

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23
4 – 7 พฤศจิกายน 2552 จังหวัดเชียงใหม่

**ผลกระทบจากแรงดึงสายพานต่อการกระจาย ความเค้นของเพลามู่เล่ตัวขับ
สายพานลำเลียง ลิกไนต์**

**Effect of Belt Tension on Stress Distribution of Drive Pulley Shaft
of Lignite Belt Conveyor**

บุญเสริม ทองคำ และ ธงชัย ฟองสมุทร

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

239 ถ.ห้วยแก้ว อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200

โทร 053-944146 ต่อ 964 ,E-mail :boonserm.t@egat.co.th

Boonserm Thongkum and Thongchai Fongsamootr

Department of Mechanical Engineering ,Faculty of Engineering ,Chiang Mai University

239 Huay Keaw Rd., Meang ,Chiang Mai 50200

Tel: 053-944146 Ext : 964 ,E-mail :boonserm.t@egat.co.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ในการคำนวณหาขนาดของแรงดึงสายพานที่เหมาะสมกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับระบบสายพานลำเลียงถ่านลิกไนต์ของเหมืองแม่เมาะ ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบกับสถานที่จริงถูกจัดเก็บและเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวิเคราะห์โดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ในการศึกษาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับ คือ 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร โดยแรงดึงสายพานจะถูกปรับเปลี่ยน สำหรับกรณีของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับคือ 150 และ 180 มิลลิเมตร แรงดึงสายพานจะมีค่าเท่ากับ 117.72, 127.53, 137.34, 147.15 และ 156.96 kN สำหรับกรณีของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับคือ 230 มิลลิเมตร แรงดึงสายพานจะมีค่าเท่ากับ 294.3, 304.11, 313.92, 323.73 และ 333.54 kN โดยในกรณีนี้ขนาดของรัศมีมุมตกป๋ามีค่าเท่ากับ 2 มิลลิเมตร

ผลการเปรียบเทียบระหว่างผลที่ได้จากการทดสอบจากสถานที่จริงกับผลที่ได้จากไฟไนต์เอลิเมนต์มีความแตกต่างกันอยู่ที่น้อยกว่า 6.5% ดังนั้นจะศึกษาผลของขนาดรัศมีมุมตกป๋ากับความหนาแน่นของความเค้นที่เกิดขึ้นโดยใช้วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ขนาดของรัศมีมุมตกป๋่าจะปรับเปลี่ยนระหว่าง 3, 4 และ 5 มิลลิเมตร สำหรับกรณีของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับคือ 150 มิลลิเมตร สำหรับกรณีของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับ คือ 180 มิลลิเมตร ค่ารัศมีมุมตกป๋่าจะมีค่าเท่ากับ 4, 8 และ 12 มิลลิเมตร และสำหรับกรณีของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามู่เล่ตัวขับ คือ 230 มิลลิเมตร ค่ารัศมีตกป๋่าจะมีค่าเท่ากับ 5, 10 และ 15 มิลลิเมตร

ผลการวิเคราะห์ที่ได้แสดงให้เห็นว่าเมื่อขนาดของรัศมีมุมตงบามีค่าเท่ากับ 2 มิลลิเมตร จะได้ค่าความปลอดภัยของเพลามุมเลขขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 1.38, 0.85 และ 0.87 ตามลำดับ นอกจากนี้ผลการวิเคราะห์ยังแสดงให้เห็นว่าเมื่อปรับเปลี่ยนค่ารัศมีมุมตงบามีค่าเพิ่มขึ้นค่าความปลอดภัยจะเพิ่มขึ้นตาม ในกรณีของเพลามุมเลขขนาด 150 มิลลิเมตร เมื่อเพิ่มค่ารัศมีมุมตงบามีค่าเป็น 5 มิลลิเมตร จะได้ค่าความปลอดภัยเท่ากับ 3.74 ในกรณีของเพลามุมเลขขนาด 180 มิลลิเมตรเมื่อเพิ่มค่ารัศมีมุมตงบามีค่าเป็น 12 มิลลิเมตร จะได้ค่าความปลอดภัยเท่ากับ 2.71 และในกรณีของเพลามุมเลขขนาด 230 มิลลิเมตร เมื่อเพิ่มค่ารัศมีมุมตงบามีค่าเป็น 15 มิลลิเมตร จะได้ค่าความปลอดภัยเท่ากับ 2.06 ผลลัพธ์ที่ได้ยังแสดงให้เห็นว่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นมีค่าแปรผันตรงกับแรงดึงสายพาน สุดท้ายผลลัพธ์ที่ได้ยังแสดงให้เห็นว่าขนาดแรงดึงสายพานที่เหมาะสมสำหรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลามุมเลขตัวขับ คือ 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร จะมีค่าเท่ากับ 156.96, 274.68 และ 392.40 kN. ตามลำดับ

คำหลัก: วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แรงดึงสายพาน รัศมีมุมตงบ่า

Abstract

The objective of this research is to determine the proper belt tension force on the pulley shaft drive of the Mae Moh mine lignite conveyor system. On-site experimental data were collected and compared with the results from the finite element method. The diameter of pulley shaft drive, studied here, were 150, 180, and 230 mm. The belt tension force was varied in many values. In case of 150 and 180 mm of pulley shaft drive diameter, the belt tension force were 117.72, 127.53, 137.34, 147.15 and 156.96 kN. For the 230 mm of pulley shaft drive diameter, the belt tension force were 294.3, 304.11, 313.92, 323.73 and 333.54 kN. In all the cases, the fillet radius is 2 mm.

The compared results between the On-site experiment results and Finite Element results showed that there is different less than 6.5%. Therefore, the effect of fillet radius on the stress concentration factor was studied by using finite element method. The fillet radius is varied by 3, 4 and 5 mm for the case of 150 mm pulley shaft drive diameter. And for the case of 180 mm of pulley shaft drive diameter, the fillet radius were varied by 4, 8 and 12 mm. And for the case of 230 mm of pulley shaft drive diameter, the fillet radius were varied by 5, 10 and 15 mm.

The analyses results showed that when the fillet radius is 2 mm, the factor of safety induces 1.38, 0.85 and 0.87 for 150, 180 and 230 of pulley shaft drive diameter, respectively. After changing the fillet radius, the results showed that when the fillet radius is increased, the factor of safety will be increased. For the case of 150 mm pulley shaft drive diameter, when the fillet radius is increased to 5 mm, the factor of safety is 3.74. For the case of 180 mm pulley shaft drive diameter, when the fillet

radius is increased to 12 mm, the factor of safety is 2.71. And for the case of 230 mm of pulley shaft drive diameter, when the fillet radius is increased to 15 mm, the factor of safety is 2.06.

The results also showed that the maximum stress is directly proportional to the belt tension force. Finally, the results showed that the proper belt tension force for 150, 180 and 230 mm of pulley shaft drive diameter are 156.96, 274.68 and 392.40 kN, respectively.

Keywords: Finite Element Method, Belt Tension, Fillet Radius

1. บทนำ

เหมืองแม่เมาะมีภารกิจหลักในการขุดขนถ่านลิกไนต์ ส่งให้กับโรงไฟฟ้าแม่เมาะเพื่อนำไปใช้ในการผลิต กระแสไฟฟ้าเป็นปริมาณ 17 ล้านตันต่อปี ระบบสายพานลำเลียงเป็นเครื่องจักรที่มีความสำคัญมากในระบบขนส่งถ่านลิกไนต์ของเหมืองแม่เมาะ ถ้าสายพานลำเลียงชำรุดจะส่งผลกระทบต่อ การส่งถ่านหินให้โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การซ่อมแซมและการบำรุงรักษาจึงเป็นหัวใจหลักที่จะทำให้เครื่องจักรกล มีอายุการใช้งานได้ยาวนาน สามารถใช้งานได้ อย่างมีประสิทธิภาพและมีจำนวนเพียงพอต่อการใช้งานได้ตลอดเวลา [2] แรงดึงสายพานเป็นปัจจัยหนึ่งที่มีความสำคัญต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ในระบบสายพานลำเลียงลิกไนต์ [3] ถ้าแรงดึงสายพานมีค่าน้อยเกินไปสายพานจะเกิดการสลิป ทำให้สายพานเกิดไฟไหม้ได้ ถ้าหากแรงดึงสายพานมีค่ามากเกินไปก็จะทำให้เกิดความเสียหายกับอุปกรณ์ระบบสายพาน จากข้อมูลการบำรุงรักษาระบบสายพานลำเลียงพบว่า มีมู่เล่ชำรุดรุนแรงจำนวน 15 ครั้ง มู่เล่ชำรุดจากเพลลาขาดและโก่งงอ 11 ครั้ง และชำรุดจาก SHELL แตก 4 ครั้ง มูลค่าความเสียหายที่เกิดขึ้นกับมู่เล่ประมาณ 3.6 ล้านบาท สาเหตุของการชำรุดน่าจะเกิดจากการปรับแรงดึงสายพานมากเกินไปและเกิดจากแรงดึงสายพานที่เพิ่มขึ้นตามความยาวสายพานแต่ละ

เส้นที่ขยายออกไปเพื่อรองรับความลึกของบ่อเหมืองที่มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ

จากเหตุผลที่กล่าวมาแล้วเบื้องต้น จึงเป็นที่มาของโครงการวิจัยนี้ โดยจะได้ทำการศึกษาหาแรงดึงของสายพานลำเลียงที่เหมาะสมกับการใช้งานและเหมาะสมกับขนาดมู่เล่ และจะทำการวิเคราะห์ความเสียหายของเพลลามู่เล่โดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อนำผลจากการวิจัยมาปรับแรงดึงสายพานให้เหมาะสมกับการใช้งานและเหมาะสมกับขนาดของมู่เล่ เพื่อนำข้อมูลจากการวิจัยมาใช้เป็นแนวทางในการออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์ระบบสายพานลำเลียงในอนาคตต่อไป

2. วิธีการวิจัย

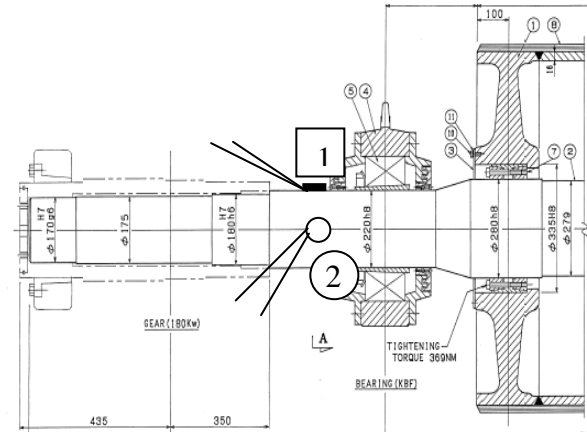
ขอบเขตของงานวิจัยนี้จะทำการวิเคราะห์ความเค้นที่เกิดขึ้นของเพลลามู่เล่ตัวขับสายพานลำเลียงลิกไนต์ที่มีผลกระทบมาจากแรงดึงสายพาน จะแบ่งเป็น 3 ส่วน คือ 1.การทดสอบเพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นกับเพลลามู่เล่ตัวขับจากหน่วยงานจริง 2.การวิเคราะห์ความเค้นของเพลลามู่เล่ตัวขับทางทฤษฎี และ 3.วิเคราะห์การกระจายของความเค้นของเพลลามู่เล่ตัวขับโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ จากนั้นจะเปรียบเทียบกับผล การ ทดสอบ เพื่อยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ เมื่อสามารถพิสูจน์ได้ว่าผลที่ได้จากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์และการทดสอบจริงมี

ความสอดคล้องกันแล้ว ก็จะแสดงว่าแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ ที่ได้นั้นมีความเหมาะสม จากนั้นจะนำไปใช้วิเคราะห์ผลของขนาดรัศมีมุมตกป่าต่อค่าความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้น โดยจะทำการปรับเปลี่ยนขนาดรัศมีมุมตกป่าเพิ่มอีก 3 ค่าต่อเพล แต่ละขนาด

2.1 การทดสอบเพื่อหาความเค้นที่เกิดขึ้นกับเพลามู่เล่ตัวขับจากโรงงานจริง

งานวิจัยนี้ได้ทดสอบหาค่าความเค้นที่เกิดขึ้นกับเพลามู่เล่ 3 ขนาด คือ 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร แรงดึงสายพานจะคำนวณจากมาตรฐาน JIS B8805 โดยแรงดึงสายพานต่ำสุดที่ใช้ทดสอบจะต้องเป็นแรงดึงที่ใช้งานปัจจุบัน แรงดึงสายพานที่ใช้ทดสอบกับเพลามู่เล่ขนาด 150 และ 180 มิลลิเมตร คือ 117.72, 127.53, 137.34, 147.15 และ 156.96 kN ในกรณีของเพลขนาด 230 มิลลิเมตร แรงดึงสายพานที่ใช้ทดสอบมีค่าเท่ากับ 294.3, 304.11, 313.92, 323.73 และ 333.54 kN เพลามู่เล่ที่ทดสอบมีขนาดรัศมีมุมตกป่าเท่ากับ 2 มิลลิเมตร

ในการทดสอบจริงเริ่มจากติดตั้งสเตรนเกจ (Strain Gage) ที่เพลามู่เล่ทั้ง 3 ขนาด สเตรนเกจที่ใช้สำหรับวัดแรงบิดจะเป็นชนิด KFG-5-120-D16-11 L1M2S [5] (ตำแหน่ง 2) และสเตรนเกจที่ใช้สำหรับวัดโมเมนต์ดัด จะเป็นชนิด KFG-5-120-C1-11 L1MR2 (ตำแหน่ง 1) ตำแหน่งที่ติดตั้ง Strain gages จะห่างจากปลายเพลามู่เล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 728, 917 และ 1155 มิลลิเมตร จากนั้นติดตั้งเครื่องมือวัดแรงบิดและ ทดสอบโดยการปรับเปลี่ยนแรงดึงสายพานพร้อมทดสอบจนกระทั่งครบทั้ง 5 ค่า จากนั้นก็ย้ายไปทดสอบกับเพลามู่เล่ขนาด 180 และ 230 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยค่าความเค้นที่ได้นี้จะนำไปเปรียบเทียบกับความเค้นที่ได้จากการวิเคราะห์โดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ต่อไป



รูปที่.1 ตำแหน่งติดตั้งสเตรนเกจบนเพลามู่เล่

2.2.การวิเคราะห์ความเค้นของเพลามู่เล่ตัวขับทางทฤษฎี

การวิเคราะห์ความเค้นทางทฤษฎีจะดำเนินการกับเพลามู่เล่จำนวน 3 ขนาด คือ 150,180 และ 230 มิลลิเมตร โดยมีขั้นตอนดังนี้ (1) รวบรวมข้อมูลของสายพาน L4.2 ,L4.4 ,L4.5 (2) หาค่าความเร็วรอบของมู่เล่ตัวขับ (3) หาค่าแรงดึงสายพาน (4) หาค่าแรงบิดที่กระทำกับเพลามู่เล่ (5) หาค่าแรงในแนวตั้งที่กระทำกับเพลามู่เล่ (6) หาค่าโมเมนต์ดัดที่เกิดจากแรงในแนวตั้งกระทำกับเพลามู่เล่ (7) หาค่าแรงในแนวระดับที่กระทำกับเพลามู่เล่ (8) หาค่าโมเมนต์ดัดที่เกิดจากแรงในแนวระดับกระทำกับเพลามู่เล่ (9) เขียน S.F.D & B.M.D ของแรงในแนวตั้ง (10) เขียน S.F.D & B.M.D ของแรงในแนวระดับ (11) นำค่าแรงบิดและแรงเฉือนมาคำนวณหาค่าความเค้นเฉือน (12) นำค่าโมเมนต์ดัดมาคำนวณหาค่าความเค้นดัด (13) ทำการเปรียบเทียบความเค้นที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎีกับที่ได้จากการทดสอบจากโรงงานจริง (14) ทำการเปรียบเทียบความเค้นเฉือนที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎีกับที่คำนวณจากการวัดโรงงานจริง

2.3. วิเคราะห์ความเค้นของเพลามู่เล่ตัวขับโดยวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

งานวิจัยนี้ได้ทดสอบหาค่าความเค้นของเพลามู่เล่ 3 ขนาด คือ 150,180 และ 230 มิลลิเมตร โดยแรงดึงสายพานที่ใช้ทดสอบกับเพลามู่เล่ขนาด 150 และ 180 มิลลิเมตร คือ 117.72,127.53, 137.34, 147.15 และ 156.96 kN ในกรณีเพลานขนาด 230 มิลลิเมตร แรงดึงสายพานมีค่าเท่ากับ 294.3, 304.11, 313.92, 323.73 และ 333.54 kN เพลามู่เล่ที่ใช้ทดสอบจะมีคาร์ตมีมุมตกป่าเท่ากับ 2 มิลลิเมตร และทำจากวัสดุ AISI1045

ในการสร้างแบบจำลองไฟไนต์ของเพลามู่เล่โดยจะสร้างเพลามู่เล่เพียงครึ่งเพลานั้น เพราะชิ้นงานมีความสมมาตรทั้งรูปทรงและแรงกระทำ จากนั้นจะกำหนดเพลามู่เล่ให้มีคุณสมบัติเป็นเหล็ก ชนิด AISI1045CN มีค่า Young's Modulus ประมาณ 207 GPa และมีค่าPoisson's Ratio ประมาณ 0.30 [6] โดยการวิเคราะห์ได้ กำหนดเงื่อนไขดังนี้

1. กำหนดให้แรงในแนวตั้งที่เกิดจากน้ำหนักชุดขับและน้ำหนักของเพลานเป็นแรงที่กระทำในแนว x กระทำ ณ.ตำแหน่ง End Shaft มีค่าตามเพลามู่เล่ขนาด 150,180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 1.17, 2.262 และ 3.687 kN

2. กำหนดแรงกระทำในแนวตั้ง เป็นแรงที่เกิดจากน้ำหนักชุดขับและน้ำหนักของเพลานเป็นแรงที่กระทำต่อพื้นที่ในแนวแกน x กระทำในตำแหน่ง Inner Shaft มีค่าตามเพลามู่เล่ขนาด 150,180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 0.26, 0.32 และ 0.32 N/mm²

3. กำหนดให้แรงในแนวตั้งที่เกิดจากน้ำหนักชุดขับและน้ำหนักของเพลานเป็นแรงที่กระทำในแนวแกน x กระทำในตำแหน่ง Locking มีค่าตามเพลามู่เล่ขนาด 150,180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 0.805, 0.871 และ 1.342 kN

4. กำหนดให้แรงบิดของชุดขับที่กระทำในแนวแกน y กระทำ ณ.ตำแหน่ง End Shaft มีค่าตาม

เพลามู่เล่ขนาด 150,180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 9.196,18.485 และ 21.858 kN (แปลงมาจากแรงบิด 5.15, 12.57 และ 19.235 kN.m ตามลำดับ)

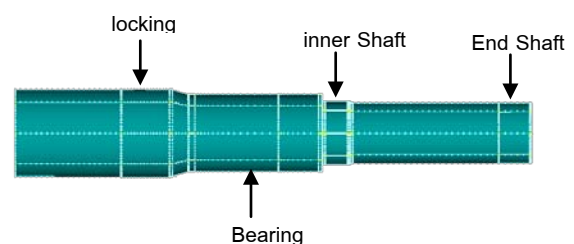
5. กำหนดให้แรงบิดของชุดขับที่กระทำต่อพื้นที่ในแนวแกน y กระทำ ณ.ตำแหน่ง Inner Shaft มีค่าตามเพลามู่เล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 1.92, 2.49 และ 1.84 N/mm² (แปลงมาจากแรงบิด 5.15, 12.57 และ 19.235 kN.m ตามลำดับ)

6. กำหนดให้แรงบิดของชุดขับที่กระทำในแนวแกน y กระทำในตำแหน่ง Locking เป็นแรงปฏิกิริยา (Reaction torque) มีค่าเป็นลบ โดยกำหนดให้มีค่าตามเพลามู่เล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ -12.875, -22.446 และ -30.055 kN (แปลงมาจากแรงบิดที่มีขนาด -10.30, -25.14 และ -38.47 kN.m ตามลำดับ)

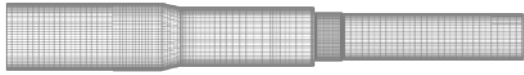
7. กำหนดให้แรงดึงสายพานกระทำในแนวแกน y ในตำแหน่ง Locking มีค่าตามเพลามู่เล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ 14.715, 14.715 และ 36.787 kN

8. กำหนดลักษณะของ Constraint enforcement method ให้เป็นแบบ On Surface บนเพลามู่เล่ ทั้ง 2 ตำแหน่ง คือ 1.ที่ตำแหน่งแบริ่ง (Bearing) รองรับเพลานเป็น TR, TT และ 2. ตำแหน่งเพลานที่มีการตัดตามแกนสมมาตร ให้เป็น TZ ดังรูปที่.2

9. สร้างเอลิเมนต์ 3 มิติ แบบ Hexahedral ให้กับเพลามู่เล่ ดังรูปที่.3



รูปที่.2 ตำแหน่งต่างๆบนแบบจำลองเพลามู่เล่



รูปที่.3 แสดงแบบจำลองเฟลลามู่เล่

10. ทำการวิเคราะห์ความเค้นของเฟลลามู่เล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร โดยเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำเฟลาเป็นเหล็ก ชนิด AISI4140 มีค่า Young's Modulus ประมาณ 205 GPa และมีค่า Poisson's Ratio ประมาณ 0.292 โดยการวิเคราะห์ได้กำหนดเงื่อนไขตามข้อที่.1 – 9 ทุกประการ

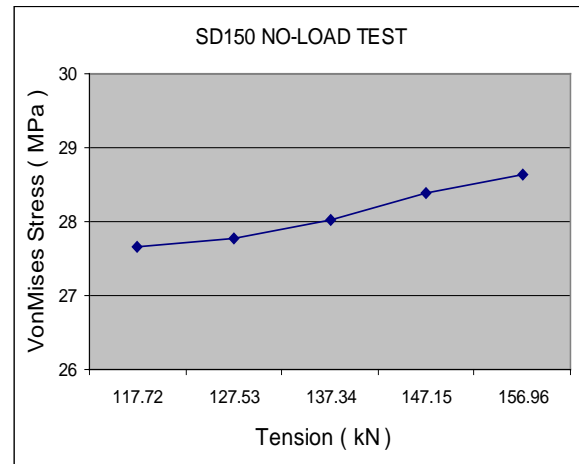
11.ทำการวิเคราะห์ความเค้นของเฟลลามู่เล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร โดยเปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำเฟลาเป็นเหล็ก ชนิด AISI4340 มีค่า Young's Modulus ประมาณ 200 GPa และมีค่า Poisson's Ratio ประมาณ 0.26 โดยการวิเคราะห์ได้กำหนดเงื่อนไขตามข้อที่.1 – 9

12. ทำการปรับเปลี่ยนรัศมี มุมตกป่า โดยปรับขนาดรัศมีมุมตกป่าเพิ่มขึ้นเป็น 3, 4 และ 5 มิลลิเมตร ในกรณีของเฟลลามู่เล่ขนาด 150 มิลลิเมตร รัศมีมุมตกป่า 4, 8 และ 12 มิลลิเมตร ในกรณีของเฟลลามู่เล่ขนาด 180 มิลลิเมตร และรัศมีมุมตกป่า 5, 10 และ 15 มิลลิเมตร ในกรณีของเฟลลามู่เล่ขนาด 230 มิลลิเมตร และวิเคราะห์ความเค้นทุกค่ารัศมีมุมตกป่า

3.ผลการวิจัย

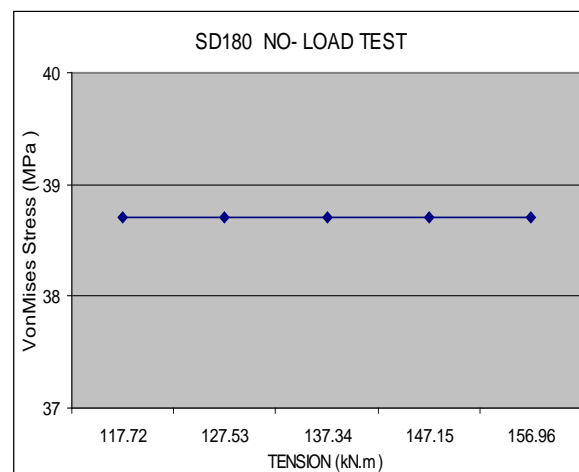
3.1ผลการวิเคราะห์ที่ได้จากการทดสอบจริง

ผลวิเคราะห์ของเฟลลามู่เล่ขนาด 150 มิลลิเมตร ในสถานะสายพานเดินตัวเปล่า ค่าความเค้นจะเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่อเพิ่ม ค่าแรงดึงสายพานที่ใช้ทดสอบ ดังรูปที่.4

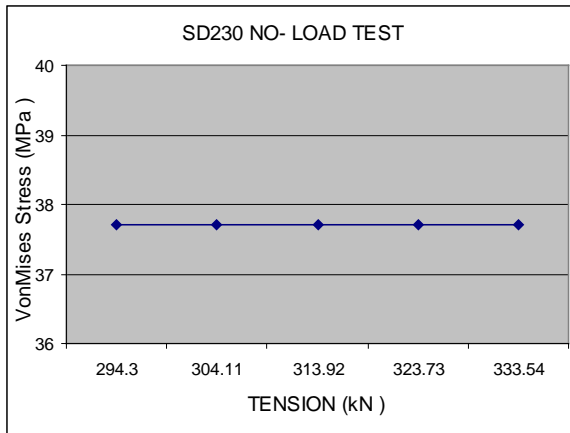


รูปที่.4 ค่าความเค้นของเฟลลามู่เล่ขนาด150 mm

ผลวิเคราะห์ของเฟลลามู่เล่ขนาด 180, 230 มิลลิเมตร ค่าความเค้นที่ได้จากการทดสอบจริง ในตำแหน่งติดตั้ง Strain gage จะไม่แปรผันกับค่าแรงดึงสายพานที่ใช้ทดสอบ ในสถานะที่สายพานเดินตัวเปล่า แสดงดังรูปที่.5 และรูปที่.6



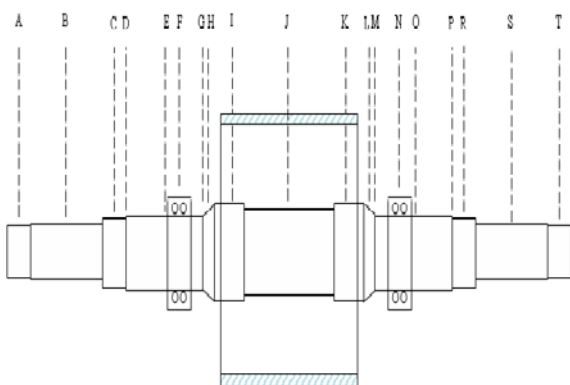
รูปที่.5 ค่าความเค้นของเฟลลามู่เล่ขนาด180 mm



รูปที่.6 ค่าความเค้นของเพลามู่เล่ขนาด 230 mm

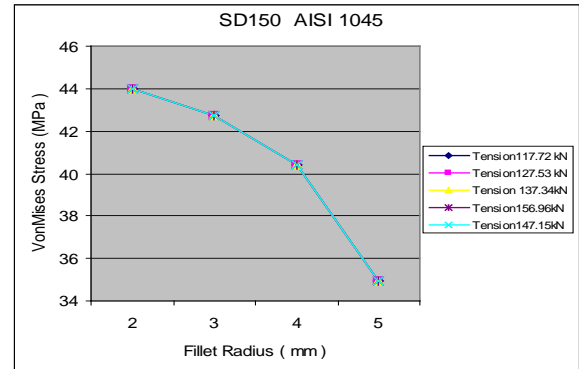
3.2 ผลการวิเคราะห์ที่ได้จากวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ผลของการวิเคราะห์เพลามู่เล่ทั้งขนาด 150, 180 และ 230 mm เพื่อให้เกิดความเข้าใจในการวิเคราะห์ จึงได้กำหนดตำแหน่งต่างๆ บนเพลามู่เล่ ดังรูปที่ .7 คาร์ตมี มุม ตกป่าจะแปรผกผันกับค่าความเค้น หนาแน่น ดังแสดงในรูปที่ .8 แต่ค่าความเค้นใน ตำแหน่งปรับเปลี่ยนรัศมีมุมตกป่า (ตำแหน่ง D) จะไม่ แปรผันกับแรงดึงสายพาน ในขณะที่เดียวกันความเค้น

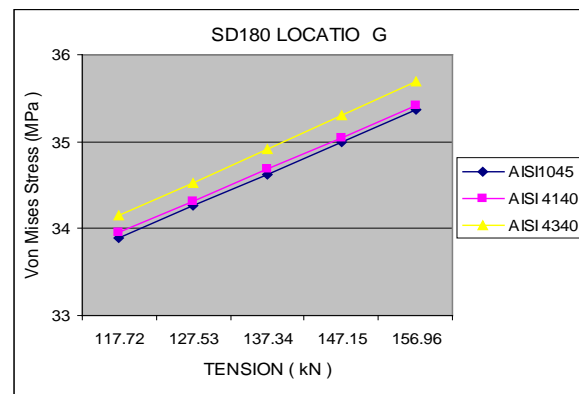


รูปที่.7 การกำหนดตำแหน่งบนเพลามู่เล่

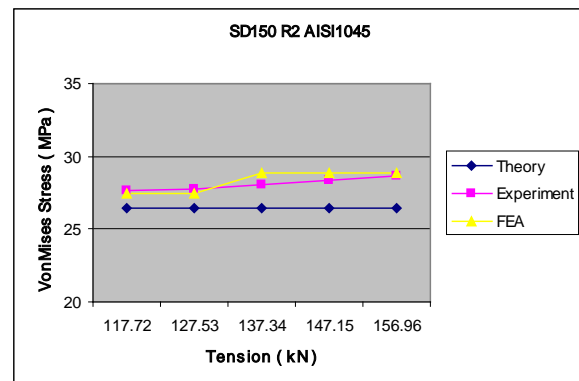
สูงสุดเ็นตำแหน่ง G จะแปรผันตรงกับแรงดึงสายพาน ที่ทดสอบ ดังรูปที่ 9 จะเป็นผลวิเคราะห์ของเพลามู่เล่ ขนาด 150mm



รูปที่.8 กราฟค่าความเค้นของวอนมิสกับรัศมีมุมตกป่า



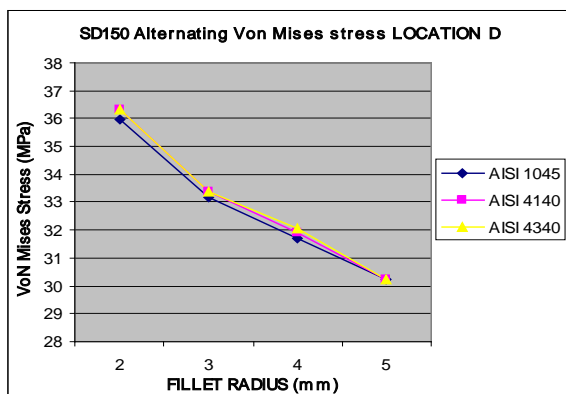
รูปที่.9 กราฟความเค้นของวอนมิสกับแรงดึงสายพาน ของเพลามู่เล่ขนาด 180 mm ในตำแหน่ง G



รูปที่.10 กราฟค่าความเค้นกับแรงดึงสายพานจากการ ทดสอบทั้ง 3 วิธี

3.3 ผลการวิเคราะห์ความเค้นทางทฤษฎี

จากผลการวิเคราะห์จะเห็นว่าความเค้นหนาแน่นจะแปรผกผันกับรัศมี มุมตกป่า ดังรูปที่ .11 ซึ่งเพลานขนาด 150 mm ถ้าเพิ่มรัศมีมุมตกป่า จาก 2 mm เป็น 5 mm ค่าความเค้นหนาแน่นจะลดลง มากถึง 19 % เพลานขนาด 180 mm ถ้าเพิ่มรัศมีมุมตกป่า จาก 2 mm เป็น 12 mm ค่าความเค้นหนาแน่นจะลดลง มากถึง 45 % และเพลานขนาด 230 mm ถ้าเพิ่มรัศมีมุมตกป่า จาก 2 mm เป็น 15 mm ค่าความเค้นหนาแน่นจะลดลง มากถึง 45 %



รูปที่.11 เปรียบเทียบความเค้นกับรัศมีมุมตกป่า

5. สรุปผลการวิจัย

จากผลการวิเคราะห์ความเค้นของเพลามูเล่ตัวขับ ซึ่งเพลามูเล่ทั้ง 3 ขนาดมีรัศมีมุมตกป่าในตำแหน่ง D เท่ากับ 2 mm จะได้ค่าความปลอดภัยสำหรับการล้าในตำแหน่งรัศมีมุมตกป่าของเพลานขนาด 150, 180 และ 230 mm คือ 1.38, 0.85 และ 0.87 ตามลำดับ ดังนั้นเพื่อป้องกันเพลากเกิดการชำรุด จะต้องเปลี่ยนเพลานใหม่ โดยการเพิ่มรัศมีมุมตกป่า , เปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำเพลานและขัดผิวมันบริเวณรัศมีมุมตกป่าของเพลาน เพื่อให้พิกัดความทนทานสูงกว่าค่าความเค้นสูงสุดของวอนมิส หรือให้มีค่าความ

ปลอดภัยในการใช้งานมากกว่า 2 ซึ่งพอที่จะสรุปผลได้ดังนี้

การปรับค่าแรงดึงสายพานให้เหมาะสมกับการใช้งานของเพลามูเล่ตัวขับขนาด 150 180 และ 230 มิลลิเมตร จะมีค่าเท่ากับ 156.96, 274.68 และ 393.40 kN

ในตำแหน่ง D รัศมีมุมตกป่าที่เหมาะสมสำหรับเพลามูเล่ขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ ขนาด 5, 12 และ 15 มิลลิเมตร

ในตำแหน่ง G รัศมีมุมตกป่าที่เหมาะสมสำหรับเพลามูเล่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือขนาด 10 มิลลิเมตร

วัสดุที่เหมาะสมที่จะใช้ทำเพลามูเล่ตัวขับขนาด 150, 180 และ 230 มิลลิเมตร คือ AISI1045, AISI 4340 และ AISI 4140 ตามลำดับ

6. เอกสารอ้างอิง

- [1].ชงชัย ฟองสมุทร .(2549). วิธีไฟไนต์เอลิเมนต์เบื้องต้น โครงการตำรา ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
- [2].บุญศักดิ์ จงใจกิจ (2524). เครื่องกลขนถ่ายวัสดุ ต่อเนื่องกรุงเทพฯ.โรงพิมพ์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า วิทยาเขตพระนครเหนือ
- [3].ปานมนัส ศิริสมบูรณ์ (2534). วัสดุและอุปกรณ์ขนถ่าย.กรุงเทพฯ .สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย - ญี่ปุ่น)
- [4].Kyowa Electronic Instrument Co.Ltd. Strain Gages a Complete Lineup of High Performance Strain Gages and Accessories catalog No.101E-U1
- [5]. Shigley, J , Mitchell., L .(2009). Mechanical Engineering Design. 8th Edition, McGraw-Hill.