้นสัมผัสที่เกิดขึ้นจะมีค่าสูงที่สุดที่จุดสัมผัสของพื้นเฟือง และรองลงมาที่บริเวณโคนของพื้นเฟือง โดยที่โมเดล 4 จะมีค่าความเค้น von Mises สูงที่สุด เนื่องจากพื้นที่รับภาระที่กระทำกับพื้นเฟืองน้อยที่สุด

2. ระดับความแข็งแรงและความลึกในการชุบแข็งผิวสามารถหาได้จากค่าความเค้น von Mises ที่เกิดจากค่าความเค้นครากของวัสดุ ซึ่งในงานวิจัยเลือกใช้วัสดุเหล็ก AISI 4140 มีค่าความเค้นครากเท่ากับ 417 MPa

3. การเพิ่มค่าโมดูลของเฟืองสามารถลดค่าความเค้น von Mises ลงได้ แต่จะก่อให้เกิดค่าสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลและกลิ้งในเฟืองเพิ่มขึ้น จึงจำเป็นต้องคำนึงพารามิเตอร์ทั้ง 2 ตัวนี้

AMM-32

4. ในกรณีที่พื้นที่ในการติดตั้งชุดเฟืองมีจำกัดหรือจำเป็นต้องรักษาระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง การเพิ่มค่าโมดูลก็เป็นทางเลือกที่มีประสิทธิภาพ แต่ต้องคำนึงถึงน้ำหนักของเฟืองที่อาจเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย อีกทั้งควรคำนึงถึงค่าการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลและกลิ้งว่าอยู่ในค่าที่ยอมรับได้หรือไม่ ซึ่งในส่วนของงานกังหันลม น้ำหนักและพื้นที่ที่มีจำกัดเป็นอีกหนึ่งพารามิเตอร์สำคัญที่ใช้การออกแบบชุดเฟืองสำหรับกังหันลมที่ต้องคำนึงถึงอยู่เสมอ

6. กิตติกรรมประกาศ

ทางคณะนักวิจัยขอขอบคุณการไฟฟ้าส่วนภูมิภาคที่ให้การสนับสนุนงานวิจัยนี้ (หมายเลขทุนวิจัย A-016-52) และนักวิจัยขอขอบคุณ ผศ.ดร.ชัยณรงค์ ศรีกุลวงศ์ ที่ให้คำปรึกษาในการจัดทำวิทยานิพนธ์นี้

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Lundin, A., and Mardestam, P. (2010). Efficiency analysis of a planetary gearbox. Bachelor's thesis, University of Linköping, Sweden.
- [2] บุญธรรม วงศ์ไชย (2550). การวิเคราะห์ความเค้นดัดในเฟืองตรงกรณีเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตาม โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 21, ชลบุรี
- [3] AGMA standard. สืบค้นวันที่ 4 เมษายน 2558 จาก <http://www.agma.org>
- [4] Anderson, N.E. and Loewenthal, S.H. (1980). Spur gear system efficiency at part and full load, NASA Technical Paper 1622, AVRADCOM Technical Report 79 – 46, February 1980.
- [5] Anderson, N.E., and Loewenthal, S.H. (1981). Design of Spur Gears for Improved Efficiency, ASME Design Engineering Conference 1981, Chicago, Illinois.
- [6] Concellon, P.J.F., and Arino, S.B. (2014). Analysis of power losses on spur gears using the design of experiments theory. *Journal Engineering Faculty University of Antioquia*, vol.72, May 2014, pp. 203 - 216.
- [7] 4140 material property. สืบค้นวันที่ 6 เมษายน 2558 จาก <http://www.thyssenkruppmaterials.co.th>
- [8] Hwang, S.C., Lee, J.H., Lee, D.H., Han, S.H., and Lee, K.L. (2011). Contact stress analysis for a pair of mating gears. *Mathematical and Computer Modeling*, vol. 57, June 2011, pp. 40 - 49.
- [9] Patil, S. S., Karuppanan, S., Atanasonska, I., and Wahab, A.A. (2014). Contact stress analysis of helical gear pairs, including frictional coefficients. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 85, May 2014, pp. 205 - 211.
- [10] Marjanovic, N., Ivkovic, B., Blagojevic, M., and Stojanovic, B. (2010). Experimental determination of friction coefficient at gear drives. *Journal of the Balkan Tribological Association*, vol. 16, July 2010, pp. 517 - 526.