

**พฤติกรรมทางทฤษฎีของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก
ของแบร์ริงกันรูนชนิดเม็ดกลม**
**Theoretical Characteristics of Elastohydrodynamic Lubrication in
Ball Thrust Bearing**

ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว¹, เจษฎา พานิชกรณ¹ และ ประกาศิต ธิปัตดี¹

¹ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800

*ติดต่อ: khanitthaw@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้เสนอพฤติกรรมทางทฤษฎีการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นจุดภายใต้คงตัวของแบร์ริงกันรูนชนิดเม็ดกลม ระเบียบผลต่างสี่เหลี่ยม ระเบียบวิธีนิวตันราฟสันร่วมกับวิธีมัลติกริดถูกใช้เพื่อหาผลเฉลยของสมการสมการเรย์โนลด์ด้วยสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน และสมการการเปลี่ยนรูปของวัสดุ เพื่อหาการกระจายตัวของค่าความดันฟิล์มและค่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นด้วยการเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำ และค่าความเร็วของผิวสัมผัส จากศึกษาพบว่าภาระ ที่กระทำมีผลต่อการกระจายตัวของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นและพื้นที่สัมผัสและค่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงแต่พื้นที่สัมผัสจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าความเร็วของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

คำหลัก: การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก, แบร์ริงกันรูนชนิดเม็ดกลม, วิธีมัลติกริด

Abstract

This paper presents the theoretical characteristics of elastohydrodynamic lubrication (EHL) in point contact under steady operating conditions of ball bearing thrust bearing. This numerical simulation employed a finite different method, Newton Raphson method and multigrid method to solve the modified Reynolds equation, with a Newtonian fluid, and the elasticity equation. The general numerical schemes are implemented to investigate the profile of pressure and film thickness, with varying applied loads and speeds. The results show that the applied load has significant effect on the film thickness profile. The contact is increase area but film thickness decrease as the applied load increase. The increasing of surface velocity, the film thickness increase but film pressure decrease.

Keywords: Elastohydrodynamic lubrication, Ball thrust bearing, Multigrid method.

1. บทนำ

แบร์ริงกันรูนที่ใช้ในเครื่องยนต์หรือเครื่องจักรกลนั้น มีหน้าที่หลักๆ คือ ใช้เป็นตัวรองรับภาระของเพลานั่นขณะที่เพลามุน หรือรองรับภาระในแนวรัศมีและแนวแกน การออกแบบแบร์ริงกันรูนชนิดเม็ดกลมผู้ออกแบบจะคำนวณอายุการใช้งานแบร์ริงกันรูนในสภาวะทำงานที่ไม่มีสารหล่อลื่นแทรกอยู่ระหว่างเม็ดกลมกับรางในและรางนอก แต่ใน

การทำงานจริงของแบร์ริงกันรูนจะมีน้ำมันแทรกเป็นฟิล์มน้ำมันอยู่ระหว่างเม็ดกลมกับรางในและรางนอกของแบร์ริงเพื่อป้องกันไม่ให้ผิวของเม็ดกลมกับรางในกับรางนอกสัมผัสกัน ความหนาของฟิล์มน้ำมันไม่ควรจะต่ำเกินไปจนฟิล์มน้ำมันไม่สามารถแยกผิวสัมผัสทั้งสองออกจากกันได้ ดังนั้นการใช้งานของแบร์ริงกันรูนจึงต้องพิจารณาถึงความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ความเร็วรอบ และแรงที่แบร์ริง

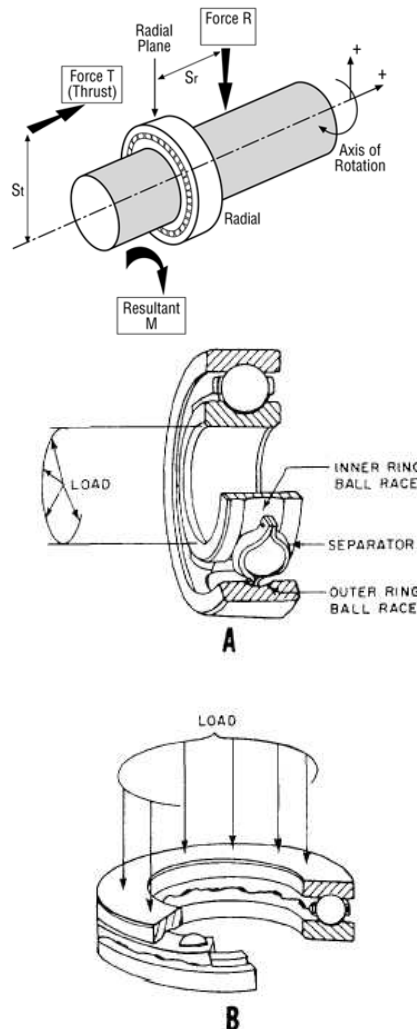
TSF-12

ได้รับ เป็นต้น เพื่อไม่ให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในขณะที่แบร์ริงกันรุนทำงานมีค่ามากเกินไปที่กำหนด เพราะจะทำให้เพลาสารสามารถหมุนได้อย่างราบรื่น และสามารถถอดเปลี่ยนได้ง่ายเมื่อแบร์ริงชำรุดหรือหมดอายุการใช้งาน ดังนั้นการหล่อลื่นแบร์ริงที่ดีจะทำให้แบร์ริงมีอายุการใช้งานให้นานขึ้น รูปที่ 1 แสดงภาระของเพล่าที่กระทำต่อแบร์ริงซึ่งจะมีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงในแนวแกนและการรับภาระของแบร์ริงกันรุนชนิดเม็ดกลม

การหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกในแบร์ริงชนิดเม็ดกลมสมการที่ใช้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง ในปี ค.ศ. 2009 Wongseedakaew[1] ศึกษาผลกระทบของความหยาบผิวที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกของแบร์ริงกันรุนแบบฟิล์มน้ำมันพบว่าลักษณะผิวหยาบส่งผลต่อการหล่อลื่น ในปี ค.ศ. 2010 Mesgarnejad[2] ได้ทดลองพฤติกรรมของการหล่อลื่นของแบร์ริงกันรุนที่เคลือบ MoS_2 โดยภาระที่แบร์ริงได้รับเปลี่ยนแปลงไปตามเวลาแกว่งไปมา พบว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและการสึกหรอจะเปลี่ยนตามลักษณะของภาระที่กระทำ ปี ค.ศ. 2013 Chari[3] ศึกษาหาขนาดที่เหมาะสมของช่องอากาศเข้าบริเวณที่มีการหล่อลื่นใน แบร์ริงกันรุนเปรียบเทียบผลระหว่างการทดลองและการจำลองผลทางคณิตศาสตร์โดยใช้วิธีไฟไนต์อีลิเมนต์ พบว่าที่ภาระที่แบร์ริงกันรุนได้รับมีค่าน้อยความหนาของฟิล์มอากาศจะมีขนาดมาก ในปีเดียวกัน Fernandes[4] ศึกษาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของ แบร์ริงกันรุนชนิดเม็ดกลมในชุดเฟืองของกังหันลมพบว่าเมื่อความเร็วรอบในการหมุนสูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะมีค่าน้อยลง ต่อมาปี ค.ศ. 2014 Ren[5] ได้เปรียบเทียบลักษณะการกระจายตัวของฟิล์มสารหล่อลื่นของแบร์ริงกันรุนชนิดเม็ดกลมที่ได้จากการทดลองและการจำลองผลทางทฤษฎีที่กำหนดให้เป็นการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่ผิววัสดุเป็นผิวเรียบผลที่ได้เป็นไปในทิศทางเดียวกัน เนื่องจากการศึกษาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบจุดสมการมีความสลับซับซ้อนมาก ดังนั้นสมการจึงมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงทำให้การคำนวณมีความยุ่งยากและใช้เวลาในการคำนวณนาน Lubrecht[6] และ Francisco[7] ได้นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ

บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นทางทฤษฎีของแบร์ริงกันรุนชนิดเม็ดกลมโดยใช้สารหล่อลื่นนิวโตเนียน โดยกำหนดให้การหล่อลื่นที่เกิดขึ้นเป็นการหล่อลื่น

แบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกโดยไม่ผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น ฟิล์มสารหล่อลื่นมีความบางมากทำให้สมการที่ใช้ในการคำนวณมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงมาก ดังนั้นจึงได้ประยุกต์ใช้วิธีผลต่างสลับเนื่อง (Finite Difference Method) และวิธีมัลติกริด (Multigrid Method) แก้ปัญหาของสมการเรย์โนลด์สประยุกต์ เพื่อหาพฤติกรรมทางทฤษฎีของการหล่อลื่นในร่องลื่นกันรุนชนิดเม็ดกลมที่สภาวะคงตัว



รูปที่ 1 แสดงภาระที่กระทำในแนวรัศมีและแนวแกน และการรับภาระของแบร์ริงกันรุนชนิดเม็ดกลม

2. ทฤษฎี

2.1 สมการเรย์โนลด์ส

สมการเรย์โนลด์สในรูปแบบไร้มิติเพื่อหาการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบจุดในกรณีคงตัวแสดงดังสมการที่ (1)

TSF-12

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{1}{k^2} \frac{\partial}{\partial Y} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = K \left(\cos \psi \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + \frac{\sin \psi}{k} \frac{\partial}{\partial Y} (\bar{\rho} H) \right) \quad (1)$$

เมื่อ

$$\varepsilon = \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \quad (2)$$

$$K = \frac{96 \eta_0 R^2 V}{k^2 P_H D_X^3} \quad (3)$$

เงื่อนไขขอบ

$$P(X_{IN}) = 0 \text{ และ } P(X_{OUT}) = \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right)_{X=X_{OUT}} = 0$$

$$P(Y_{IN}) = 0 \text{ และ } P(Y_{OUT}) = \left(\frac{\partial P}{\partial Y} \right)_{Y=Y_{OUT}} = 0$$

2.2 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

การกระจายตัวของฟิล์มสารหล่อลื่นจะขึ้นอยู่กับลักษณะทางกายภาพของผิวสัมผัสและการเปลี่ยนรูปร่างของผิวสัมผัสแสดงดังสมการที่ (4)

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2k \left(\frac{R_X}{R} \right)} + \frac{Y^2}{\left(\frac{2}{k} \right) \left(\frac{R_Y}{R} \right)} + \frac{4P_H R}{k \pi E' D_X} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(X', Y') dX' dY'}{\sqrt{(X - X')^2 + k^2 (Y - Y')^2}} \quad (4)$$

2.3 สมการสมดุลแรง

การคำนวณหาพฤติกรรมของการหล่อลื่นต้องอาศัยสมการสมดุลแรงเพื่อหาคำตอบที่ถูกต้องโดยภาระที่กระทำจะต้องเท่ากับผลรวมของของภาระที่กระทำเนื่องจากความดันที่กระทำต่อสารหล่อลื่น

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P dY dX = \frac{2}{3} \pi \quad (5)$$

2.4 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่นของ Dowson and Higginson[8] แสดงดังสมการที่ (6)

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \quad (6)$$

2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

สมการไร้มิติความหนืดของสารหล่อลื่นของ Roelands[9] ที่ค่าความหนืดขึ้นอยู่กับความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าดังนี้

$$\bar{\eta} = \exp \left((\ln \eta_0 + 9.67) \left(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{Z_1} \right) \right) \quad (7)$$

2.6 ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม

วิธีผลต่างสี่เหลี่ยมใช้แก้สมการเรย์โนลด์เพื่อหาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิก สมการที่ (8) แสดงการกระจายสมการเรย์โนลด์ด้วยวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม

$$\begin{aligned} & \left((P_{i+1,j} - P_{i,j}) \varepsilon_{i+\frac{1}{2},j} - (P_{i,j} - P_{i-1,j}) \varepsilon_{i-\frac{1}{2},j} \right) \\ & + \left(\frac{1}{k^2} \right) \left(\frac{\Delta X}{\Delta Y} \right)^2 \left((P_{i,j+1} - P_{i,j}) \varepsilon_{i,j+\frac{1}{2}} - (P_{i,j} - P_{i,j-1}) \varepsilon_{i,j-\frac{1}{2}} \right) \\ & = K \Delta X \left[\cos \psi \left((\bar{\rho} H)_{i,j} - (\bar{\rho} H)_{i-1,j} \right) \right. \\ & \quad \left. + \left(\frac{\sin \psi}{k} \right) \left(\frac{\Delta X}{\Delta Y} \right) \left((\bar{\rho} H)_{i,j} - (\bar{\rho} H)_{i,j-1} \right) \right] \end{aligned} \quad (8)$$

เมื่อ

$$\begin{aligned} \varepsilon_{i+\frac{1}{2},j} &= \frac{\varepsilon_{i+1,j} + \varepsilon_{i,j}}{2} & \varepsilon_{i-\frac{1}{2},j} &= \frac{\varepsilon_{i,j} + \varepsilon_{i-1,j}}{2} \\ \varepsilon_{i,j+\frac{1}{2}} &= \frac{\varepsilon_{i,j+1} + \varepsilon_{i,j}}{2} & \varepsilon_{i,j-\frac{1}{2}} &= \frac{\varepsilon_{i,j} + \varepsilon_{i,j-1}}{2} \end{aligned}$$

3. ผลการคำนวณ

ตารางที่ 1 และ 2 แสดงคุณสมบัติของสารหล่อลื่นและแบร์ริงกันรุนที่ใช้ในบทความนี้

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	สารหล่อลื่น
Inlet Density , kg/m ³	922.00
Inlet Viscosity , Pa-s	0.05-0.10

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของวัสดุ

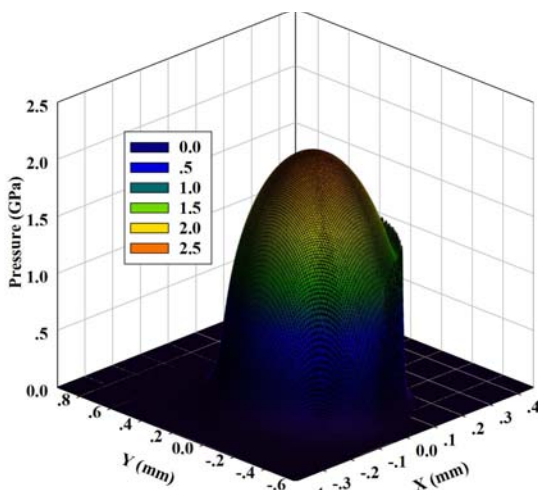
คุณสมบัติของแบร์ริงกันรุน (Thrust bearing No. 51110)	
Modulus of Elasticity , GPa	200
Poisson ratio	0.30

จากการจำลองพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกสัมผัสแบบจุดของแบร์ริงกันรุนชนิดเม็ดกลม ด้วยสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลชนิดนิวโตเนียน ภาระ

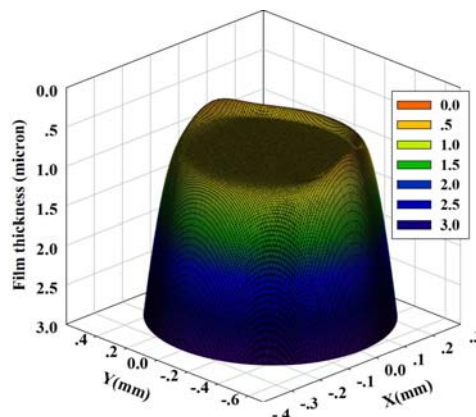
TSF-12

ที่กระทำเท่ากับ 5 kN ค่าความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm และมีค่าความหนืดของสารหล่อลื่นเท่ากับ 0.09 Pa-s พบว่าการกระจายของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีลักษณะคล้ายกับการกระจายความดันฟิล์มของเอิร์ท ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 2.184 GPa ดังแสดงในรูปที่ 2 และการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นแสดงดังรูปที่ 3 พบว่าค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะอยู่ที่บริเวณขอบใกล้บริเวณขอบและมีค่าต่ำสุดเท่ากับ $0.6577 \mu\text{m}$

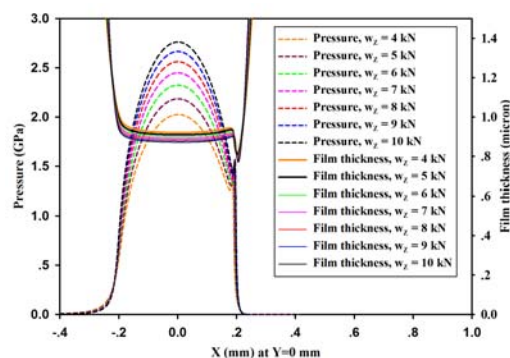
การที่กระทำเปลี่ยนแปลงไปการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งใดตามแกน X ที่ $Y=0$ ที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm และสารหล่อลื่นมีความหนืดเท่ากับ 0.09 Pa-s แสดงดังรูปที่ 4 โดยค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อการที่กระทำเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เมื่อเปลี่ยนความเร็วรอบของเพลาลพบว่าเมื่อความเร็วรอบของเพลาลเปลี่ยนไปจะมีผลต่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมากกว่ากล่าวคือยิ่งความเร็วของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นดังแสดงรูปที่ 5 และเมื่อค่าความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นดังรูปที่ 6 พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น



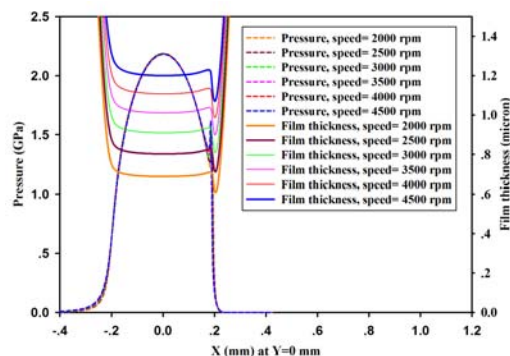
รูปที่ 2 แสดงการกระจายตัวของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่กระทำที่กระทำเท่ากับ 5 kN ที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm และสารหล่อลื่นมีความหนืดเท่ากับ 0.09 Pa-s



รูปที่ 3 แสดงการกระจายตัวของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่กระทำที่กระทำเท่ากับ 5 kN ที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm และสารหล่อลื่นมีความหนืดเท่ากับ 0.09 Pa-s

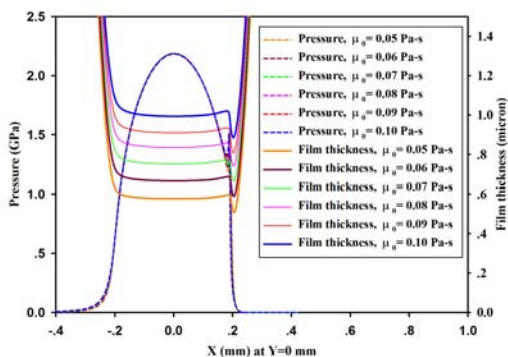


รูปที่ 4 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง $Y=0$ ที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm และสารหล่อลื่นมีความหนืดเท่ากับ 0.09 Pa-s เมื่อเปลี่ยนแปลงการที่กระทำ



รูปที่ 5 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง $Y=0$ ที่กระทำที่กระทำเท่ากับ 5 kN และสารหล่อลื่นมีความหนืดเท่ากับ 0.09 Pa-s เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของเพลาล

TSF-12



รูปที่ 6 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง $Y = 0$ ที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 5 kN และที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดของสารหล่อลื่น

รูปที่ 7 แสดงระดับการกระจายตัวของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ความเร็วรอบของเพลากับ 3000 rpm และความหนืดของสารหล่อลื่นเท่ากับ 0.09 Pa-s เมื่อภาระที่กระทำมีค่าเท่ากับ 5 kN, 7.5 kN และ 10.0 kN ตามลำดับ พบว่าเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้พื้นที่สัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดมีค่าลดลงตามภาระที่กระทำที่เพิ่มขึ้น โดยที่ภาระที่กระทำ 5 kN มีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ $0.6577 \mu\text{m}$ ภาระที่กระทำเท่ากับ 7.5 kN มีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ $0.6182 \mu\text{m}$ และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 10.0 kN มีค่าฟิล์มต่ำสุดมีค่าเท่ากับ $0.5870 \mu\text{m}$ เมื่อภาระที่กระทำเท่ากับ 5 kN และค่าความหนืดของสารหล่อลื่นเท่ากับ 0.09 Pa-s แต่ค่าความเร็วรอบของเพลามีค่าเพิ่มขึ้นจาก 2000 rpm, 3000 rpm และ 4000 rpm จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ $0.4805 \mu\text{m}$, $0.6577 \mu\text{m}$ และ $0.8200 \mu\text{m}$ ตามลำดับ โดยค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ไม่ส่งผลต่อความกว้างของพื้นที่สัมผัสเมื่อความเร็วรอบของเพลามีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 8 เมื่อเพิ่มค่าความหนืดของสารหล่อลื่นจาก 0.05 Pa-s, เป็น 0.07 Pa-s และ เป็น 0.09 Pa-s ที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 5 kN และเพลามีความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm มีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ $0.3927 \mu\text{m}$, $0.5313 \mu\text{m}$ และ $0.6577 \mu\text{m}$ ตามลำดับแสดงดังรูปที่ 9 โดยยิ่งค่าความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นความหนาฟิล์มต่ำสุดของสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น

รูปที่ 10 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำ พบว่าความดันสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น และค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะมีค่าลดลงเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อค่าความเร็วรอบของเพลามีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงแต่ค่าความหนาฟิล์มมีค่าเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูปที่ 11 และเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดของสารหล่อลื่นแสดงดังรูปที่ 12 พบว่ายิ่งค่าความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าความดันสูงสุดมีค่าลดลง

4. ผลการจำลองผล

จากการศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฮิสโตไฮโดรไดนามิกด้วยสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนที่สัมผัสแบบจุดของแบร์ริงกันรูนชนิดเม็ดกลมสมบูรณ์ได้ว่า

- เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำจะมีผลต่อค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น และพื้นที่ผิวสัมผัส กล่าวคือ ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงและส่งผลให้พื้นที่สัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้น
- ค่าความเร็วรอบของเพลามีผลต่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมากกว่าค่าความดันสารหล่อลื่น เนื่องจากความเร็วรอบของเพลามีผลต่อค่าความดันเฉือน และค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วผิวสัมผัสที่มีค่าเพิ่มขึ้น
- เมื่อค่าความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงแต่ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

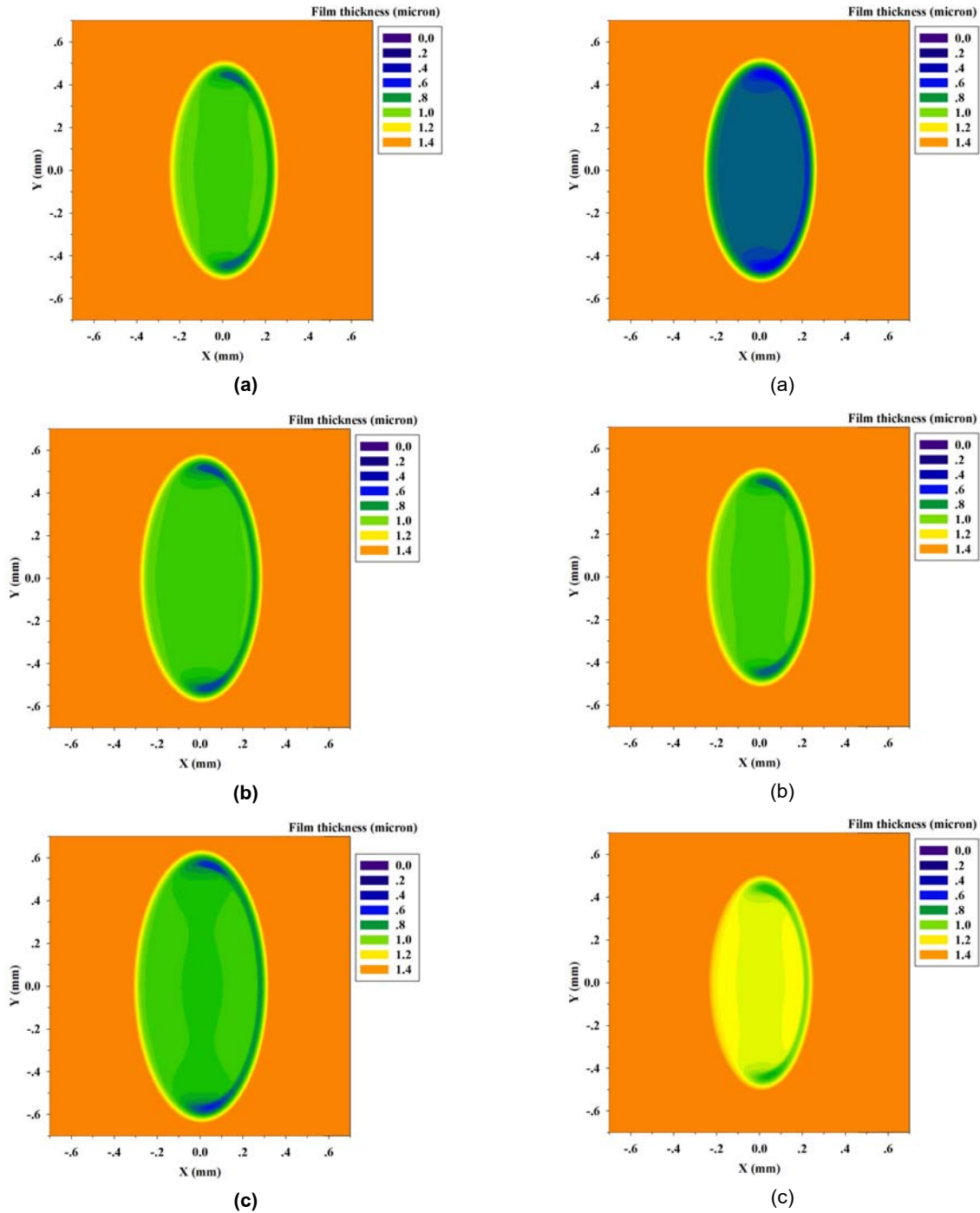
6. สัญลักษณ์

X ระยะตามแกน X ในรูปไร้มิติ, $X = x/(D_x/2)$

Y ระยะตามแกน Y ในรูปไร้มิติ, $Y = y/(D_y/2)$

$D_x/2$ semi-width of Hertzian contact under load on X -direction, m, $D_x = 2(6\xi w_z R/\pi kE')^{1/3}$

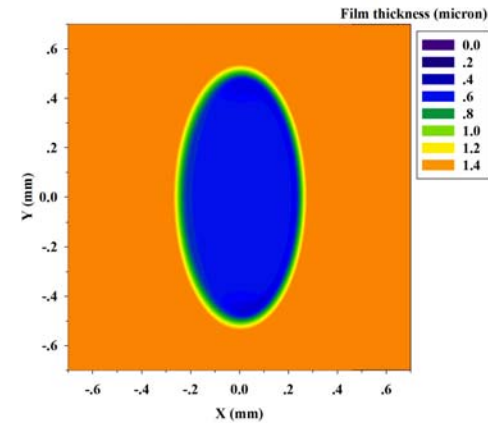
TSF-12



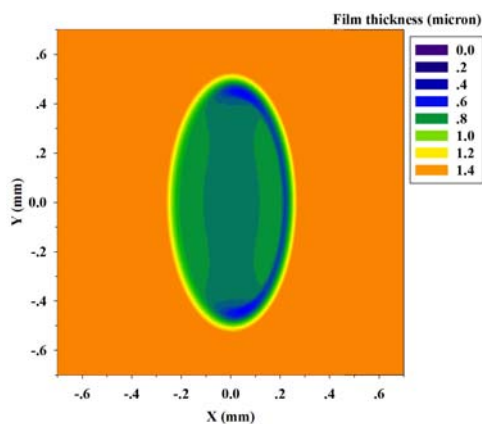
รูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm และสารหล่อลื่นมีความหนืดเท่ากับ 0.09 Pa-s เมื่อภาระที่กระทำเท่ากับ (a) 5 kN (b) 7.5 kN และ (c) 10.0 kN

รูปที่ 8 แสดงระดับการกระจายตัวของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 5 kN และความหนืดของสารหล่อลื่นเท่ากับ 0.09 Pa-s เมื่อความเร็วรอบมีค่าเท่ากับ (a) 2000 rpm, (b) 3000 rpm และ (c) 4000 rpm

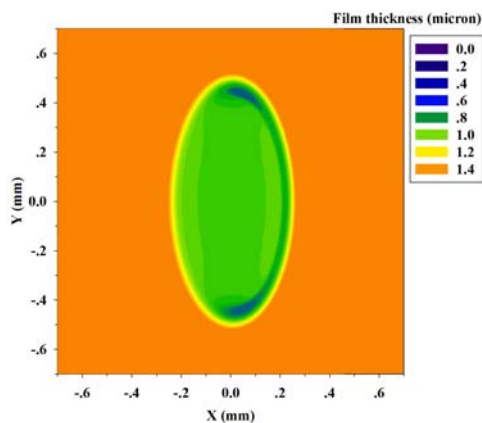
TSF-12



(a)

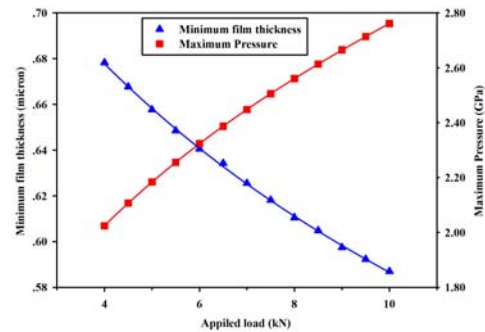


(b)

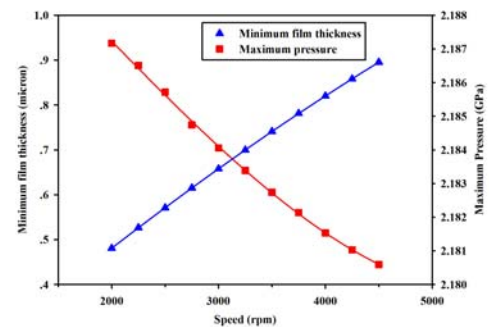


(c)

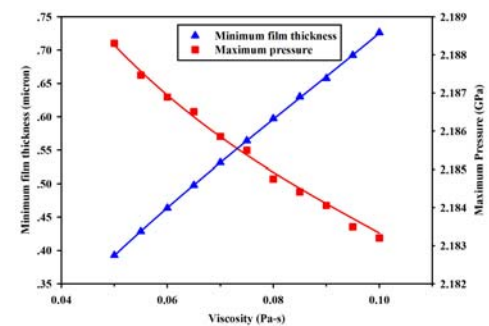
รูปที่ 9 แสดงระดับการกระจายตัวของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 5 kN ความเร็วรอบเท่ากับ 300 rpm และมีความหนืดของสารหล่อลื่นเท่ากับ 0.05 Pa-s, 0.07 Pa-s และ 0.09 Pa-s



รูปที่ 10 แสดงค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าภาระที่กระทำ



รูปที่ 11 แสดงค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วรอบของเพลลา



รูปที่ 12 แสดงค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดของสารหล่อลื่น

$D_Y/2$ semi-width of Hertzian contact under load

on Y-direction, m , $D_Y = 2(6k^2 \xi w_z R / \pi E')^{1/3}$

E' ค่าโมดูลัสโดยรวมของวัสดุ, Pa

$$E' = \frac{2}{\left(\frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}\right) + \left(\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1}\right)}$$

E_1 ค่ายังโมดูลัสของแผ่นเรียบ, Pa

E_2 ค่ายังโมดูลัสของเม็ดกลม, Pa

TSF-12

h ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น, m

H ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปไร้มิติ

$$H = h / [(D_x/2)(D_y/2)/R]$$

k อัตราส่วนส่วนความรี, $k = D_y/D_x$

p ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น, Pa

P ค่าความดันไร้มิติ, $P = p/P_H$

P_H ค่าความดันของฮีรท์, Pa, $P_H = 6w_z / (\pi D_x D_y)$

R รัศมีของลูกเม็ดกลม, m, $1/R = (1/R_x) + (1/R_y)$

R_x รัศมีทิศทาง x, m, $1/R_x = (1/r_{1x}) + (1/r_{2x})$

R_y รัศมีทิศทาง y, m, $1/R_y = (1/r_{1y}) + (1/r_{2y})$

r_{1x} รัศมีของแผ่นเรียบในทิศทาง X, m

r_{1y} รัศมีของแผ่นเรียบในทิศทาง Y, m

r_{2x} รัศมีของเม็ดกลมในทิศทาง X, m

r_{2y} รัศมีของเม็ดกลมในทิศทาง Y, m

$\bar{u}$ ความเร็วเฉลี่ยผิวสัมผัสทิศทาง X, m/s, $\bar{u} = (u_2 + u_1)/2$

$\bar{v}$ ความเร็วเฉลี่ยผิวสัมผัสทิศทาง Y, m/s, $\bar{v} = (v_2 + v_1)/2$

u_1 ความเร็วผิวสัมผัสแผ่นเรียบทิศทาง X, m/s

u_2 ความเร็วผิวสัมผัสเม็ดกลมทิศทาง X, m/s

v_1 ความเร็วผิวสัมผัสแผ่นเรียบทิศทาง Y, m/s

v_2 ความเร็วผิวสัมผัสเม็ดกลมทิศทาง Y, m/s

V ความเร็วเฉลี่ยผิวสัมผัส, m/s, $V = (\bar{u}^2 + \bar{v}^2)^{1/2}$

w_z ภาระที่กระทำ, N

$\bar{\eta}$ dimensionless viscosity, $\bar{\eta} = \eta/\eta_0$

$\bar{\rho}$ dimensionless density, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$

ξ Elliptic ratio coefficient

$$\xi = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{k^2} \right) \sin^2 \phi \right]^{1/2} d\phi$$

ψ มุมความเร็วผิวสัมผัส, เรเดียน, $\psi = \tan^{-1}(\bar{v}/\bar{u})$

u_1 ค่าปัวซองของแผ่นเรียบ

u_2 ค่าปัวซองของเม็ดกลม

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Wongseedakaew K. (2009). Effect of surface roughness on hydrodynamic lubrication in thrust bearing with non-Newtonian lubricant, *Ladkrabang Engineering Journal*, vol.26, pp.37-42. (in Thai)
- [2] Mesgarnejad A. and Khonsari M.M. (2010). On the tribological behavior of MoS2-coated thrust ball bearing operating under oscillating motion, *Wear*, vol.269, pp. 547-556.
- [3] Chari A., Diop K. Champmartin S. and Ambari A. (2013). Numerical simulation and experimental study of thrust air bearing with multiple orifices, *International Journal of Mechanical Sciences*, vol.72, pp.28-38.
- [4] Fernandes C.M.C.G, Martins R.C. and Seabra J.H.O. (2013). Friction torque of thrust ball bearings lubricated with wind turbine gear oils, *Tribology International*, vol.58, pp.47-54.
- [5] Ren Z., Wang J., Guo F. and Lubrecht (2014). Experimental and numerical study of the effect of raceway waviness on the oil film in thrust ball bearings, *Tribology International*, vol. 73, pp.1-9.
- [6] Lubrecht, A.A., ten Napel, W.E. and Bosma, R. (1986). Multigrid an alternative method for calculating film thickness and pressure profiles in elastohydrodynamically lubricated line contacts", *ASME J. Tribology*, vol.108, pp. 551-556.
- [7] Francisco, A., Frene, J. and Blouin, A. (2002). Multilevel solution to elastohydrodynamic contact for the water lubricated 3D line contact, *STLE Tribology Transactions*, vol.45, pp. 110-116.
- [8] Dowson, D., Higginson, G.R. (1966). Elastohydrodynamic lubrication: The fundamental of roller and gear lubrication, Pergamon, Oxford
- [9] Roelands, C.J.A. (1969) Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils., Druk, V.R.B., Groingen, Netherland