

การวิเคราะห์ความเค้นดัดในเฟืองตรงกรณีเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง ของเฟืองขับและเฟืองตาม โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Analysis of Bending Stress in Spur Gear in Case of Varying the Center Distance of the Pinion and Gear using Finite Element Method

บุญธรรม วงศ์ไชย^{1*}

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา

อ.ศรีราชา จ.ชลบุรี 20230

โทร 0-3835-4851 โทรสาร 0-3835-4851 *อีเมล boonthum@eng.src.ku.ac.th

Boonthum Wonchai^{1*}

¹ Mechanical Engineering Department, Faculty of Engineering at Si Racha, Kasetsart University, Si Racha Campus,

A. Si Racha, Chonburi, 20230, Thailand, Tel: 0-3835-4851, Fax: 0-3835-4851, *E-mail: boonthum@eng.src.ku.ac.th

บทคัดย่อ

เฟืองตรงเป็นส่วนที่สำคัญในเครื่องจักรกลซึ่งมักเกิดความเสียหายอันเนื่องมาจากการความเค้นดัดระหว่างการใช้งาน การชนกันของเฟืองขับและเฟืองตามจะทำให้เกิดความเค้นดัดบนฟันเฟือง ซึ่งเป็นสาเหตุทำให้ฟันเฟืองเกิดความเสียหาย ณ โคนฟัน โดยทฤษฎีฟันของเฟืองขับและเฟืองตามจะชนกันบนเส้นของวงกลมพิตช์ แต่ในทางปฏิบัตินั้น จะต้องเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามให้มากกว่าระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางตามทฤษฎีเนื่องจากเฟืองจะมีการขยายตัวเนื่องจากความร้อน ทำให้เฟืองเกิดการขัดกัน งานวิจัยชิ้นนี้ ได้ทำการวิเคราะห์ความเค้นดัดที่เกิดขึ้นบนฟันเฟืองโดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่ขนาดโมดูล 4 และ 5 เฟืองขับส่งผ่านแรงบิดขนาด 240 และ 440 N.m และระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามเป็น 120, 120.5, 121, 121.5, และ 122 mm จากการวิเคราะห์ผล ความเค้นดัดจะมีค่าสูงสุดตรงบริเวณโคนฟัน และค่าของความเค้นดัดสูงสุดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามเพิ่มขึ้น

Abstract

Spur gear is an important part of machine which is usually damaged due to the bending stress during its operating period. The bending stress occurs in the gear tooth when the pinion meshes with the gear, as a result, the gear tooth failure could damage its teeth's root seriously. The pinion tooth and the gear tooth always contact along the pitch circle line theoretically. In

practical, however, the center distance between the pinion and the gear should be increased more than the theoretical center distance to avoid the interference between the pinion and the gear due to the thermal expansion of the gear.

In this research, the bending stress was analyzed for the gear tooth by finite element method with the module size of 4 and 5 the pinion transmission torque of 240 and 440 N.m, and the center distance between the pinion and the gear of 120, 120.5, 121, 121.5, and 122 mm. It was found that the maximum bending stress occurred at the root of the gear tooth, moreover, the magnitude of the maximum bending stress increased as the center distance between the pinion and the gear was increased.

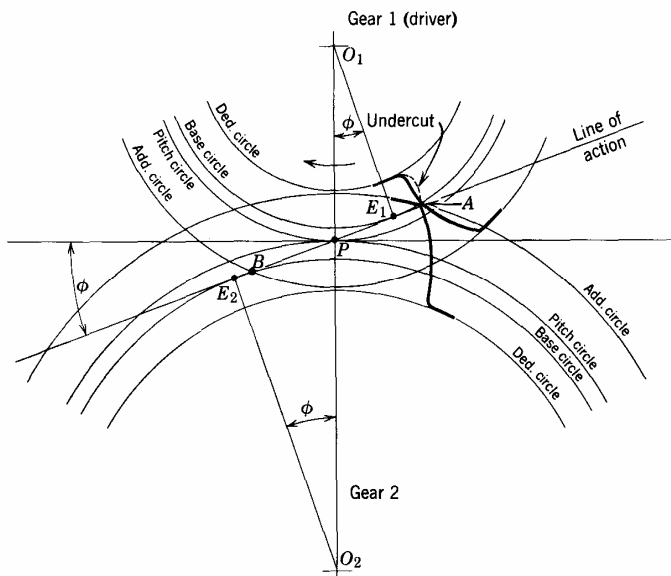
1. บทนำ

เฟืองตรงเป็นกลไกในเครื่องจักรกลที่มีหน้าที่ส่งผ่านการเคลื่อนที่และแรงบิดโดยมีแนวแกนของเพลานานกัน การชนกันของฟันเฟืองขับและเฟืองตามจะทำให้เกิดความเค้นดัดในฟันเฟืองทั้งสอง ความเค้นดัดจะทำให้ฟันเฟืองเสียหายในลักษณะเกิดรอยแยกบริเวณโคนฟัน และทำให้ฟันเฟืองหักในที่สุด

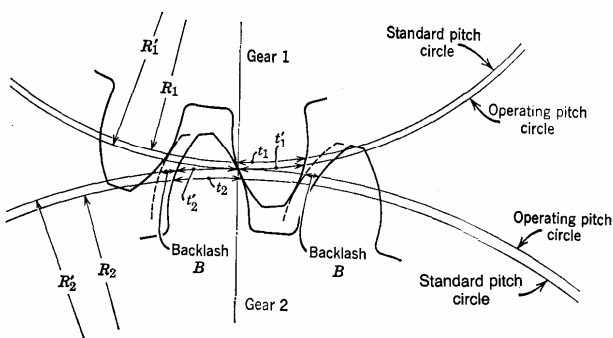
ปัจจัยที่มีผลต่อความเค้นดัดที่เกิดขึ้นบนฟันเฟืองอาจมีได้หลายปัจจัย ยกตัวอย่างเช่น ขนาดของเฟือง ขนาดของฟันเฟือง มุมกด ลักษณะการชนกันของฟันเฟืองขับและเฟืองตาม ความผิดพลาดในการประกอบเฟือง (Assembly errors) และความผิดพลาดในการผลิตเฟือง (Machining errors) นั้นก็มีผลต่อความเค้นดัดที่เกิดขึ้น [6]

การวิเคราะห์ความเค้นดัดในฟันเฟืองโดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นั้น เป็นวิธีที่นิยมใช้ในปัจจุบัน แบบจำลองของเฟืองตรงที่นิยมใช้ [1,2,3,4] จะมีฟันเฟืองเพียงสามฟัน แต่อาจใช้แบบจำลองแบบหนึ่งฟัน [5] ก็ได้ แต่ถ้าหากต้องการผลที่แม่นยำ แบบจำลองแบบเฟืองที่มีฟันเหมือนจริง [6] จะให้ผลลัพธ์ที่ดีที่สุด

การขบกันของเฟืองขับและเฟืองตามตามทฤษฎี เริ่มต้นเฟืองขับและเฟืองตามจะขบกันได้เมื่อวงกลมพิตช์ของเฟืองทั้งสองสัมผัสกัน แต่ในการใช้งานจริงแล้วจะต้องมีการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางให้มากขึ้น เนื่องจากต้องป้องกันการขัดกันของฟันเฟืองเมื่อมีการขยายตัวเนื่องจากความร้อน



รูปที่ 1 การขบกันของเฟืองตามทฤษฎี [7]



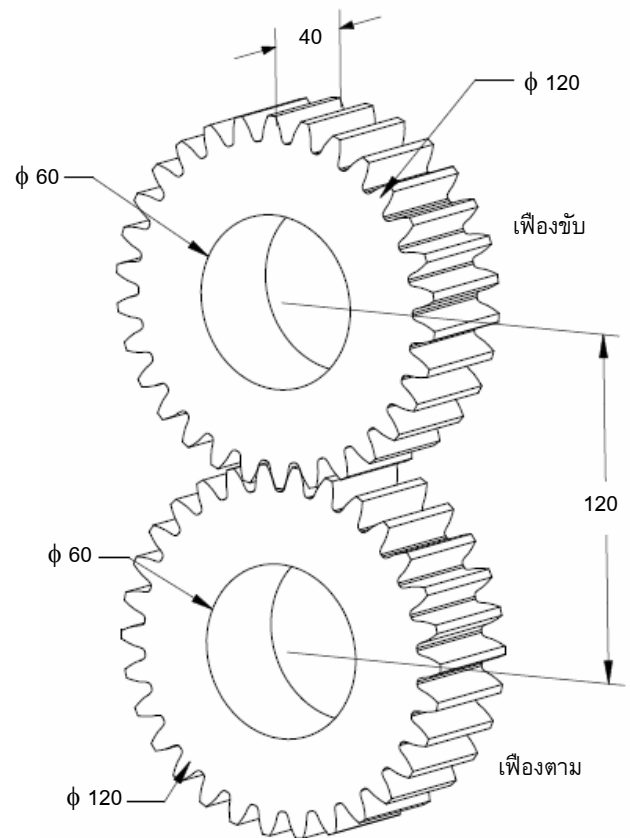
รูปที่ 2 การขบกันของเฟืองเมื่อมีการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตาม [7]

สิ่งที่ต้องให้ความสำคัญก็คือ เมื่อมีการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสอง จะมีผลทำให้ความเค้นดัดที่เกิดขึ้นบนฟันเฟืองมีแนวโน้มเป็นอย่างไร จะทำให้เกิดความเสียหายกับเฟืองหรือไม่

งานวิจัยชิ้นนี้เป็นการศึกษาความเค้นดัดที่เกิดขึ้นบนฟันเฟืองเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิตช์ของเฟืองทั้งสองเท่ากับ 120 mm โดยใช้โปรแกรม CosmosWork ในการวิเคราะห์

2. รายละเอียดของแบบจำลองเฟืองขับและเฟืองตาม

ในการสร้างแบบจำลองของเฟืองขับและเฟืองตาม ได้สร้างขึ้นจากโปรแกรม SolidWorks โดยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิตช์ของเฟืองทั้งสองเท่ากับ 120 mm ความกว้างของเฟือง (Face width) เท่ากับ 40 mm มุมกด (Pressure angle) เท่ากับ 20° เริ่มต้นให้เฟืองทั้งสองขบกันที่ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางเป็น 120 mm ดังรูปที่ 3

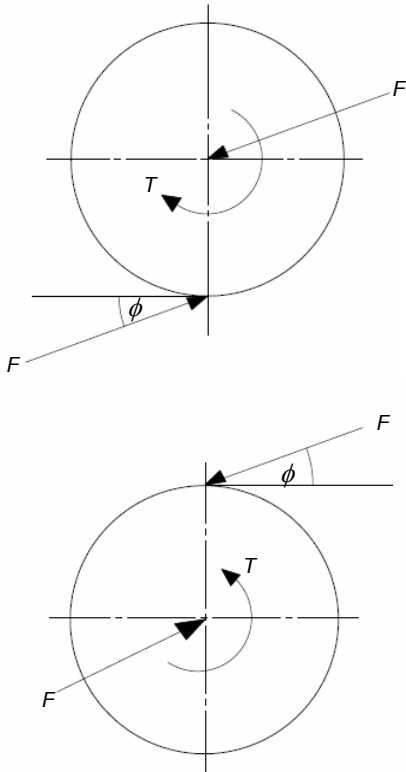


รูปที่ 3 แบบจำลองเฟือง (ขนาดโมดูลเท่ากับ 4)

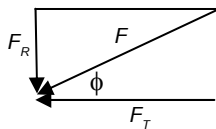
โดยกำหนดเงื่อนไขให้เฟืองทำจากเหล็ก AISI 1020 ซึ่งมีค่ามอดูลัสของยัง (Young's modulus) เท่ากับ 200 GPa ค่าอัตราส่วนปัวซอง (Poisson ratio) เท่ากับ 0.3

การส่งผ่านแรงของเฟืองขับและเฟืองตามนั้น เมื่อเฟืองขับหมุนด้วยแรงบิด (T) เฟืองขับจะส่งผ่านแรงไปยังเฟืองตาม ณ จุดที่ฟันเฟืองทั้งสองสัมผัสกัน ซึ่งตามทฤษฎีแล้วจะสัมผัสกันบนวงกลมพิตช์มาตรฐาน (Standard pitch circle) และจะมีมุมกด (ϕ) เป็นมุมกดมาตรฐาน (Standard pressure angle) ซึ่งจะทำให้การส่งผ่านแรงเป็นไปดังรูปที่ 4 แรงส่งผ่าน (F) ที่กระทำต่อฟันของเฟืองตามนั้น

สามารถแตกแรงได้สองแนวคือ แนวรัศมี (F_R) และแนวสัมผัสกับวงกลมพิชต์ (F_T) ดังรูปที่ 5



รูปที่ 4 การส่งผ่านแรงของเฟืองขับและเฟืองตาม



รูปที่ 5 การแตกแรงที่กระทำกับฟันเฟืองตาม

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด (T) แรงส่งผ่าน (F) รัศมีวงกลมพิชต์ (r) แรงส่งผ่านในแนวรัศมี (F_R) และแรงส่งผ่านในแนวสัมผัส (F_T) เป็นดังสมการที่ (1) ถึงสมการที่ (3)

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

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

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

แต่ถ้าหากมีการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสองนั้น ฟันของเฟืองทั้งสอง จะสัมผัสกันบนวงกลมพิชต์ใช้งาน (Operating pitch circle) และมุมกดที่เกิดขึ้นจะเป็นมุมกดใช้งาน (Operating pressure angle) ซึ่งจะมีค่ามากกว่ามุมกดมาตรฐาน

ความสัมพันธ์ระหว่างระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางมาตรฐาน (C) ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางใช้งาน (C') มุมกดมาตรฐาน (ϕ) มุมกดใช้งาน (ϕ') เป็นดังสมการที่ (4)

$$C' \cos \phi' = C \cos \phi \quad (4)$$

ในการหาค่าความเค้นดัดที่เกิดขึ้นที่โคนฟันเฟืองสามารถหาได้จากสมการความเค้นดัดของสมาคมผู้ผลิตเฟืองแห่งสหรัฐอเมริกา (American Gear Manufacturers Association, AGMA)

$$\sigma_{AGMA} = K_O K_V K_S K_H K_B \frac{F_T}{bmY_J} \quad (5)$$

โดย

σ_{AGMA} = ความเค้นดัด

F_T = แรงส่งผ่านในแนวสัมผัส

m = โมดูล

b = ความกว้างของฟัน

K_O = แฟกเตอร์ภาระเกิน

K_V = แฟกเตอร์พลวัต

K_S = แฟกเตอร์ขนาด

K_H = แฟกเตอร์การกระจายแรง

K_B = แฟกเตอร์ความหนาขอบ

Y_J = แฟกเตอร์รูปทรงสำหรับความเค้นดัด

3. การประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์ความเค้นในระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์นั้นสามารถวิเคราะห์ได้จากสมการ

$$\sigma = D \varepsilon \quad (6)$$

โดย

σ = เทนเซอร์ของความเค้น (Stress tensor) ดังสมการที่ (7)

$$\sigma = [\sigma_x \sigma_y \sigma_z \tau_{yz} \tau_{xz} \tau_{xy}]^T \quad (7)$$

D = เมทริกซ์ของวัสดุ (Material matrix) ดังสมการที่ (8) สำหรับวัสดุแบบไอโซทรอปิก

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & \nu & 0.5-\nu & 0 & 0 \\ \nu & \nu & \nu & \nu & 0.5-\nu & 0 \\ \nu & \nu & \nu & \nu & \nu & 0.5-\nu \end{bmatrix} \quad (8)$$

ε = เทนเซอร์ของความเครียด (Strain tensor) ดังสมการที่ (9)

$$\varepsilon = [\varepsilon_x \varepsilon_y \varepsilon_z \tau_{yz} \tau_{xz} \tau_{xy}]^T \quad (9)$$

โดย

σ_x, σ_y และ σ_z = ความเค้นตั้งฉาก

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

E = ค่ามอดูลัสของยัง

ν = ค่าอัตราส่วนปัวซอง

ϵ_x, ϵ_y และ ϵ_z = ความเครียดตั้งฉาก

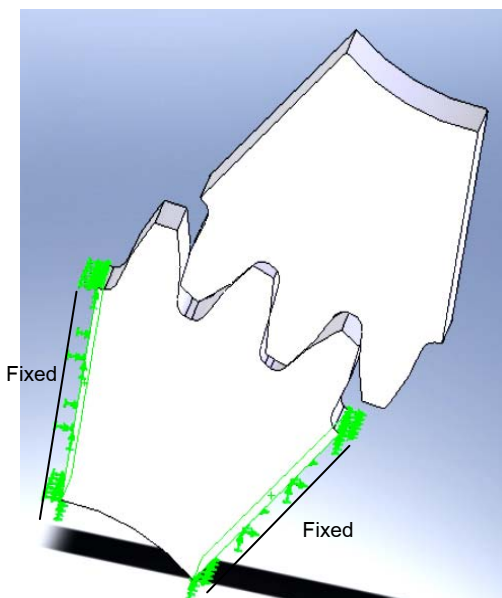
$\epsilon_{yz}, \epsilon_{xz}$ และ ϵ_{xy} = ความเครียดเฉือน

สำหรับการวิเคราะห์ความเค้นดัดบริเวณโคนพื้นเพืองนั้น จะทำการวิเคราะห์ในเพืองตามเท่านั้น เนื่องจากพื้นของเพืองขับและเพืองตาม มีรูปร่างที่เหมือนกัน ในงานวิจัยนี้ใช้ค่าความเค้น von Mises ในการวิเคราะห์ความเสียหายแทนการวิเคราะห์ความเค้นดัดตามสมการที่ (5) โดยสมการความเค้น von Mises เป็นดังนี้

$$\sigma_{von} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{1/2} \quad (10)$$

ในการจำลองโมเดลนั้นได้ใช้แบบจำลองแบบสามพื้น ได้กำหนดเงื่อนไขที่ขอบ (Boundary conditions) โดยอ้างอิงจากงานวิจัยของ [1,2,3,4] ซึ่งจะยึดเพืองตามไม่ให้มีการเคลื่อนที่แล้วค่อยกำหนดภาระที่กระทำต่อพื้นเพืองขับหรือเพืองตาม

1. กำหนดการยึดตรึง (Constrain) ไว้ที่ผิวด้านข้างทั้งสองด้านของเพืองตามไม่ให้มีการเคลื่อนที่ ดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 การกำหนดการยึดตรึง (Constrain)

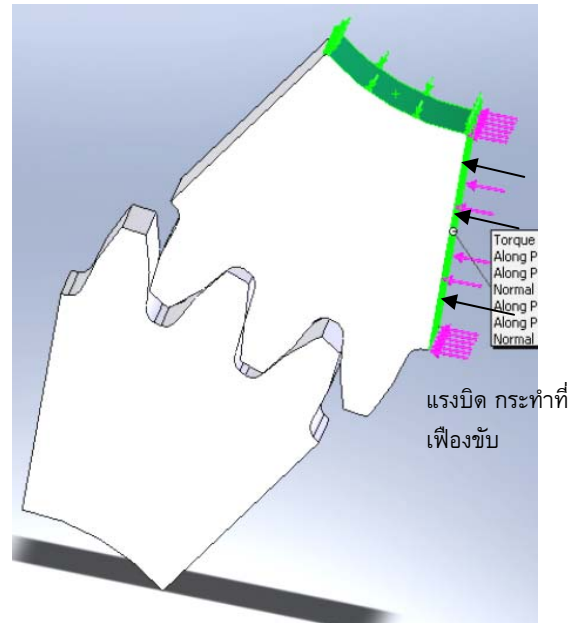
2. กำหนดให้ เพืองขับสามารถหมุนได้รอบจุดศูนย์กลางของเพืองขับ และมีแรงบิดกระทำ ดังรูปที่ 7

3. กำหนดให้ ผิวสัมผัสระหว่างพื้นเพืองขับและพื้นของเพืองตามมีสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างโลหะกับโลหะเท่ากับ 0.1

4. กำหนดขนาดของแรงบิดนั้นกำหนดเป็น 220 N.m และ 440 N.m

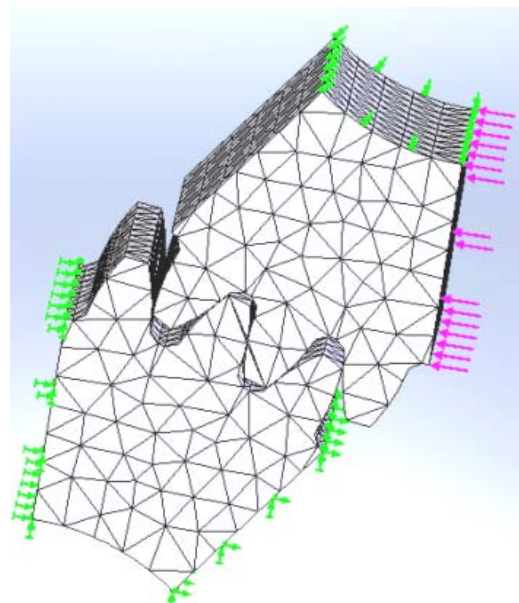
5. กำหนดระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง ของเพืองขับและเพืองตามระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางมาตรฐานเป็น 120 mm และระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางใช้งานเป็น 120.5, 121, 121.5 และ 122 mm

6. กำหนดให้ขนาดโมดูลของเพืองเป็น 4 และ 5



รูปที่ 7 แสดงการกำหนดค่าแรงบิดที่เพืองขับ

การแบ่งเอลิเมนต์จะใช้เอลิเมนต์แบบทรงสี่หน้าแบบสลิปจุดต่อ (Second order tetrahedral element) เนื่องจากเหมาะสมสำหรับรูปร่างของเพืองที่มีส่วนเว้าส่วนโค้งค่อนข้างมาก

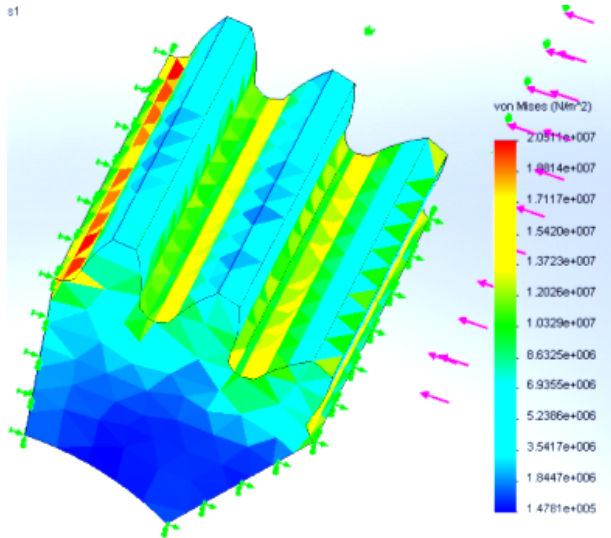


รูปที่ 8 การแบ่งเอลิเมนต์

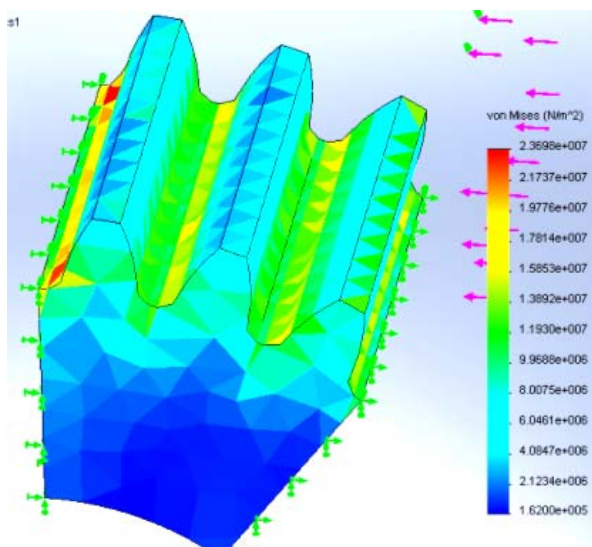
4. ผลการวิจัย

ในการวิจัยนี้จะใช้ค่าความเค้น von Mises ที่เกิดขึ้นวิเคราะห์แทนค่าของความเค้นดัดที่สามารถหาได้จากสมการที่ (4) ค่าความเค้น von Mises สูงสุดที่เกิดขึ้นในพื้นเฟืองตามทุกกรณีจะเกิดขึ้นที่โคนพื้นเฟืองตัวอย่างดังรูปที่ 9 และรูปที่ 10

สำหรับค่าของความเค้น von Mises สูงสุดที่เกิดขึ้นได้แสดงไว้ในตารางที่ 1



รูปที่ 9 ค่าความเค้น von Mises ที่เกิดขึ้นในเฟืองตาม (ขนาดโมดูล 4 แรงบิด 240 N.m ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง 120 mm)

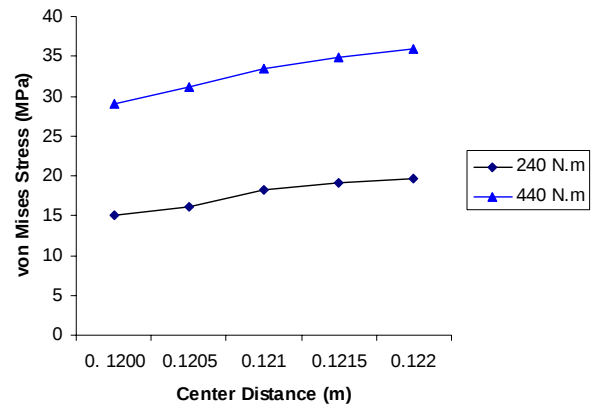


รูปที่ 10 ค่าความเค้น von Mises ที่เกิดขึ้นในเฟืองตาม (ขนาดโมดูล 4 แรงบิด 240 N.m ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง 120.5 mm)

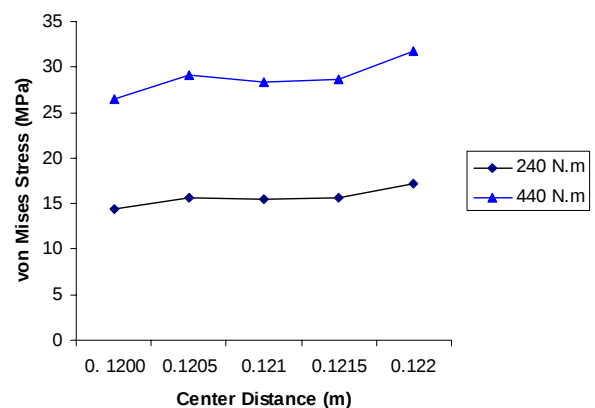
ตารางที่ 1 ค่าความเค้น von Mises สูงสุด (MPa) ที่เกิดขึ้นบริเวณโคนพื้นเฟืองตาม

ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง (mm)	โมดูล 4		โมดูล 5	
	แรงบิด 240 N.m	แรงบิด 440 N.m	แรงบิด 240 N.m	แรงบิด 440 N.m
120.0	14.973	29.072	14.443	26.483
120.5	16.145	31.074	15.587	29.116
121.0	18.243	33.445	15.468	28.354
121.5	19.027	34.872	15.643	28.674
122.0	19.640	36.010	17.230	31.700

แนวโน้มของความเค้น von Mises สูงสุดที่เกิดขึ้น เป็นไปดังรูปที่ 11 และ 12



รูปที่ 11 ความเค้น von Mises ที่โคนพื้นเฟืองตาม (โมดูลเท่ากับ 4)



รูปที่ 12 ความเค้น von Mises ที่โคนพื้นเฟืองตาม (โมดูลเท่ากับ 5)

5. สรุปผลการวิจัย

1. แนวโน้มของค่าความเค้น von Mises มีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางที่เพิ่มขึ้น โดยลักษณะความชันของกราฟสำหรับเฟืองตามที่มีขนาดโมดูลเท่ากับ 4 จะมีค่าความชันมากกว่าความชัน

ของกราฟของเฟืองตามที่มีขนาดโมดูลเท่ากับ 5 ค่าของความเค้น von Mises ของเฟืองตามที่มีขนาดโมดูลเท่ากับ 4 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นทุกกรณีเมื่อเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสอง ขณะที่ค่าของความเค้น von Mises ของเฟืองตามที่มีขนาดโมดูลเท่ากับ 5 นั้น มีเพียงกรณีเดียวในการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางจาก 120.5 mm เป็น 121.0 mm ที่ทำให้ค่าความเค้น von Mises มีการลดลง ส่วนกรณีอื่น ๆ ค่าความเค้น von Mises มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น

2. ค่าความเค้น von Mises เพิ่มขึ้นทุกกรณีเมื่อมีการเพิ่มขนาดแรงบิดโดยพิจารณาที่ขนาดโมดูลและระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางเดียวกัน

3. ค่าความเค้น von Mises ลดลงทุกกรณีเมื่อมีการเพิ่มขนาดของโมดูลโดยพิจารณาที่ขนาดแรงบิดและระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางเดียวกัน เนื่องจากในงานวิจัยได้ใช้ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิตช์และความกว้างของฟันของเฟืองขับและเฟืองตามคงที่ ดังนั้นการเพิ่มขนาดโมดูลจะทำให้ขนาดของฟันเฟืองทั้งสองใหญ่ขึ้น ทำให้มีพื้นที่ในการรับแรงมากขึ้นจึงทำให้ความเค้น von Mises ลดลงเมื่อมีการเพิ่มขนาดของโมดูลนั่นเอง

สิ่งที่น่าสนใจในการศึกษาครั้งนี้คือ ค่ามุมกดใช้งาน อาจจะมีผลต่อการเพิ่มหรือลดของค่าความเค้น von Mises เมื่อมีการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง ซึ่งจากสมการ (1) ถึง (5) นั้นบ่งชี้ว่า ค่าความเค้นดัดจะลดลงเมื่อแรงส่งผ่านในแนวสัมผัสลดลง ซึ่งค่าแรงส่งผ่านในแนวสัมผัสจะมีค่าลดลงเมื่อค่าของมุมกดใช้งานมีค่ามากขึ้น ขณะที่ค่าของมุมกดใช้งานจะมีค่ามากขึ้น เมื่อมีการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง แต่ถ้าเปรียบเทียบผลระหว่างค่ามุมกดใช้งานที่เพิ่มขึ้นกับการเพิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง สิ่งไหนที่มีผลต่อความเค้น von Mises มากกว่ากันนั้น เป็นสิ่งที่น่าศึกษาในอนาคต

6. กิตติกรรมประกาศ

ทางผู้วิจัยขอขอบคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ศรีราชา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา ที่อำนวยความสะดวกในการทำงานวิจัยครั้งนี้ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขน ที่ได้ให้องค์ความรู้รวมถึงทักษะการใช้งานโปรแกรมในงานวิจัยครั้งนี้

gear teeth by presetting. International Journal of Fatigue, Vol. 21, pp. 549-556.

- [5] Litvin, F.L., Lian, Q., and Kapelevich, A.L., 2000. Asymmetric modified spur gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis. Computer Methods in Mechanics and Engineering, Vol. 188, pp. 363-360.
- [6] Li, S., 2007. Finite element analyses for contact strength and bending strength of a pair of spur gears with machining errors, assembly errors and tooth modifications. Mechanism and Machine Theory, Vol. 42, pp. 88-114.
- [7] Mabie, H.H., and Reinholtz., C.F., 1987, Mechanisms and Dynamics of Machinery, John Wiley & Sons.
- [8] Shigley, J.E., and Mischke, C.R., 2001, Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill, New York, USA.

- [1] Celik, M., 1999. Comparison of three teeth and whole body models in spur gear analysis. Mechanism and Machine Theory, Vol. 34, pp. 1227-1235.
- [2] Sfakiotakis, V.G., and Anifantis, N.K., 2002. Finite element modeling of spur gearing fractures. Finite Element in Analysis and Design, Vol.39, pp. 79-92.
- [3] Carvarella, M., Demelio, G., and Ciavarella, M., 1999. Numerical method for the optimization of specific sliding, stress concentration and fatigue life of gears.
- [4] Woods, J.L., Daniewicz, S.R., and Nellums, R., 1999. Increasing the bending fatigue strength of carburized spur