

การวิเคราะห์ค่าความเค้นของเพลากีร์ขับเคลื่อนท้ายของรถขุดไฟฟ้า ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Stress Analysis of Final Drive Pinion Shaft of Electric Shovel Through The Use of FEM

ศิวะ สิทธิพงษ์^{1*}, ประภาศ เมืองจันทร์บุรี², เจริญยุทธ เดชวายุกุล³, ณรงค์ฤทธิ์ โทธรรัตน์⁴ และชัยยุทธ มีงาม⁵
Siva Sitthipong^{1*}, Prapas Muangjunburee², Charoenyut Dechwayukul³, Narongrit Totarat⁴ and Chaiyoot Meengam⁵

บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์หลังรายละเอียดเกี่ยวกับการชำรุดของเพลากีร์ขับเคลื่อนท้ายของรถขุดไฟฟ้า หลังจากตรวจพินิจผิวรอยแตกซึ่งชี้ชัดว่าการแตกสลายเกิดจากภาวะบิดคด รอยแตกสลายเริ่มต้นที่บริเวณบ่าเพลาลังการพิจารณาแรงบิดและแรงคดที่กระทำต่อเพลาคำนวณหาค่าความเค้นที่ทำให้เพลาชำรุด การวิเคราะห์ความเค้นใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ (FEM) และผลลัพธ์จะนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎี มีการประเมินขีดจำกัดความแข็งแรง ค่าความปลอดภัย และการประมาณอายุการสึกหรอของการชำรุดตรวจสอบและได้ข้อสรุปว่าการแตกหักเกิดขึ้นเนื่องจากการออกแบบที่ผิดพลาดหรือจากกระบวนการผลิตทำรัศมีบ่าเพลาดำเนินไป ในบทสรุป การเปลี่ยนแปลงของรัศมีที่มีผลต่อการกระจายความเค้นถูกอธิบายด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

คำสำคัญ: เพลากีร์ขับเคลื่อนท้าย การชำรุดจากการล้า ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ การประเมินอายุ

¹ นักวิชาการมาตรฐานวิชาชีพชำนาญการ สำนักบริหารคุณวุฒิวิชาชีพ สถาบันคุณวุฒิวิชาชีพ (องค์การมหาชน) หน่วยงานรัฐภายใต้กำกับดูแลของนายกรัฐมนตรี กรุงเทพฯ 10900

² ผศ., ภาควิชาวิศวกรรมเหมืองแร่และวัสดุ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ สงขลา 90110

³ รศ., ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ สงขลา 90110

⁴ วิศวกรวิชาชีพ เหมืองแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย ลำปาง 52220

⁵ อ., โปรแกรมวิชาวิศวกรรมศาสตร์ คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏสงขลา สงขลา 90000

¹ Academic of Profession Standard: Professional level, Bureau of Professional Qualification System Management, Thailand Professional Qualification Institute, Public Organizations under Supervision of Prime Minister's Office, Bangkok 10900.

² Asst. Prof., Department of Mining and Materials Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Songkhla, 90110

³ Assoc. Prof., Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Prince of Songkla University, Songkhla, 90110

⁴ Professional Engineer, Mae-Moe Mine, Electricity Generating Authority of Thailand, Lampang, 52220

⁵ Lecturer, Program of Engineering, Faculty of Industrial Technology, Songkhla Rajabhat University, Songkhla, 90000

* Corresponding author: E-mail address: sitthipong85@gmail.com Tel. 083-1951382

Abstract

In this research failure analysis of final pinion shaft is analyzed in detail. After visual investigation of the fracture surface it is indicated that fracture occurred due to torsional-bending fatigue. Fatigue crack has initiated at the fillet shoulder. When considering power transmission systems, bending and torques acting on the shaft are determined; stresses occurring at the failure surface are calculated. Stress analysis is also carried out by using finite element method (FEM) and the results are compared with the calculated values. Endurance limit and fatigue safety factor is evaluated, fatigue cycle analysis of the shaft is estimated. Reason for failure is investigated and it can be concluded that fracture occurred due to faulty design or manufacturing of the fillet shoulder (low radius of curvature at shoulder). In conclusion, effect of change in radius of curvature on stress distribution is explained by using FEM

Keywords: Final Pinion Shaft, Fatigue Failure, Finite Element Method, Life Assessment.

บทนำ

รถขุดไฟฟ้ายี่ห้อ P&H รุ่น 2100BL ในภาพที่ 1 เป็นเครื่องจักรกลขนาดใหญ่ของการไฟฟ้าเหมืองแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย สำหรับใช้ขุดถ่านหินลิกไนต์ มีจำนวน 6 คัน ขนาดของบั้งก็ 11 ลูกบาศก์เมตร จำนวน 4 คัน และ 14 ลูกบาศก์เมตรจำนวน 2 คัน ราคาต่อคันสูงถึง 350 ล้านบาทเนื่องจากเป็นเครื่องจักรนำเข้า และมีเทคโนโลยีเฉพาะ อะไหล่และชิ้นส่วนต่างๆ ต้องซื้อจากบริษัทผู้ผลิตซึ่งมีราคาแพง ในแต่ละปีสูญเสียงบประมาณค่าใช้จ่ายด้านอะไหล่ สูงถึง 15-20 ล้านบาท บ่อยครั้งพบว่ารถขุดต้องหยุดการทำงานอย่างกะทันหัน โดยมีสาเหตุมาจากการชำรุดของเพลากีโยร์ขั้วท้ายในระบบส่งกำลังขับเคลื่อนตะขบดังแสดงในภาพที่ 2 มีความเป็นไปได้จากการศึกษาลักษณะการทำงานประกอบกับการตรวจพินิจผิวรอยแตกว่าเพลานี้เข้าสู่กลไกการล้างงานวิจัยนี้ จึงจะพิสูจน์สาเหตุการชำรุดเชิงกลด้วยหลักฐานคือค่าความเค้นลำดับตำแหน่งต่างๆ [1-7] โดยเฉพาะบริเวณความเข้มข้นความเค้นของเพลากีโยร์ขั้วท้ายของรถขุด



ภาพที่ 1 รถขุดไฟฟ้ายี่ห้อ P&H รุ่น 2100BL

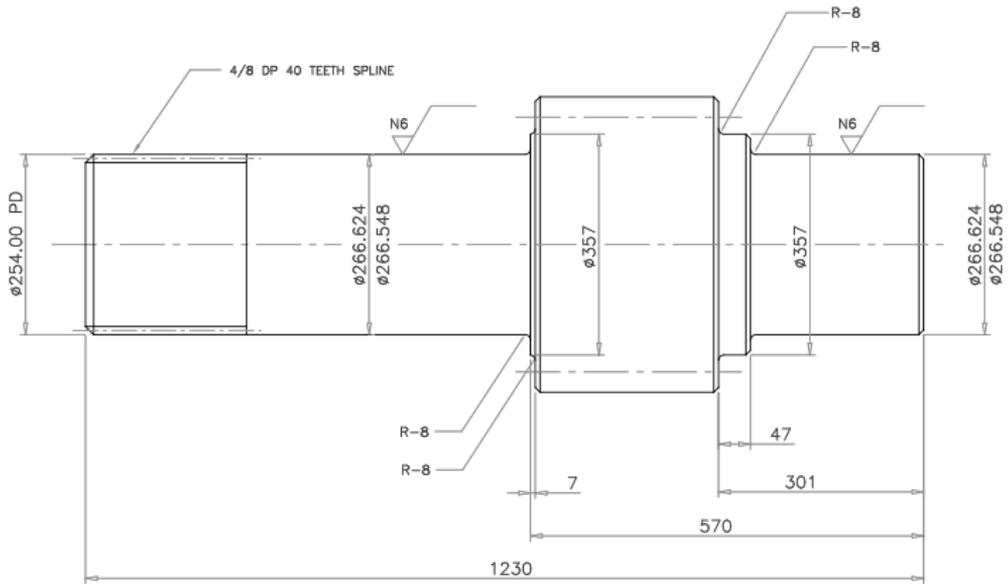


ภาพที่ 2 ระบบส่งกำลังขับเคลื่อนตะขบ

วิธีการวิจัย

ศึกษาข้อมูลปฐมภูมิและทุติยภูมิของเพลาคีร์ซี่ขับท้าย

การศึกษาค่าข้อมูลของเพลาคีร์ซี่ขับท้ายจะใช้วิธีการเฝ้าสังเกตการณ์และจดบันทึก การเก็บรายละเอียดแบบจำลองเพลาคีร์ซี่ ดังแสดงในภาพที่ 3 ข้อมูลเชิงเทคนิคที่จำเป็นต่อการคำนวณจะถูกตรวจวัดและนำมาวิเคราะห์อย่างเป็นระบบและทวนสอบประวัติข้อมูลมาอย่าง



ภาพที่ 3 ข้อมูลเชิงเทคนิครายละเอียดแบบจำลองเพลาคีร์ซี่

วิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นกับเพลาคีร์ซี่ขับท้ายด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การวิเคราะห์ค่าความเค้นของเพลาคีร์ซี่ขับท้ายด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์นั้น ในงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรมไฟไนต์เอลิเมนต์ชื่อ Patran และ Nastran ในการประมวลผล โดยเริ่มต้นจากการแปลงไฟล์ CAD เป็น Para solid file สกุล .xmt เพื่อนำเข้าแบบจำลองชิ้นงานและตรวจสอบความสมบูรณ์ ทำการติเมชให้กับชิ้นงาน โดยพิจารณาเลือกใช้รูปร่างเอลิเมนต์ที่เหมาะสมซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกใช้รูปร่างเอลิเมนต์แบบ Tet 10 (พีระมิด 4 หน้า 10 จุดต่อ) ซึ่งเหมาะใช้กับชิ้นงานที่มีรูปร่างซับซ้อน และควบคุมเมชให้ละเอียดเป็นพิเศษบริเวณความเข้มข้นความเค้น กำหนดภาระแรงและเงื่อนไขการจับยึดให้ถูกต้องหลักวิศวกรรม ป้อนข้อมูลสมบัติวัสดุเหล็กกล้าผสมต่ำทนแรงดึงสูงเกรด AISI4340 จากนั้นเข้าสู่กระบวนการวิเคราะห์

ทดสอบความแข็งแรงล้าของวัสดุผลิตเพลาคีร์ซี่ขับท้าย

นำเหล็กกล้าผสมต่ำทนแรงดึงสูงเกรด AISI 4340 ที่ใช้ผลิตเพลาคีร์ซี่ขับท้ายมาทดสอบความแข็งแรงล้าตามมาตรฐาน ASTM E739-91 [8] ด้วยเครื่องทดสอบความแข็งแรงล้าแบบคานหมุนและบันทึกผลการทดลอง

ผลการวิจัยและอภิปรายผลการวิจัย

ผลการศึกษาข้อมูลปฐมภูมิและทุติยภูมิของเพลากีเยอร์ขับเคลื่อน

การศึกษาระบบส่งกำลังขับเคลื่อนของรถชุดไฟฟ้าพบว่าเพลากีเยอร์ขับเคลื่อนเป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลหลักซึ่งรับภาระวัฏจักรตลอดเวลาใช้งาน การส่งถ่ายกำลังขับเคลื่อนของระบบส่งกำลังขับเคลื่อนของรถชุดเริ่มจากมอเตอร์ขับเคลื่อนขนาด 175 แรงม้าความเร็วรอบ 450 รอบต่อนาที ผ่านเกียร์ 19 ฟัน ไปจบที่ 39 ฟัน ดังแสดงในภาพที่ 4 สมการทั่วไปของ Gear train ได้แก่สมการที่ (1) ใช้หาทอร์กหรือแรงบิด (T) ต้องทราบกำลัง (P) และความเร็วเชิงมุม (ω) สมการที่ (2) แสดงความสัมพันธ์อัตราทดของความเร็วยรอบ (N) กับจำนวนฟันเกียร์ (n)

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$\frac{P(\text{hp})}{N(\text{rev/min})} \times \frac{550(\text{lb.ft/sec})}{1.0(\text{hp})} \times \frac{1.0(\text{rev})}{2\pi(\text{rad})} \times \frac{60\text{sec}}{\text{min}} \times \frac{12\text{in}}{\text{ft}}$$

$$T = 63000 \frac{P}{N} \text{ lbs.in} \quad (1)$$

$$N_3 = \frac{N_2}{N_3} n_2 \quad (2)$$

การคำนวณการส่งถ่ายกำลังการเคลื่อนที่และแรงบิดจากชุดเกียร์ที่ 1 ผ่านชุดเกียร์ที่ 2 ไปยังชุดเกียร์ที่ 3 แสดงในสมการที่ (3) ถึงสมการที่ (8) ตามลำดับ

เพลากีเยอร์ชุดที่ 1

$$N = \frac{450 \times 19}{190} = 45\text{RPM} \quad (3)$$

$$T = \frac{63,000 \times 175}{45} = 245,000 \text{ lbs.in} = 27,681 \text{ N.m} \quad (4)$$

เพลากีเยอร์ชุดที่ 2

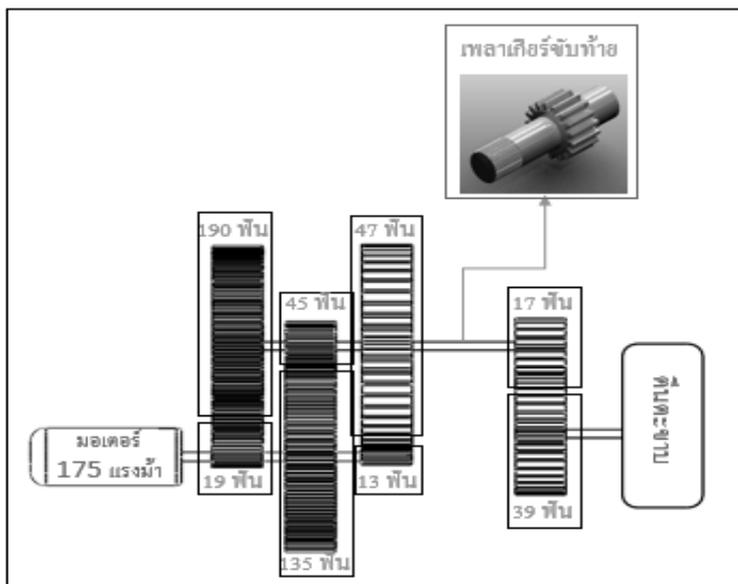
$$N = \frac{45 \times 45}{135} = 15\text{RPM} \quad (5)$$

$$T = \frac{63,000 \times 175}{15} = 735,000 \text{ lbs.in} = 83,044 \text{ N.m} \quad (6)$$

เพลากีเยอร์ชุดที่ 3

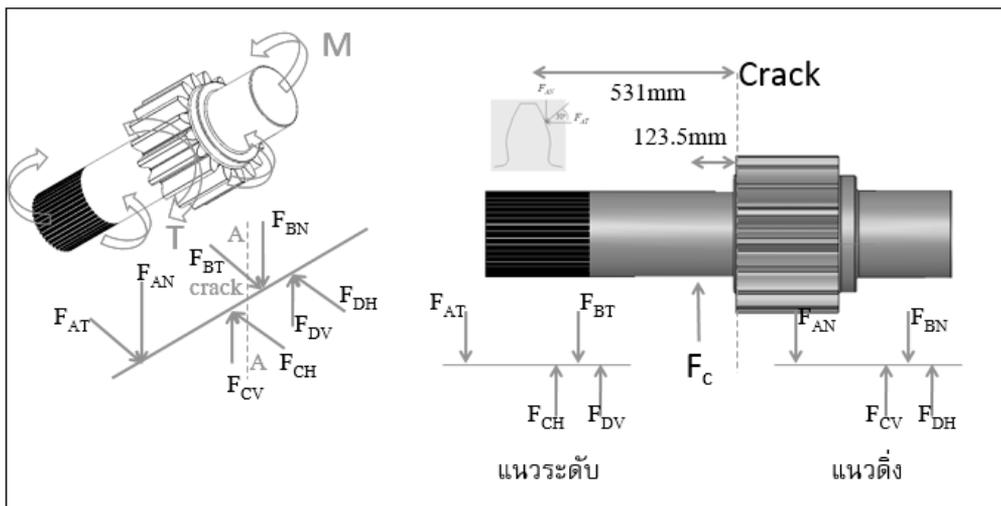
$$N = \frac{15 \times 13}{47} = 4.15\text{RPM} \quad (7)$$

$$T = \frac{63,000 \times 175}{4.15} = 2,656,627 \text{ lbs.in} = 300,185 \text{ N.m} \quad (8)$$



ภาพที่ 4 การส่งถ่ายกำลังขับเคลื่อนของระบบส่งกำลังขับเคลื่อนท้ายของรถชุด

การคำนวณภาระโหดจากเกียร์ชุดที่ 3 ถ่ายลงสู่เพลาคัน ตำแหน่งที่เพลาคาดอ้างอิงเส้นไขว้ขอบเขตและแรงกระทำจากแผนภาพแรงในภาพที่ 5 แรงกระทำที่ฟันเกียร์ 2 แนวแกนสร้างโมเมนต์ตัด 4 ชุดรวม 760,743 นิวตันเมตร โมเมนต์บิด 300,158 นิวตันเมตร ดังแสดงในสมการที่ (9) – (19) แอมพลิจูดความเค้นวัฏจักรขนาด 440 เมกะปาสกาล ขั้นตอนการคำนวณความเค้นวัฏจักรแสดงในสมการที่ (20) – (27)



ภาพที่ 5 แผนภาพแรง

เมื่อพิจารณาภาพที่ 4 ประกอบ แรงที่ส่งถ่ายจากกีโยร์สู่พีเนียนมี 2 จุด แยกเป็น 4 แนวแกน

$$F_{AT} = \frac{2T}{r} = \frac{2(300,158)}{0.254} = 2,363,449 \text{ N} \quad (9)$$

$$F_{AN} = F_{AT} \tan 30 = 1,364,538 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{BT} = \frac{2T}{r} = \frac{2(300,158)}{0.4318} = 1,390,538 \text{ N} \quad (11)$$

$$F_{BN} = F_{BT} \tan 30 = 802,669 \text{ N} \quad (12)$$

สมดุลโมเมนต์ตัด (M) แนวระดับหาแรง F_{CV}

$$\sum M_{dH} = 0$$

$$F_{AT}(X) + F_{BT}(Y) - F_{CV}(Z) = 0$$

$$2,363,449(0.9705) + 1,390,264(0.305) - F_{CV}(0.563) = 0$$

$$F_{CV} = 4,827,278 \text{ N} \quad (13)$$

สมดุลโมเมนต์ตัด(M)แนวตั้งหาแรง F_{CH}

$$\sum M_{dV} = 0$$

$$F_{AN}(X) + F_{BN}(Y) - F_{CH}(Z) = 0$$

$$1,364,538(0.9705) + 802,669(0.305) - F_{CH}(0.563) = 0$$

$$F_{CV} = 2,787,030 \text{ N} \quad (14)$$

ย้ายแรงกระทำทั้ง 4 จุด มายังตำแหน่งบ่าเพลากที่ต้องการศึกษา ก่อเกิดโมเมนต์ตัด (M) 4 ค่า

$$M_1 = 2,363,449(0.531) = 1,254,991 \text{ N.m} \quad (15)$$

$$M_2 = 1,364,537.812(0.531) = 724,569.6 \text{ N.m} \quad (16)$$

$$M_3 = 4,827,278(0.1235) = 596,186.9 \text{ N.m} \quad (17)$$

$$M_4 = 344,198.2(0.1235) = 344,198.2 \text{ N.m} \quad (18)$$

คำนวณ โมเมนต์ตัดรวม

$$M = \sqrt{(M_1 - M_3)^2 + (M_2 - M_4)^2} = 760,743 \text{ N.m} \quad (19)$$

คำนวณความเค้นดัด (σ) เฉือน (τ) สถิตยส์ ค่าสูงสุด (max) ต่ำสุด (min)

$$\sigma_{\max}, \sigma_{\min} = \frac{16}{\pi d^3} [M \pm \sqrt{(M)^2 + (T)^2}] = 424.3 - 15.3 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$\tau_{\max}, \tau_{\min} = \frac{16}{\pi d^3} [M \pm \sqrt{(M)^2 + (T)^2}] = \pm 220 \text{ MPa} \quad (21)$$

คำนวณความเค้นดัดเฉือนแอมพลิจูด (σ_a, τ_a) และความเค้นเฉลี่ย (σ_m, τ_m) ภาระวัฏจักร

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 219.8 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 204.5 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 219.8 \text{ MPa} \quad (24)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 0 \text{ MPa} \quad (25)$$

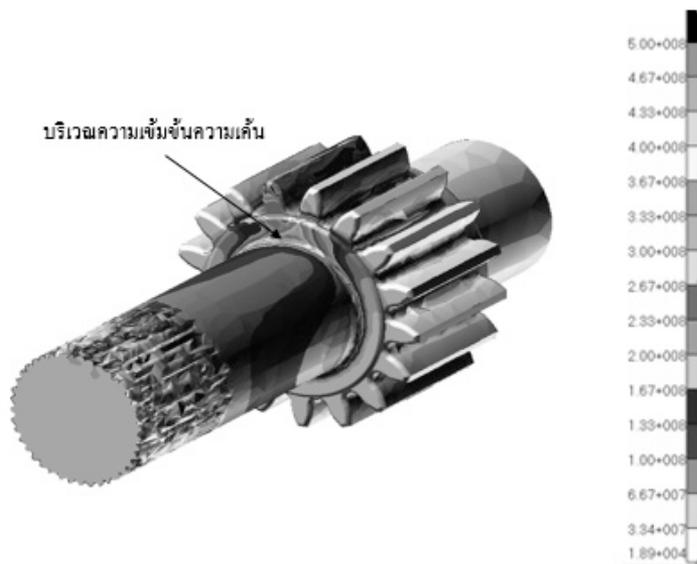
คำนวณความเค้นแอมพลิจูด ($\sigma_{a,e}$) และความเค้นเฉลี่ย ($\sigma_{m,e}$) ภาระวัฏจักรรวม

$$\sigma_{a,e} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 440 \text{ N.m} \quad (26)$$

$$\sigma_{m,e} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 204 \text{ N.m} \quad (27)$$

ผลการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นกับเพลาเกียร์ขับเคลื่อนด้วยระเบียบวิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์

การศึกษาการกระจายตัวของค่าความเค้นด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์โปรแกรมให้ผลดังแสดงในภาพที่ 6 ค่าความเค้นสูงสุดที่วิเคราะห์ได้อยู่บริเวณบ่าเพลาที่มีค่า 433 เมกะปาสคาล ซึ่งใกล้เคียงกับค่าทางทฤษฎีที่คำนวณได้ ณ ตำแหน่งเดียวกันคือ 440 เมกะปาสคาล เมื่ออ้างอิงกับทฤษฎีความเข้มข้นความเค้นของ Peterson [9] ตารางที่ 6-1 Shoulder Fillet in Stepped Circular Shaft พบว่าการประเมิน K_t ความเค้นการรวมด้วยทฤษฎีของ Peterson ยังไม่เหมาะสม เนื่องจากทฤษฎีของ Peterson คิด K_t แบบแยกภาวะ คือ k ภาระบิด และ K_c ภาระดัด ของบ่าเพลาโค้งแต่กรณี multi-axial load ไม่มีกล่าวอ้างถึงด้วยวิธีการตรง การศึกษานี้เพียงพอที่จะชี้ให้เห็นแนวโน้มของความเข้มข้นความเค้นที่เป็นอยู่และนำไปสู่การปรับปรุงบริเวณที่มีนัยยะสำคัญ



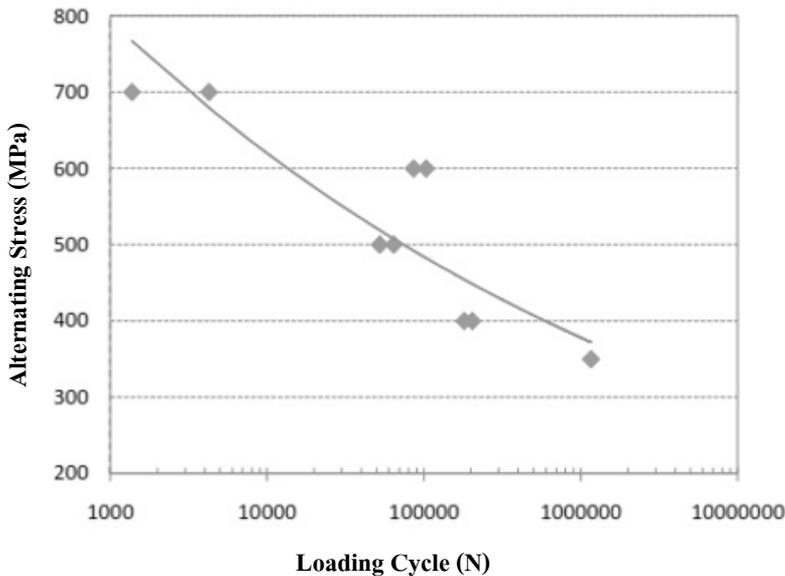
ภาพที่ 6 การกระจายตัวของค่าความเค้น

ผลการทดสอบความแข็งแรงล้าของวัสดุผลิตเพลากีเยอร์ขับเคลื่อน

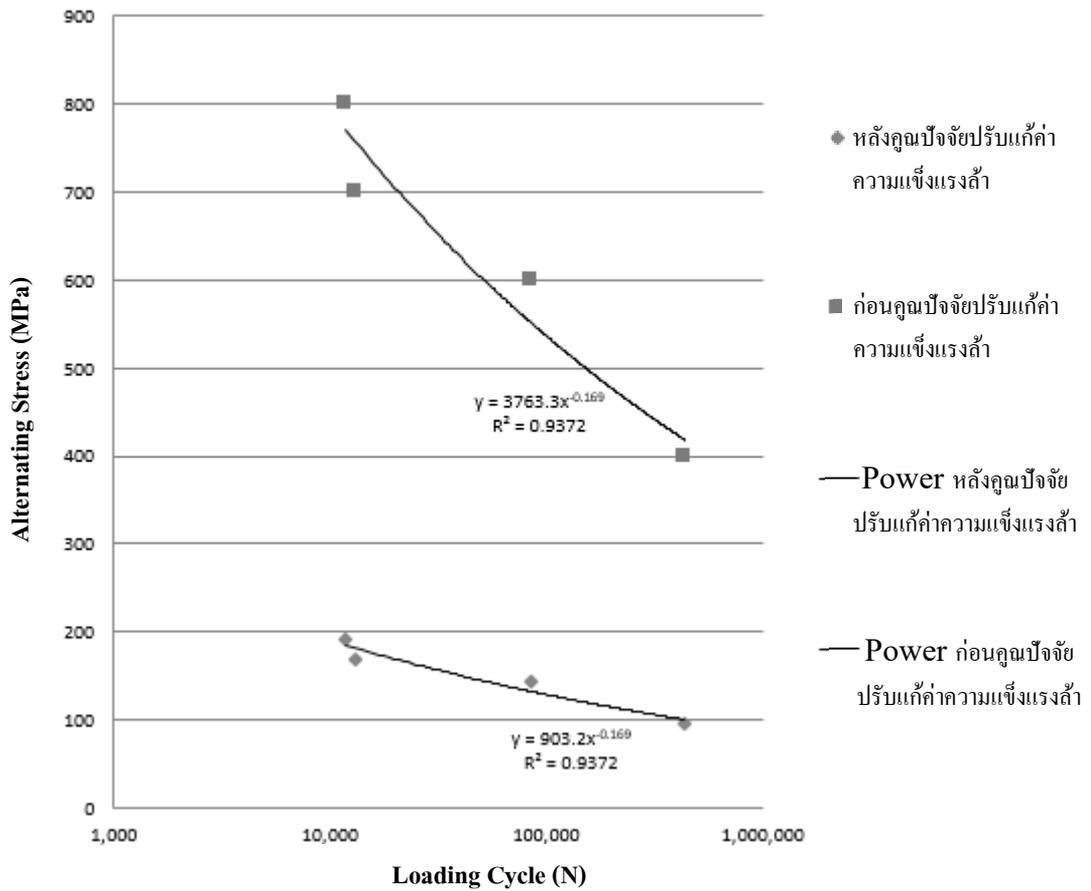
การทดสอบความแข็งแรงล้าของเหล็กกล้าผสมต่ำทนแรงดึงสูงเกรด AISI 4340 ที่ความเค้นแตกต่างกัน 6 ค่า แต่ละค่าทดสอบ 6 ซ้ำ โดยทดสอบความแข็งแรงล้าแบบหมุนตัดกระตังขึ้นงานขาด โดยขึ้นงานมีค่าความแข็งแรงดึง 1044 เมกะปาสคาล และความแข็งแรงคราก 918 เมกะปาสคาล นำข้อมูลมาพล็อตกราฟ S-N Curve ได้ขีดจำกัดความแข็งแรงล้าที่ล้ารอบมีค่า 355 เมกะปาสคาล ดังแสดงในภาพที่ 7 ด้วยแผนภาพนี้สามารถยืนยันได้ว่าขนาดความเค้น 440 เมกะปาสคาลของเพลากีเยอร์ขับเคลื่อนทำให้เพล่าเข้าสู่กลไกการล้า อายุการล้าประมาณได้จากสมการที่ (28), (29) Basquin Power Law [10] ซึ่งมาจากกราฟการทดสอบความแข็งแรงล้าแปลงเป็นกราฟกำลังสองน้อยสุดดังแสดงในภาพที่ 8 แสดงไว้สองเส้น เส้นบนคือเส้นปกติส่วนเส้นล่างคือเส้นล่างคือเส้นที่ปรับแต่งแฟกเตอร์ประกอบการล้าค่า 0.24

$$A = \sigma_R N_R^B \tag{28}$$

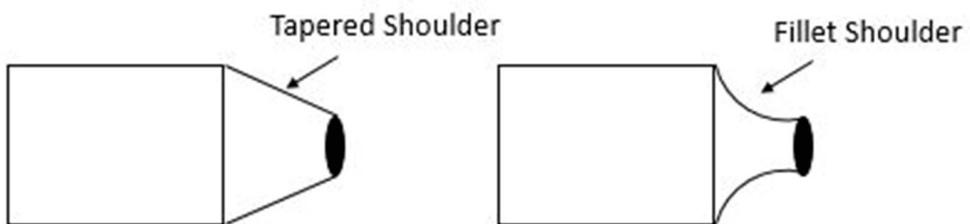
$$N = 10^{\frac{1}{-0.16919}(\log \sigma - \log 903.2)} \tag{29}$$



ภาพที่ 7 S-N Curve ของเหล็กกล้าผสมต่ำทนแรงดึงสูง AISI 4340



ภาพที่ 8 S-N Curve กรณีปรับแต่งเฟกเตอร์ประกอบการล้า



ภาพที่ 9 แนวทางการปรับเปลี่ยนรูปร่างเพลาคีร์

สรุปผลการวิจัย

การวิเคราะห์ค่าความเค้นที่กระทำต่อเพลากีเยร์ขับเคลื่อนได้ข้อสรุป 3 ประการ ประการแรกคือ ความเค้นแอมพลิจูดมีค่าสูงกว่าค่าขีดจำกัดความแข็งแรงล้าทำให้เพลาชักเข้าสู่อุณหภูมิการล้า มีอายุการใช้งานจำกัดข้อมูลในส่วนนี้เป็นการวิเคราะห์ที่เทียบระหว่างค่าความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยไฟไนต์เอลิเมนต์กับขีดจำกัดความแข็งแรงล้าซึ่งเป็นสมบัติของวัสดุจากข้อมูลผลการทดสอบ ประการสอง รูปร่างบ่าเพลาระบบโค้งเป็นจุดอ่อนแอของการออกแบบ ทำให้เกิดการสะสมตัวของความเค้นและเป็นจุดเริ่มต้นของรอยแตก ประการสุดท้ายจำเป็นซึ่งคือการแนะนำให้ปรับเปลี่ยนรูปร่างของบ่าเพลาระบบโค้งเป็นแบบเทเปอร์เพื่อลดความเค้นสะสมดังแสดงในภาพที่ 9 ทั้งนี้การออกแบบต้องไม่ให้ส่งผลกระทบต่อการทำงานของอุปกรณ์ร่วม

เอกสารอ้างอิง

- [1] Lin, C. Hung, J. and Hsu, T. (2008). "Failure analysis of reverse shaft in the transmission system of all-terrain vehicle", **Journal of Failure Analysis and Prevention**. 1(8), 75-80.
- [2] Goksenli, A. and Eryurek, I.B. (2009). "Failure analysis of an elevator drive shaft", **Engineering Failure Analysis**. 1(16), 1011-1019.
- [4] Zambrano, O.A. Coronado, J.J. and Rodriguez, S.A. (2014). "Failure analysis of a bridge crane shaft", **Case Study in Engineering Failure Analysis**. 1(2), 25-32.
- [5] Gujran, S. and Gholap, S. (2014). "Failure analysis of drive shaft", **International journal of research in aeronautical and mechanical engineering**. 2(10), 22-28.
- [6] Bachche, J. and Tayade, R.M. (2013). "Finite Element analysis of shaft of centrifugal pump", **Journal of Mechanical and Civil Engineering**. 3(7), 37-42.
- [7] Bajaj, R. and Borkar, B.R. (2015). "Finite Element analysis of Integral shaft bearing", **International Journal of Emerging Engineering Research and Technology**. 1(3), 28-36.
- [8] Schneider, C. and Maddox, S. (2003). "Best Practice Guide on Statistical Analysis of Fatigue Data", **International Institute of Welding**. TWI. Granta Park. Great Abington Cambridge, UK.
- [9] Peterson, R.E. (1974). Stress concentration factors. New York: **John Wiley and Sons**.
- [10] Basquin, O.H. (1910). "The Exponential Law of Endurance Tests", **American Society for Testing and Materials**. 625-630.
- [11] Sitthipong, S. Muangjunburee, P. Dectvayukul, C. Totarat, N. (2016). "Stress analysis of Swing Shafts in the transmission system of Electric Shovel", **Naresuan Phayao Journal**. 9(2), 21-24.
- [12] Sitthipong, S. Towatana, P. Sitticharoenchai, A. Bibithkosolvongse, P. Muangjunburee, P. (2016). "Fatigue life estimates of surface welding X111-T5-K4 and E71T-1CH8/T-9M-D flux core wire", **Journal of Engineering and Applied Science**. 11(7), 1623-1627.
- [13] Sitthipong, S. Towatana, P. Sitticharoenchai, A. Meengam, C. (2016). "Life extension of propeller shafts by hardfacing welding", **Materials Science Forum**. 872, 62-66.