

การศึกษาความเสียหายเนื่องจากความดันที่กระทำบนใบพัดแบบก้นหอย ด้วยวิธีสมาชิกจำกัด

A Study on Failure of Scroll Wraps under Pressure by Finite Element Method

ธนา ภูเฝ้ากรัตน์ พิชัย กฤษไมตรี*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เขตจตุจักร กรุงเทพมหานคร 10900

*E-mail: fengpck@ku.ac.th

Thana Phuphuakrat Phichai Kritmaitree*

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Kasetsart University, Jatujak, Bangkok 10900

*E-mail: fengpck@ku.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาความเสียหายที่เกิดขึ้นบนใบพัดก้นหอยสำหรับปั๊มแบบก้นหอยเนื่องจากความดัน โดยได้ทำการศึกษาความเสียหายจากความเค้นที่เกิดขึ้น เนื่องจากความดันที่กระทำบนใบพัดก้นหอยทั้งแบบ Fixed scroll และ Orbiting scroll ในลักษณะประกบกันตามลักษณะการทำงานจริง โดยยอมให้ใบพัดทั้งสองสามารถกินเนื้อกันถ้าเกิดการเปลี่ยนรูป การวิเคราะห์ถูกแบ่งออกเป็น 20 ส่วนในหนึ่งรอบการหมุนของเพลลา และ ใช้วัสดุโลหะเจืออะลูมิเนียม 7075 เป็นวัสดุสำหรับการศึกษาในครั้งนี้ แบบจำลองใบพัดก้นหอยได้ถูกสร้างขึ้นตามสมการพิกัดเส้นเวียนก้นหอยรอบรูปใบพัดก้นหอยของปั๊มแบบก้นหอย ที่ค่าความแตกต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง (β) ตั้งแต่ 0.1 ถึง 0.9 π เรเดียน โดยแปรผันความสูงของใบพัดก้นหอย ตั้งแต่ 10 ถึง 100 มิลลิเมตร และ กำหนดให้สัมประสิทธิ์ก้นหอย (α) คงที่ 10 มิลลิเมตร ซึ่งวัสดุที่นำมาศึกษาเพื่อทำเป็นใบพัดก้นหอยนี้เป็นวัสดุเหนียว พฤติกรรมของวัสดุเป็นแบบไอโซทรอปิกยืดหยุ่นเชิงเส้น การวิเคราะห์จะไม่คำนึงถึงผลเนื่องจากการถ่ายโอนความร้อน และ แรงเสียดทาน จากการศึกษาพบว่า ใบพัดก้นหอยจะเกิดความเสียหายที่บริเวณขอบของใบพัดก้นหอยที่ติดกับฐานของใบพัดก้นหอย โดยจะเกิดความเสียหายอย่างรุนแรงในบริเวณที่มีการสัมผัสกันระหว่าง Fixed scroll กับ Orbiting scroll ซึ่งความดันที่ใบพัดก้นหอยสามารถทนได้ในแบบต่าง ๆ ตามการแปรผันของค่าความแตกต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง (β), ความสูงของใบพัดก้นหอย และ ตำแหน่งองศาตามมุมข้อเหวี่ยง (θ) จะขึ้นอยู่กับความหนาของใบพัดก้นหอย และ ความสูงของใบพัดก้นหอย

คำหลัก ความเค้น, การเปลี่ยนรูป, ใบพัดก้นหอย, ปั๊มแบบก้นหอย, วิธีสมาชิกจำกัด

Abstract

An aim of research is a study on failure of scroll wraps of scroll pump under pressure. Due to pressure, stress performs and affects on both of scroll wraps, i.e. fixed scroll and orbiting scroll, as the result, failure occurs. Based on actually work of scroll pump that is fixed scroll and orbiting scroll are engaged with each other, the wraps may penetrate each other when deformation occur. Failure analysis is divided to be 20 parts in a round. Models of scroll wraps are created following the coordinate equations of the parameter curve of the scrolls by variation the discrepancy of the starting rolls angle (β) from 0.1 to 0.9 π radian and height of scroll wraps from 10 to 100 mm., but fixed the scroll coefficient (α) at 10 mm. Ductile material aluminum alloy 7075 is applied to be material of models in this investigation, and its behavior is linear elastic isotropic. The investigation neglect result of heat transfer and friction. The study carried out failure of scroll wraps that occurred at part of scroll wraps nearest the scroll bases and extremely occurred in region of fixed scroll contacted with orbiting scroll. Variation the discrepancy of the starting rolls angle (β), height of scroll wraps and crank angle (θ), endurable maximum pressure of the scroll wraps of scroll pump depends on wrap thickness and wrap height.

Keywords: Stress, Deformation, Scroll Wraps, Scroll Pump, Finite Element Method

1. บทนำ

ในปัจจุบันมีหลายประเภทหลายแบบ ซึ่งกลไกที่สำคัญของปั๊มคือ กลไกที่ทำหน้าที่ถ่ายโอนพลังงานกลจากต้นกำลังไปให้ของไหล

เพื่อเพิ่มความดัน, พลังงานจลน์ และ พลังงานศักย์ของของไหล ซึ่งปั๊มแต่ละประเภทจะมีกลไก และ ประสิทธิภาพแตกต่างกันไป ดังนั้นในการออกแบบปั๊มให้มีประสิทธิภาพสูงที่สุดนั้น จะต้องออกแบบให้มีการถ่ายโอนพลังงานจากต้นกำลังไปให้ของไหลให้ได้มากที่สุด นอกจากนั้นกลไกดังกล่าวจะต้องถูกออกแบบมาให้สามารถทนต่อความดันที่เพิ่มขึ้นของของไหลได้ โดยจะต้องทำการออกแบบให้เหมาะสมที่สุด เพื่อที่จะไม่ทำให้เกิดการสิ้นเปลืองวัสดุ ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อต้นทุนในการผลิต โดยที่ปั๊มนั้นสามารถทนต่อความดันที่เพิ่มขึ้นของของไหลได้ รวมทั้งไม่ทำให้เกิดความเสียหายต่อกลไกในการทำงานของปั๊ม

ปั๊มแบบกันหอยถูกพัฒนา และ ดัดแปลงมาจากคอมเพรสเซอร์แบบกันหอย ซึ่งมีลักษณะใบพัดกันหอยคล้ายกัน จะต่างกันตรงที่ใบพัดกันหอยของปั๊มแบบกันหอยจะสั้นกว่าใบพัดกันหอยของคอมเพรสเซอร์แบบกันหอย การที่ปั๊มแบบกันหอยมีใบพัดกันหอยสั้นกว่านั้น ทำให้สามารถลดกระบวนการอัดของคอมเพรสเซอร์ออกไปได้ เป็นผลทำให้ปั๊มแบบกันหอยสามารถทำงานกับของไหลที่เป็นของเหลวได้ ใบพัดกันหอยของปั๊มแบบกันหอยนั้น เป็นกลไกหรือชิ้นส่วนที่สำคัญต่อการถ่ายโอนพลังงานจากต้นกำลังไปให้ของไหล เพื่อเพิ่มความดัน, พลังงานจลน์ และ พลังงานศักย์ของของไหล ซึ่งใบพัดกันหอยของปั๊มแบบกันหอยประกอบไปด้วย Fixed scroll และ Orbiting scroll โดยในการศึกษานี้จะทำการหาความดันสูงสุดที่ใบพัดกันหอยทั้งสองสามารถทนได้สูงสุด ในทุก ๆ 0.1π เรเดียน ของการหมุนหนึ่งรอบของเพลาสําหรับใบพัดกันหอยแบบต่าง ๆ โดยพิจารณาจากความดันที่กระทำต่อใบพัดกันหอยทั้งสอง ก่อให้เกิดความเค้น Von Mises ที่ไม่เกินความเค้นครากของวัสดุด้วยวิธีสมาชิกจำกัด

2. วิธีการ

2.1 แบบจำลองปั๊มแบบกันหอย

ใบพัดกันหอยของปั๊มแบบกันหอยจะประกอบไปด้วย Fixed scroll และ Orbiting scroll ซึ่งใบพัดทั้งสองนั้นมีลักษณะเส้นเวียนกันหอยเหมือนกัน แต่หมุนวนในทิศตรงข้ามกัน ใบพัดกันหอยนั้นจะมีชื่อเรียกตามลักษณะการทำงาน โดยที่ Fixed scroll เป็นใบพัดกันหอยที่ติดตั้งไม่เคลื่อนที่ ส่วน Orbiting scroll เป็นใบพัดกันหอยที่ไม่มีการหมุน แต่จะเคลื่อนที่ในลักษณะโคจรตามการหมุนของเพลาชับ ซึ่งใบพัดกันหอยทั้งสองถูกสร้างขึ้นจากเส้นเวียนโค้งที่ได้มาจากการพิกัดเส้นเวียนกันหอยรอบรูปใบพัดกันหอย ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในสมการพิกัดฉาก (x,y) โดยแบ่งออกเป็น สมการพิกัดเส้นเวียนกันหอยรอบรูปใบพัดกันหอยของ Fixed scroll และ Orbiting scroll ซึ่งทั้ง Fixed scroll และ Orbiting scroll ยังแบ่งออกเป็น สมการพิกัดเส้นเวียนกันหอยรอบรูปใบพัดกันหอยสำหรับเส้นเวียนโค้งภายใน และ เส้นเวียนโค้งภายนอก [1,2] ซึ่งสามารถแสดงเป็นรูปสมการได้ดังต่อไปนี้

Fixed scroll

เส้นเวียนโค้งภายใน

$$x = \alpha(\cos \lambda + (\lambda + \pi - \beta)\sin \lambda) \quad (1)$$

$$y = \alpha(\sin \lambda - (\lambda + \pi - \beta)\cos \lambda) \quad (2)$$

โดยที่ $0 \leq \lambda \leq 3\pi$

เส้นเวียนโค้งภายนอก

$$x = \alpha(\cos \lambda + (\lambda - \pi)\sin \lambda) \quad (3)$$

$$y = \alpha(\sin \lambda - (\lambda - \pi)\cos \lambda) \quad (4)$$

โดยที่ $2\pi \leq \lambda \leq 5\pi$

Orbiting scroll

เส้นเวียนโค้งภายใน

$$x = \alpha(\cos \lambda + (\lambda - \beta)\sin \lambda) + \gamma \cos \theta \quad (5)$$

$$y = \alpha(\sin \lambda - (\lambda - \beta)\cos \lambda) + \gamma \sin \theta \quad (6)$$

โดยที่ $\pi \leq \lambda \leq 4\pi$

เส้นเวียนโค้งภายนอก

$$x = \alpha(\cos \lambda + \lambda \sin \lambda) + \gamma \cos \theta \quad (7)$$

$$y = \alpha(\sin \lambda - \lambda \cos \lambda) + \gamma \sin \theta \quad (8)$$

โดยที่ $\pi \leq \lambda \leq 4\pi$

โดยที่ x คือ ตำแหน่งในแนวแกน x ในระบบพิกัดฉาก, y คือ ตำแหน่งในแนวแกน y ในระบบพิกัดฉาก, α คือ สัมประสิทธิ์กันหอย, β คือ ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง, γ คือ รัศมีของวงกลมพื้นฐาน, θ คือ มุมข้อเหวี่ยง และ λ คือ ตำแหน่งมุม

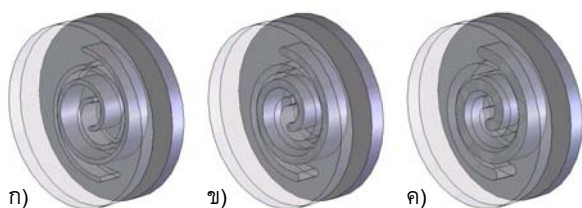
การสร้างแบบจำลองปั๊มแบบกันหอย จะทำการสร้างแบบจำลองใบพัดกันหอยทั้ง Fixed scroll และ Orbiting scroll โดยนำเอาค่าตำแหน่งพิกัด (x,y) ที่ได้จากสมการ (1) ถึงสมการที่ (8) มาใช้ในการสร้างใบพัดกันหอยทั้งสองด้วยซอฟต์แวร์สำเร็จรูป SolidWorks ซึ่งจะกำหนดให้แบบจำลองทั้งหมดมีสัมประสิทธิ์กันหอยมีค่าคงที่ 10 มม. แต่จะแปรผันค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง ตั้งแต่ $0.1 - 0.9 \pi$ เรเดียน และ แปรผันความสูงของใบพัดกันหอย ตั้งแต่ $10 - 100$ มม. ซึ่งในแต่ละค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง และ ความสูงของใบพัดกันหอยหนึ่ง ๆ จะทำการสร้างแบบจำลองขึ้นทุกตำแหน่งมุมข้อเหวี่ยง ตั้งแต่ $0.0 - 1.9 \pi$ เรเดียน โดยในแต่ละแบบจำลองนั้น จะมีฐานใบพัดกันหอยเป็นรูปทรงกระบอกที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 350 มม. และ หนา 30 มม. ติดอยู่ด้านล่างของใบพัดกันหอย เมื่อได้แบบจำลองใบพัดกันหอยทั้ง Fixed scroll และ Orbiting scroll แล้ว จึงนำเอาแบบจำลองใบพัดกันหอยทั้งสองมาประกอบกัน เพื่อใช้เป็นแบบจำลองปั๊มแบบกันหอยในการศึกษานี้ รวมทั้งสิ้น 1,800 แบบจำลอง ดังตัวอย่างแบบจำลองปั๊มแบบกันหอยแสดงในรูปที่ 1

2.2 การศึกษาความเสียหายด้วยวิธีสมาชิกจำกัด

การศึกษาความเสียหายด้วยวิธีสมาชิกจำกัดนี้ จะนำเอาแบบจำลองทั้งหมดที่สร้างขึ้นจากซอฟต์แวร์สำเร็จรูป SolidWorks มาสร้างเป็นแบบจำลองสมาชิกจำกัด และ วิเคราะห์ด้วยวิธีสมาชิกจำกัดด้วยซอฟต์แวร์สำเร็จรูป COSMOSDesignSTAR

ในการสร้างแบบจำลองสมาชิกจำกัดด้วยซอฟต์แวร์สำเร็จรูป COSMOSDesignSTAR จะเริ่มจากการกำหนดชนิด และ คุณสมบัติของวัสดุของแบบจำลอง โดยกำหนดให้โลหะเจืออะลูมิเนียม 7075 ที่มีพฤติกรรมเป็นวัสดุแบบไอโซทรอปิกยืดหยุ่นเชิงเส้น เป็นวัสดุสำหรับแบบจำลองปั๊มแบบกันหอยในการศึกษานี้ ซึ่งคุณสมบัติของโลหะเจืออะลูมิเนียม 7075 จะแสดงในตารางที่ 1 จากนั้นจะทำการกำหนดภาระเงื่อนไขขอบ โดยกำหนดให้มีความดันเอกรูป กระทำตั้งฉากต่อผนังด้านในของห้อง (Chamber) ที่เกิดจากการประกบกันของ Fixed scroll กับ Orbiting scroll และ กำหนดให้มีเงื่อนไขบังคับแบบตรึง ที่ด้านหลัง

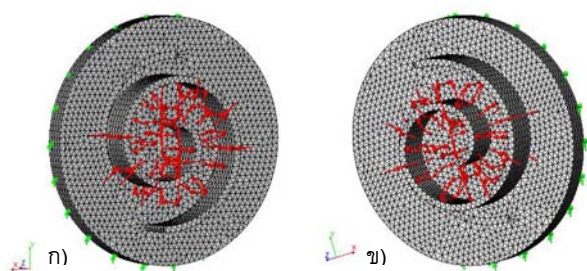
ของฐานใบพัดกันหอยทั้ง Fixed scroll และ Orbiting scroll จากนั้นกำหนดให้แบบจำลองสามารถกินเนื้อวัสดุกันได้ ถ้าเกิดการเปลี่ยนรูปของชิ้นงาน ต่อจากนั้นทำการสร้าง Mesh โดยกำหนดให้ขนาดชิ้นประกอบเฉลี่ย (Global size) มีขนาด 8.5 มม. ซึ่ง Mesh ที่สร้างขึ้นจากซอฟต์แวร์สำเร็จรูป COSMOSDesignSTAR จะมีลักษณะเป็นชิ้นประกอบทรงสี่หน้า (Tetrahedral element) ตัวอย่างแบบจำลองสมาชิกจำกัดที่สร้างขึ้นจากซอฟต์แวร์สำเร็จรูป COSMOSDesignSTAR จะแสดงในรูปที่ 2 เมื่อทำการสร้างแบบจำลองสมาชิกจำกัดเสร็จแล้ว จึงนำมาคำนวณ และ วิเคราะห์หาความเค้น Von Mises ที่เกิดขึ้นในแบบจำลองด้วยวิธีสมาชิกจำกัด



รูปที่ 1 ตัวอย่างแบบจำลองบีมแบบกันหอย ก) $\beta = 0.3 \pi$ เรเดียน, ข) $\beta = 0.5 \pi$ เรเดียน และ ค) $\beta = 0.7 \pi$ เรเดียน

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของวัสดุโลหะเจืออะลูมิเนียม 7075 [3,4]

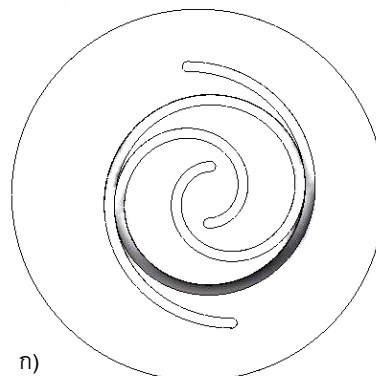
	Metric	English
Density	2.81 g/cc	0.102 lb/in ³
Ultimate Tensile Strength	572 MPa	83000 psi
Tensile Yield Strength	503 MPa	73000 psi
Modulus of Elasticity	71.7 GPa	104000 psi
Poisson's Ratio	0.33	0.33
Shear Modulus	26.9 GPa	3900 ksi



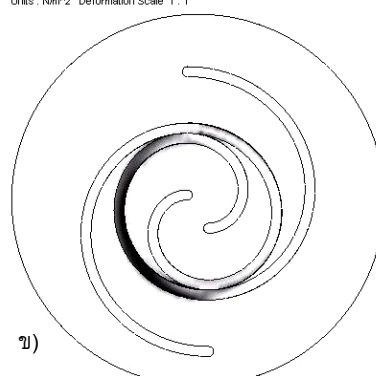
รูปที่ 2 ตัวอย่างแบบจำลองสมาชิกจำกัดที่สร้างขึ้นจากซอฟต์แวร์สำเร็จรูป COSMOSDesignSTAR
ก) Orbiting scroll และ ข) Fixed scroll

เมื่อได้ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในแบบจำลอง จากการคำนวณด้วยวิธีสมาชิกจำกัดด้วยซอฟต์แวร์สำเร็จรูป COSMOSDesignSTAR แล้ว จึงนำมาหาตัวประกอบความปลอดภัย ซึ่งพิจารณาจากความเสียหายโดยใช้เกณฑ์ของความเค้น Von Mises ตามสมการที่ 9

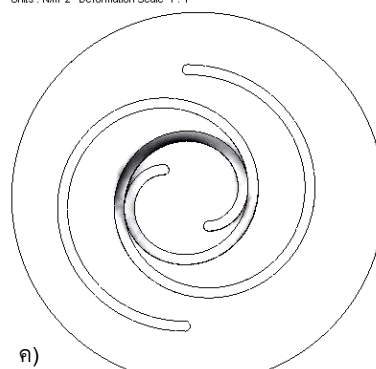
Assem00-MaxStress :: Static Nodal Stress
Units : N/m² Deformation Scale 1 : 1



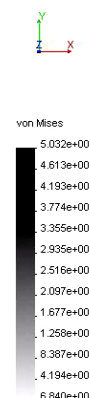
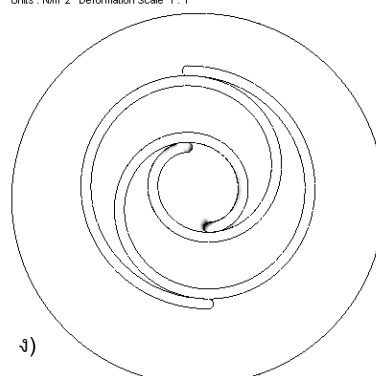
Assem15-MaxStress :: Static Nodal Stress
Units : N/m² Deformation Scale 1 : 1



Assem10-MaxStress :: Static Nodal Stress
Units : N/m² Deformation Scale 1 : 1



Assem05-MaxStress :: Static Nodal Stress
Units : N/m² Deformation Scale 1 : 1



รูปที่ 3 การกระจายตัวของความเค้น Von Mises ในใบพัดกันหอย $\beta = 0.3 \pi$ เรเดียน และ ความสูงของใบพัดกันหอย 50 มม.

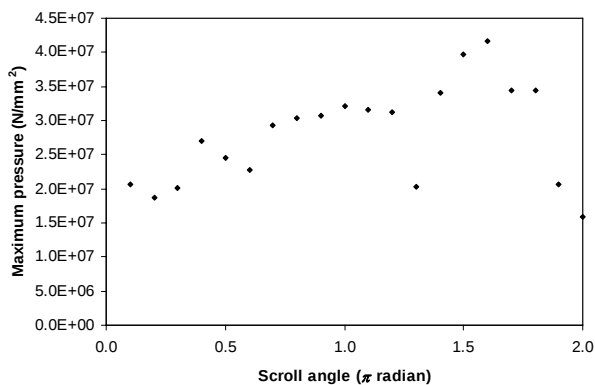
ก) $\theta = 0.0 \pi$ เรเดียน, ข) $\theta = 1.5 \pi$ เรเดียน

ค) $\theta = 1.0 \pi$ เรเดียน และ ง) $\theta = 0.5 \pi$ เรเดียน

$$FOS = \frac{\sigma_{Limit}}{\sigma_{VonMises}} \quad (9)$$

โดยที่ FOS คือ ตัวประกอบความปลอดภัย, σ_{Limit} คือ ความเค้นขีดจำกัด และ $\sigma_{VonMises}$ คือ ความเค้น Von Mises

ซึ่งในการศึกษานี้ จะทำการลองสุ่มความดันที่กระทำตั้งจากต่อผนังด้านในของห้อง (Chamber) ที่เกิดจากการประกบกันของ Fixed scroll และ Orbiting scroll แล้วคำนวณด้วยวิธีสมัชชาจำกัด จนกระทั่งได้ค่าตัวประกอบความปลอดภัยเท่ากับ 1 โดยถือให้ค่าความดันดังกล่าวเป็นความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้ โดยไม่ทำให้เกิดความเสียหาย



รูปที่ 4 ความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้
 $\beta = 0.3 \pi$ เรเดียน และ ความสูงของใบพัด 50 มม.

3. ผลการศึกษาและวิเคราะห์

3.1 ผลการกระจายตัวของความเค้น Von Mises

เมื่อใบพัดกันหอยได้รับความดัน จะเกิดกระจายตัวของความเค้น Von Mises ในใบพัดกันหอย ซึ่งจะเกิดการกระจายตัวของความเค้น Von Mises อย่างมากในใบพัดกันหอยบริเวณที่ติดกับฐานใบพัดกันหอย และ จะพบการเกิดความเค้น Von Mises สูงสุดบริเวณที่มีการสัมผัสกันของใบพัดกันหอย Fixed scroll กับ Orbiting scroll แต่จะเกิดการเปลี่ยนรูปของใบพัดกันหอยอย่างมากบริเวณปลายด้านบนของใบพัดกันหอย ตัวอย่างการกระจายตัวของความเค้น Von Mises ในใบพัดกันหอยจะแสดงดังรูปที่ 3 ซึ่งลักษณะการกระจายตัวของความเค้น Von Mises และ ลักษณะการเปลี่ยนรูปในใบพัดกันหอยแบบต่าง ๆ จะมีลักษณะเหมือนกันตามมุมข้อเหวี่ยงเดียวกัน แต่ขนาดความเค้น Von Mises ที่เกิดขึ้น และ ขนาดของการเปลี่ยนรูปจะแตกต่างกันตามความดัน

3.2 ความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้

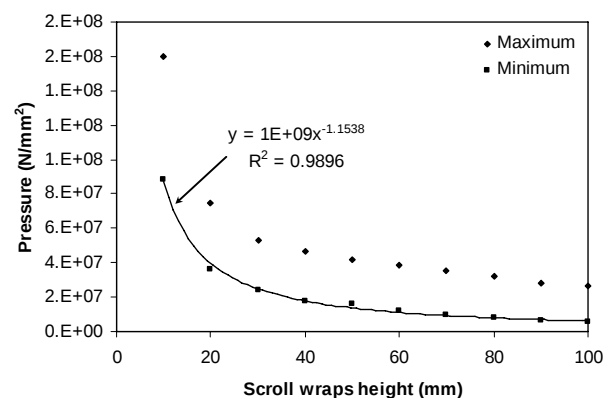
เมื่อพิจารณาที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง และความสูงของใบพัดกันหอยเดียวกัน ความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้ โดยไม่ทำให้ใบพัดกันหอยเกิดความเสียหาย หรือ มีค่าตัวประกอบความปลอดภัยเท่ากับ 1 นั้น จะมีขนาดไม่เท่ากัน จะเปลี่ยนไปตามมุมข้อเหวี่ยง ตัวอย่างความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้แสดงในรูปที่ 4

3.3 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูงสุด และ ความสูงของใบพัดกันหอยที่เปลี่ยนแปลงไป

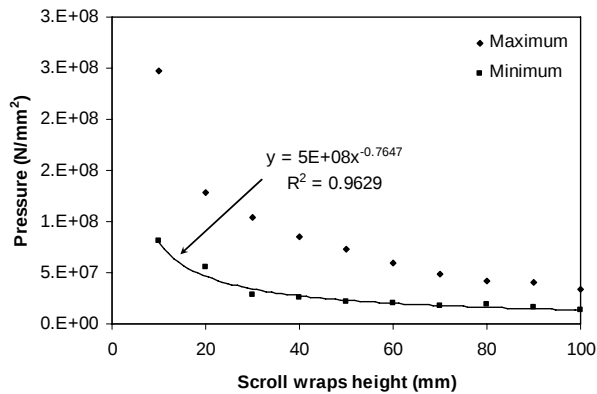
เมื่อพิจารณาความดันสูงสุดที่กระทำต่อใบพัดกันหอยที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งเดียวกัน จะพบว่าความดันสูงสุดที่ใบพัดกันหอยสามารถทนได้ หรือ ที่ค่าตัวประกอบความปลอดภัยเท่ากับ 1 ในการหมุนโคจรตามมุมข้อเหวี่ยงหนึ่งรอบนั้น จะมีขนาดไม่เท่ากัน ซึ่งในการศึกษานี้จะถือเอาขนาดที่ต่ำที่สุดของความดันสูงสุดในการหมุนโคจรในหนึ่งรอบดังกล่าว เป็นความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้ โดยไม่ทำให้เกิดความเสียหาย ซึ่งเมื่อทำการหาความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูงสุดดังกล่าว และ ความสูงของใบพัดกันหอยที่เปลี่ยนแปลงไป จะพบว่าค่าทั้งสองนั้นมีลักษณะความสัมพันธ์เป็นสมการเลขยกกำลัง โดยในช่วงความสูงของใบพัดกันหอย 10 – 40 มม. นั้น ความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้ จะมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว แล้วจะมีลักษณะไม่ค่อยเปลี่ยนแปลงจนเกือบเป็นเส้นตรง ในช่วงความสูงของใบพัดกันหอย 50 – 100 มม. ดังตัวอย่างแสดงในรูปที่ 5 ถึง รูปที่ 7

3.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูงสุด และ ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง

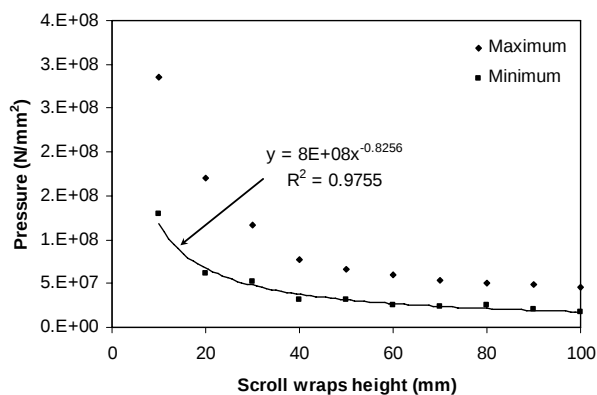
เมื่อพิจารณาความดันสูงสุดที่กระทำต่อใบพัดกันหอยที่ค่าความสูงของใบพัดกันหอยเดียวกัน จะพบว่าความดันสูงสุดที่ใบพัดกันหอยสามารถทนได้ หรือ ที่ค่าตัวประกอบความปลอดภัยเท่ากับ 1 ในการหมุนโคจรตามมุมข้อเหวี่ยงหนึ่งรอบนั้น จะมีค่าไม่เท่ากัน ซึ่งในการศึกษานี้จะถือเอาขนาดที่ต่ำที่สุดของความดันสูงสุดในการหมุนโคจรในหนึ่งรอบดังกล่าว เป็นความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้ โดยไม่ทำให้เกิดความเสียหาย ซึ่งเมื่อทำการหาความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูงสุดดังกล่าว และ ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งที่เปลี่ยนแปลงไป จะพบว่าความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้นั้น จะมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นตามค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งที่เปลี่ยนแปลงไป แต่ความดันสูงสุดจะมีค่าลดลงที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง 0.5 π เรเดียน และ ที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งสูง ๆ โดยเฉพาะที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง 0.9 π เรเดียน ดังตัวอย่างแสดงในรูปที่ 8 ถึงรูปที่ 10



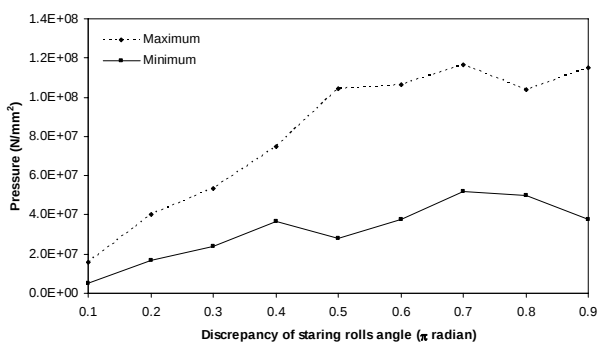
รูปที่ 5 ความสามารถในการทนแรงดันของปั๊มแบบกันหอย $\beta = 0.3$ ที่มีขนาดความสูงของใบพัดต่างกัน



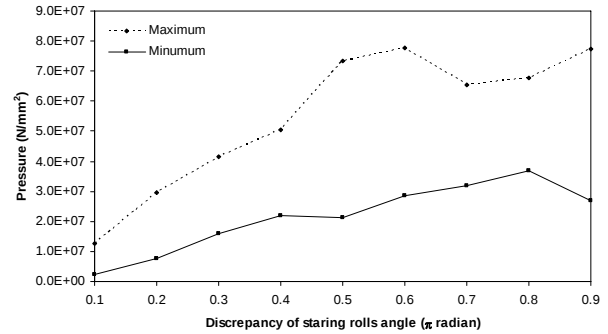
รูปที่ 6 ความสามารถในการทนแรงดันของปั๊มแบบกันหอย $\beta = 0.5$ ที่มีขนาดความสูงของใบพัดต่างกัน



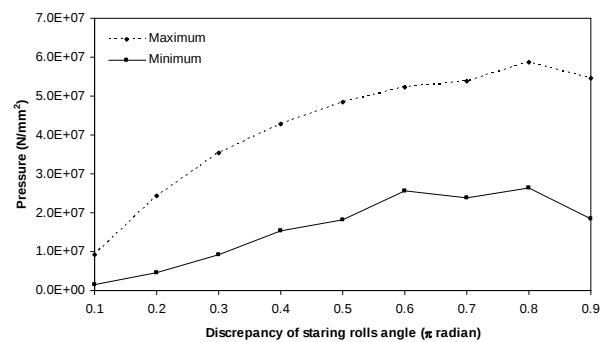
รูปที่ 7 ความสามารถในการทนแรงดันของปั๊มแบบกันหอย $\beta = 0.7$ ที่มีขนาดความสูงของใบพัดต่างกัน



รูปที่ 8 ความสามารถในการทนความดันของปั๊มแบบกันหอย ที่ความสูงของใบพัดกันหอย 30 มม. โดยมีค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งแตกต่างกัน



รูปที่ 9 ความสามารถในการทนความดันของปั๊มแบบกันหอย ที่ความสูงของใบพัดกันหอย 50 มม. โดยมีค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งแตกต่างกัน



รูปที่ 10 ความสามารถในการทนความดันของปั๊มแบบกันหอย ที่ความสูงของใบพัดกันหอย 70 มม. โดยมีค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งแตกต่างกัน

4. สรุปและวิจารณ์

การพิจารณาความเสียหายของปั๊มแบบกันหอยจากการเกิดความเค้นนั้น จะพบว่าเมื่อมีความดันมากกระทําต่อใบพัดกันหอยในลักษณะการประกบกันของ Fixed scroll กับ Orbiting scroll จะพบว่าใบพัดกันหอยทั้งสองจะเกิดความเค้นกระจายตัวอย่างมากในใบพัดกันหอยทั้งสองใบบริเวณของใบพัดกันหอยที่ติดกับฐานใบพัดกันหอย และ จะเกิดความเค้นสูงสุดในบริเวณที่มีการสัมผัสกันระหว่างใบพัดกันหอย Fixed scroll กับ Orbiting scroll

ความเสียหายของปั๊มแบบกันหอยนั้น จะขึ้นอยู่กับความดันที่มากกระทําต่อใบพัดกันหอย ซึ่งความดันสูงสุดที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้โดยไม่ทำให้เกิดความเสียหาย โดยพิจารณาที่ค่าตัวประกอบความปลอดภัยเท่ากับ 1 นั้น จะขึ้นอยู่กับความสูงของใบพัดกันหอย และความหนาของใบพัดกันหอย โดยที่ความหนาของใบพัดกันหอยจะแปรผันตามค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง ซึ่งผลจากการศึกษาและวิเคราะห์จะพบว่า

ก) ปั๊มแบบกันหอยที่มีความสูงของใบพัดกันหอยมากจะสามารถทนความดันได้น้อยกว่าปั๊มแบบกันหอยที่มีความสูงของใบพัดกันหอยน้อย โดยมีลักษณะความสัมพันธ์กันระหว่างความดันที่ปั๊มแบบกันหอยสามารถทนได้สูงสุด และ ความสูงของใบพัดกันหอย เป็นสมการเลขยกกำลัง

ข) ปัมป์แบบกันหอยที่มีค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งมากจะสามารถทนแรงดันได้มากกว่าปัมป์แบบกันหอยที่มีค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งน้อย แต่ความดันสูงสุดจะมีค่าลดลงที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง 0.5π เรเดียน และ ที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้งสูง ๆ โดยเฉพาะที่ค่าความต่างของมุมเริ่มต้นการโค้ง 0.9π เรเดียน

เอกสารอ้างอิง

- [1] P. Kritmaitree, M. Akiyama, R. Hino, M. Kaminaga, and A. Terada, "Prediction of flow patterns and pressure distributions in suction process of volumetric scroll pump", Journal of NUCLEAR SCIENCE and TECHNOLOGY, Vol. 37, No. 11, 2000, pp. 996-998.
- [2] P. Kritmaitree, M. Akiyama, R. Hino, M. Kaminaga, and A. Terada, "Analytical study of volumetric scroll pump for liquid hydrogen circulating system", Journal of NUCLEAR SCIENCE and TECHNOLOGY, Vol. 39, No. 1, 2002, pp. 101-107.
- [3] <http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA7075T6>
- [4] M. Kutz, Handbook of materials selection, John Wiley & Sons, New York, 2001, pp. 89-134.