

การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในโรลเลอร์แบร์ริงด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน

Performance Characteristics of Elastohydrodynamic Lubrication in Roller Bearing with non-Newtonian Lubricant

ชนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว¹

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกของโรลเลอร์แบร์ริงที่สัมผัสเป็นเส้นด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียนและของไหลนอนนิวโตเนียนภายใต้สภาวะชั่วขณะโดยใช้ระเบียบวิธีนิวตันราฟสันร่วมกับวิธีมัลติกริดเพื่อแก้สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในสภาวะชั่วขณะ และสมการการเปลี่ยนรูปของวัสดุ เพื่อหาพฤติกรรมการกระจายตัวของความดันความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อทำการเปลี่ยนแปลงภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับและความเร็วรอบของเพลลา พบว่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นต่ำสุดที่วงแหวนด้านนอก (Outer Ring) มีค่าน้อยกว่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นต่ำสุดที่วงแหวนด้านใน (Inner Ring) สารหล่อลื่นที่ของไหลชนิดนิวโตเนียนจะมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมากกว่าสารหล่อลื่นที่มีเป็นของไหลชนิดนอนนิวโตเนียน เมื่อเพิ่มภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับให้มีความสูงขึ้นส่งผลให้ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นลดลง แต่ความดันฟิล์มของสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อค่าความเร็วรอบของเพลลามากขึ้นจะส่งผลให้ตำแหน่งที่เกิดความดันสูงสุดจะเลื่อนเข้าตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส ส่วนความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ : การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในสภาวะชั่วขณะ, การสัมผัสแบบเส้น, มัลติกริด, สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์, ของไหลนอนนิวโตเนียน

¹ ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล, วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

Abstract

This paper presents the performance characteristics of transient isothermal elastohydrodynamic lubrication of roller bearing in line contact with Newtonian and non-Newtonian. The time dependent modified Reynolds equation and elastic equation were formulated for compressible fluid. Newton-Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and traction coefficient in the contact region at various loads and speeds. The simulation results show the minimum film thickness at outer ring of roller bearing is slightly lower than the film thickness of inner ring. The non-Newtonian fluids have thinner film thickness than Newtonian fluids. For an increase in the carrying load on roller bearing, there is a reduction in the film thickness but film pressure and traction coefficient were increased. The increasing shaft speed was increased the film thickness and traction coefficient and the maximum pressure is moved to the center of contact region.

Keywords : Transient Elastohydrodynamic Lubrication, Line Contact, Multigrid, Modified Reynolds Equation, Non-Newtonian fluid.

1. บทนำ

ในปัจจุบันโรลเลอร์แบร์ริงเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่มีความสำคัญยิ่งและใช้กันอย่างแพร่หลายในเครื่องจักรและอุปกรณ์ต่างๆ เพราะเป็นอุปกรณ์ที่รับภาระของเพลาและส่งผ่านภาระไปยังส่วนต่างๆ ของแบร์ริงรวมทั้งช่วยลดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทำงานของอุปกรณ์ ดังนั้นการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง เพื่อทำนายความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับโรลเลอร์แบร์ริง จึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์และศึกษาการยืดอายุการใช้งานโรลเลอร์แบร์ริงให้อายุการใช้งานได้นานที่สุด

Dowson และ Higginson[1] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก Al-Samieh[2] ศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัวจากการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไดนามิกเมื่อของไหลเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน สมการที่ใช้มีความไม่ไม่เป็นเชิงเส้นสูง ดังนั้นการหาคำตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการคำนวณนาน Lubrecht[3] และ Francisco [4] นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ บทความนี้นำเสนอพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไดนามิกในสภาวะช่วงขณะของโรลเลอร์แบร์ริงเมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนและนอนนิวโตเนียนโดยเปลี่ยนแปลงภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับ ความเร็วรอบของเพลา โดยที่ลักษณะและรูปแบบการรับภาระที่ตำแหน่งต่างๆ ของโรลเลอร์แบร์ริงดังแสดงในรูปที่ 1

2. ทฤษฎี

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเครียดเฉือนและความหนืดเป็นไปตามแบบจำลองของคาร์โอ [5]

$$\mu = \mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) \left(1 + \lambda^2 I\right)^{\frac{n-1}{2}} \quad (1)$$

เมื่อ I = Second invariant of shear strain rate, $I = (\partial u / \partial z)^2$

$n = 1$ คือ Newtonian fluid

$n \neq 1$ คือ Non-Newtonian fluid

2.1 สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์

พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นหาได้จากแก้สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาโดยอาศัยเทคนิค Perturbation method เพื่อหาการกระจายของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น [6] แสดงในสมการที่ (2)

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\varepsilon} \frac{\partial P}{\partial X} \right) = C_{UT} \left(K \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) \right) + K \frac{\partial}{\partial t^*} (\bar{\rho} H) \quad (2)$$

$$\text{เมื่อ} \quad K = \frac{12 \bar{u} \mu_0 R_x^2}{b^3 P_H} \quad (3)$$

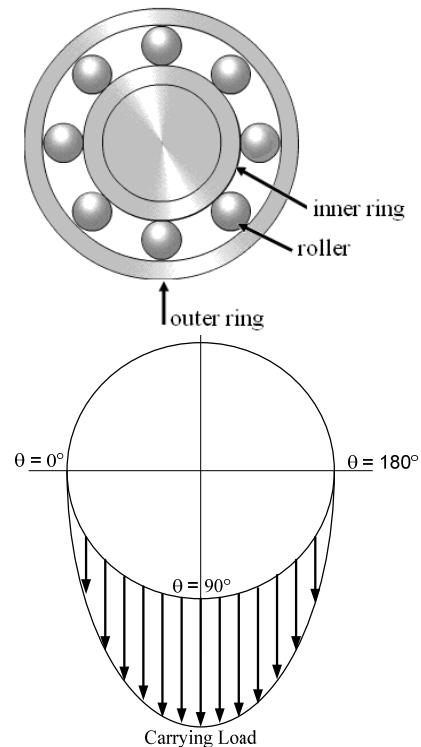
$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\mu}^*} \quad (4)$$

$$C_{UT}(t) = \frac{\bar{u}(t)}{u_0} \quad (5)$$

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu}_p \left(\bar{\mu}_s^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_s^* - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*} \right) \right) \quad (6)$$

โดยมีเงื่อนไขขอบดังนี้

$$P(X_{IN}) = 0 \text{ และ } P(X_{OUT}) = \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right)_{X=X_{OUT}} = 0 \quad (7)$$



รูปที่ 1 โรลเลอร์แบร์ริงและภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับ

2.2 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการการกระจายตัวของฟิล์มสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับลักษณะทางกายภาพของผิวสัมผัส และการเปลี่ยนรูปร่างของผิวสัมผัส [7][8]

$$H_i = H_0 + \frac{X_i^2}{2} + \bar{\delta}_i \quad (8)$$

เมื่อ

$$\bar{\delta}_i = -\frac{\Delta X}{2\pi} \sum_{j=0}^N P_j \ln \left(\left| \frac{X_{i+1} + X_i}{2} - X_j \right| \left| \frac{X_i + X_{i-1}}{2} - X_j \right| \right) \quad (9)$$

2.3 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ค่าความหนาแน่นของสารหล่อลื่นมีความสัมพันธ์กับความดันที่กระทำ เป็นไปสมการความหนาแน่นของ Dowson และ Higginson[1][9]

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

2.4 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความเครียดเฉือนในรูปแบบไร้มิติ

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu}_p \bar{\mu}_s^* \quad (11)$$

สมการไร้มิติความหนืดของสารหล่อลื่นของ Roelands[10] ที่ค่าความหนืดขึ้นอยู่กับความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าดังนี้

$$\bar{\mu}_p = \exp \left\{ \left[\ln \mu_0 + 9.67 \right] \left[-1 + \left(1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P \right)^{Z_1} \right] \right\} \quad (12)$$

ความหนืดของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ จะได้ว่า

$$\bar{\mu}_s^* = \frac{\mu_\infty}{\mu_0} + \left(1 - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^* \right)^{\frac{n-1}{2}} \quad (13)$$

2.5 สมการสมดุลแรง

ภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงจะได้รับจะเท่ากับผลรวมของภาระที่กระทำเนื่องจากความดันที่กระทำต่อสารหล่อลื่น[11]

$$\int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P dX = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \quad (14)$$

$$\text{เมื่อ} \quad C_{WT}(t) = \frac{w'_z(t)}{w'_z} \quad (15)$$

2.6 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สมการสัมประสิทธิ์ความเสียดทานคืออัตราของผลรวมของแรงเฉือนที่ผิวตลอดทั้งพื้นที่ต่อภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับในรูปแบบไร้มิติ[6] จะได้ว่า

$$f_w = \left(\frac{\mu_0 \bar{\mu} R_x}{w'_z b} \right)^{X_{OUT}} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H} \right) \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX \quad (16)$$

3. ผลการคำนวณ

จากการคำนวณการทำงานของโรลเลอร์แบร์ริงเมื่อใช้ PAO-10 เป็นสารหล่อลื่นโดยที่คุณสมบัติของโรลเลอร์แบร์ริงและของน้ำมันเป็นไปตามตารางที่ 1 และตารางที่ 2 ตามลำดับ

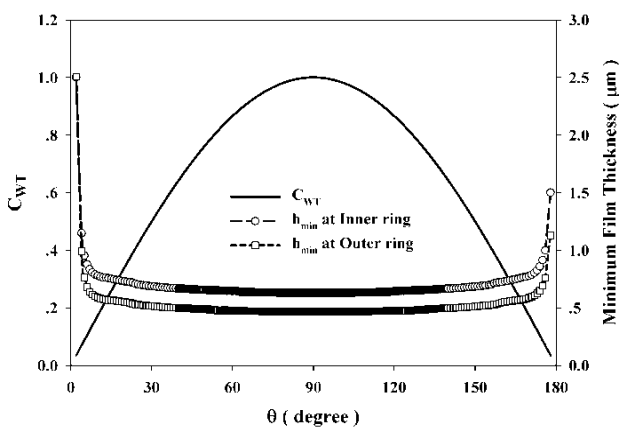
ตารางที่ 1 คุณสมบัติของโรลเลอร์แบร์ริง (SKF N208 ECP)

Material Properties	
Elastic modulus, GPa	200
density, kg/m ³	7750
Poisson ratio	0.30

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

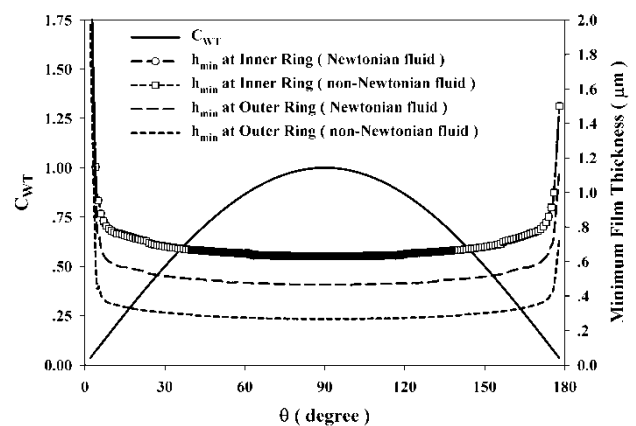
Lubricant properties	PAO-10
Inlet density, (kg/m ³)	835.0
Viscosity at low shear strain rate, Pa-s	0.05678
Viscosity at high shear strain rate, Pa-s	0.0254
Time Relaxation, s	1.89x10 ⁻⁶
Flow index (n)	0.8
Viscosity-Pressure index	0.331

จากการคำนวณพบว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่วงแหวนด้านนอกบางกว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นวงแหวนด้านใน และเมื่อพิจารณาภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับตามลักษณะการรับภาระของโรลเลอร์แบร์ริงที่ตำแหน่งต่างๆ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่วงแหวนด้านนอกและวงแหวนด้านในมีค่าลดลงตามตำแหน่งการหมุนของเพลลาที่เปลี่ยนไป ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่ง 90° เนื่องจากเป็นตำแหน่งที่โรลเลอร์แบร์ริงรับภาระสูงสุด หลังจากนั้นความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อผ่านตำแหน่ง 90° เนื่องจากภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับมีค่าลดตามลักษณะการกระจายตัวของภาระตามรูปที่ 1 ทั้งกรณีที่สารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน ($n=1$) และเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน ($n=0.8$) เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนความหนาฟิล์มจะมีค่าน้อยกว่าเนื่องจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่ลดลงจากความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ โดยที่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดเมื่อของเป็นของไหลนิวโตเนียนและนอนนิวโตเนียนมีค่า $0.467 \mu\text{m}$ และ $0.266 \mu\text{m}$ ตามลำดับ เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนที่ความเร็วรอบของเพลลา 3000 rpm และภาระสูงสุดที่แบร์ริงได้รับคือ 200000 N/m ดังแสดงในรูปที่ 2 และรูปที่ 3

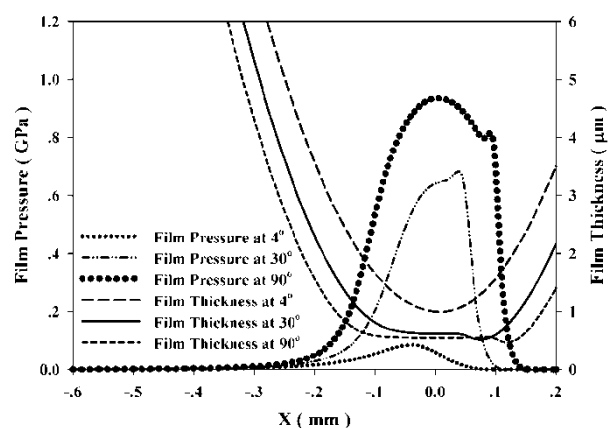


รูปที่ 2 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดของวงแหวนด้านในและวงแหวนด้านนอกในของโรลเลอร์แบร์ริง เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน

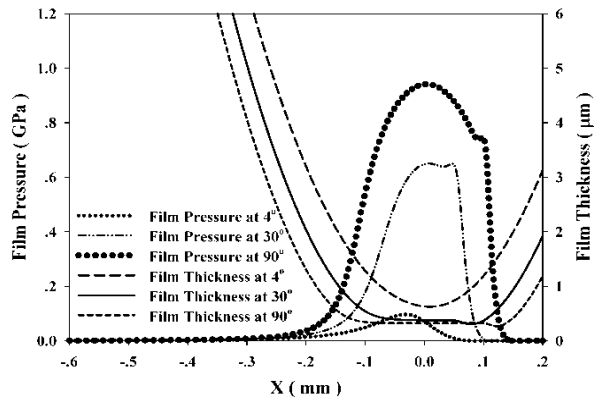
ที่ตำแหน่งต่างๆในการหมุนไปของเพลลา การกระจายตัวของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จะเปลี่ยนไปตามภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับ เมื่อภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับเพิ่มขึ้นความกว้างของการสัมผัสและความดันฟิล์มของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงทั้งกรณีที่สารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนและเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน โดยที่สารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนอนนิวโตเนียน ดังแสดงในรูปที่ 4 และรูปที่ 5



รูปที่ 3 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดของวงแหวนด้านในและวงแหวนด้านนอกในของโรลเลอร์แบร์ริง เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนและนอนนิวโตเนียน

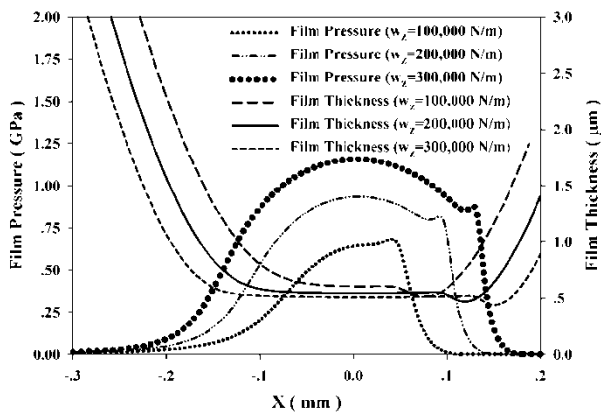


รูปที่ 4 กระจายของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งการทำงานของโรลเลอร์แบร์ริงต่างๆ เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน



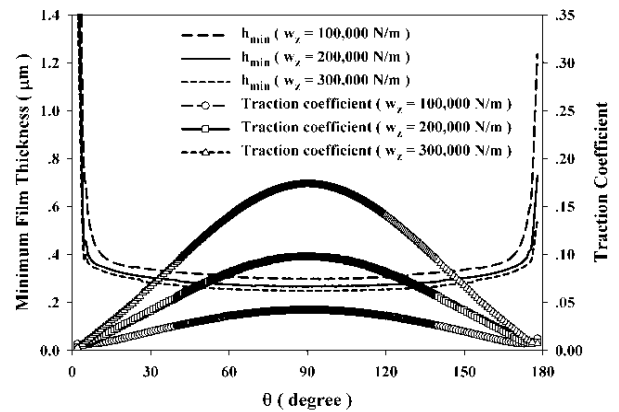
รูปที่ 5 กระดาษของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งการทำงานของโรลเลอร์แบร์ริงต่างๆ เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน

เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระสูงสุดที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับ (ตำแหน่ง 90°) สำหรับสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนอนนิวโตเนียนพบว่าความกว้างของการสัมผัส ความดันฟิล์มของสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ดังแสดงในรูปที่ 6 ดังนั้นที่ตำแหน่ง 90° โอกาสที่จะเกิดความเสียหายกับวงแหวนด้านนอกมีมากกว่าวงแหวนด้านใน บทความนี้จึงเน้นการจำลองผลพฤติกรรมการหล่อลื่นที่วงแหวนด้านนอกของโรลเลอร์แบร์ริง



รูปที่ 6 กระดาษของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง 90° เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับ

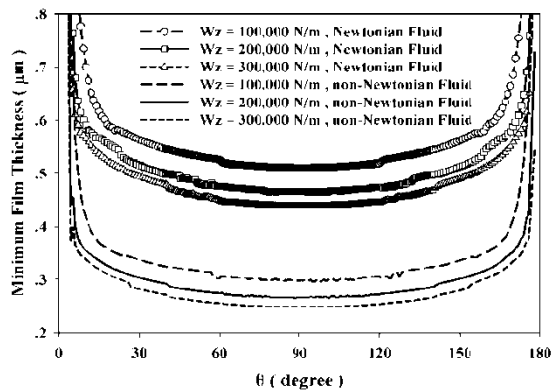
เมื่อภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับเพิ่มขึ้นพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่ตำแหน่งต่างๆ ของโรลเลอร์แบร์ริงมีค่าลดลงแต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 7 โดยที่โรลเลอร์แบร์ริงรับภาระสูงสุดที่ 100000 N/m, 200000 N/m และ 300000 N/m ความหนาฟิล์มต่ำสุด มีค่า 0.295 μm , 0.266 μm และ 0.248 μm ตามลำดับ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานสูงสุดมีค่า 0.042, 0.098 และ 0.173 ตามลำดับ



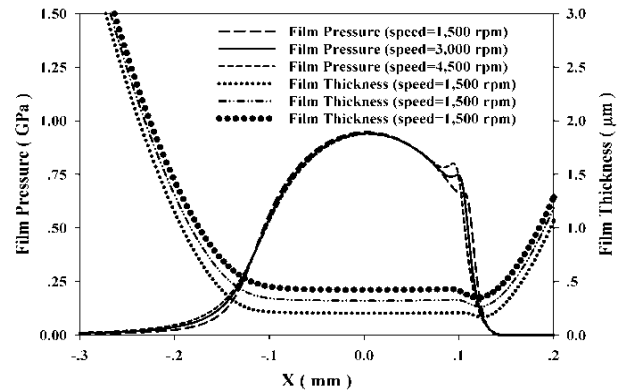
รูปที่ 7 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ตำแหน่งการหมุนต่างๆของโรลเลอร์แบร์ริง

เมื่อเปรียบเทียบความหนาฟิล์มต่ำสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ตำแหน่งต่างๆ ของโรลเลอร์แบร์ริงที่ภาระสูงสุดพบว่าเมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าน้อยกว่าเมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน เนื่องจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่ลดลงจากความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ ดังแสดงในรูปที่ 8 และ 9

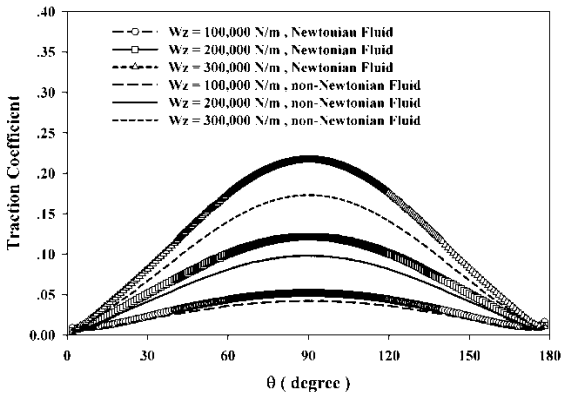
เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของเพลากับพบว่าความกว้างของการสัมผัส และความดันฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงน้อยมาก แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบของเพลามีขึ้น เนื่องจากเมื่อความเร็วรอบของเพลามีขึ้น ความเร็วและอัตราการไหลของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลให้โรลเลอร์เกิดการยกตัวลอยสูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 10



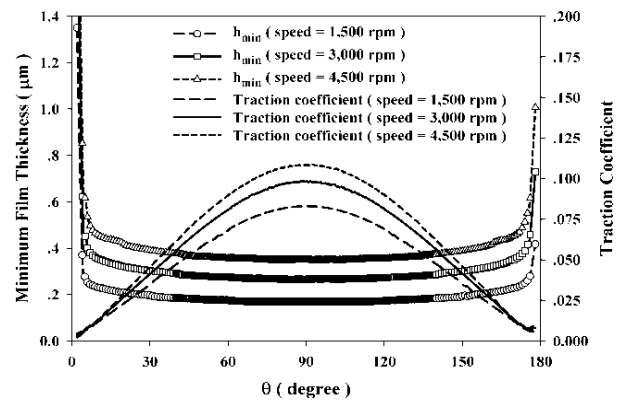
รูปที่ 8 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่ตำแหน่งการหมุนต่างๆ ของโรลเลอร์เบริง เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนและนอนนิวโตเนียน



รูปที่ 10 กระแสของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง 90° เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน

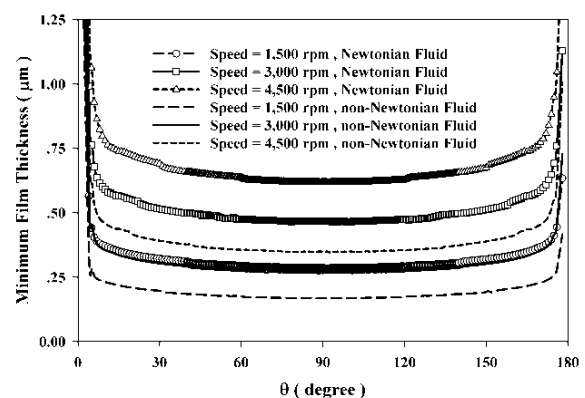


รูปที่ 9 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ตำแหน่งการหมุนต่างๆ ของโรลเลอร์เบริง เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียนและนอนนิวโตเนียน

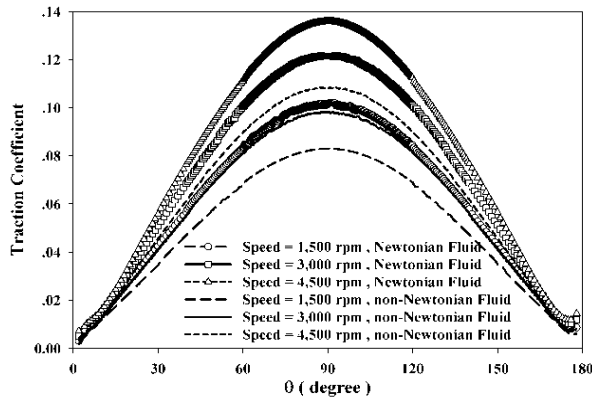


รูปที่ 11 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ตำแหน่งการหมุนต่างๆ ของโรลเลอร์เบริง

เมื่อความเร็วรอบของเพลเพิ่มขึ้นพบว่าความหนาฟิล์มต่ำสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ตำแหน่งต่างๆ ของโรลเลอร์เบริงในกรณีที่สารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนมีค่าเพิ่มขึ้นน้อยกว่าในกรณีที่สารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน เนื่องจากความหนืดของสารหล่อลื่นลดลงเพราะความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 11, 12 และ 13



รูปที่ 12 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่ตำแหน่งการหมุนต่างๆ ของโรลเลอร์เบริง ริ่ง เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนและของไหลนอนนิวโตเนียน



รูปที่ 13 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ตำแหน่งการหมุนต่างๆ ของโรลเลอร์แบร์ริง เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียนและของไหลนอนนิวโตเนียน

4. บทสรุป

จากการคำนวณหาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลสไตโรไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบเส้นในโรลเลอร์แบร์ริงเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียนและของไหลนอนนิวโตเนียนสามารถสรุปได้ว่า

1) ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในกรณีสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนมีค่าน้อยกว่า กรณีที่สารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน เป็นผลมาจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่ลดลงจากความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ

2) ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นต่ำสุดจะเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง $\theta = 90^\circ$ และที่วงแหวนด้านนอกจะมีค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยกว่าที่วงแหวนด้านใน ดังนั้นวงแหวนด้านนอกจะมีโอกาสที่เกิดการสึกหรอมากกว่าวงแหวนด้านใน

3) เมื่อภาระที่โรลเลอร์แบร์ริงได้รับมีค่าเพิ่มขึ้นความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่ในช่วงการสัมผัส ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น

4) เมื่อความเร็วการหมุนของเพลลาเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากวิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

สัญลักษณ์

b semi-width of Hertzian contact (m), $b = R_x (8W'/\pi)^{\frac{1}{2}}$

E_1 Young Modulus of Plate (Pa)

E_2 Young Modulus of cylinder (Pa)

E' Equivalent modulus of elasticity (Pa),

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

h lubricant film thickness (m)

H dimensionless film thickness, $H = h / (b^2 / R_x)$

$\bar{I}^*$ dimensionless second invariant of strain rate,

$$\bar{I}^* = (S_x / H)^2$$

n Flow index

p film pressure (Pa)

P_H Hertzian's contact pressure (Pa), $P_H = E' (W' / 2\pi)^{\frac{1}{2}}$

P dimensionless pressure, $P = p / P_H$

r_1 radii of roller and outer ring (m)

r_2 radii of roller and inner ring (m)

R_x radii of curvature (m), $1/R_x = 1/r_2 + 1/r_1$

S_x slip ratio, $S_x = (u_2 - u_1) / \bar{u}$

T_p time period (s)

u_1 velocity of roller and outer ring (m/s)

u_2 velocity of roller and inner ring (m/s)

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

w'_z applied load (N)

W' dimensionless load, $W' = w' / E' R_x$

x coordinate (m)

X dimensionless coordinates, $X = x / b$

Z_1 viscosity-Pressure index

λ time relaxation (s)

ρ_0 Inlet density, (kg/m³)

$\bar{\rho}$ dimensionless density, (kg/m³)

μ_0 viscosity at low shear strain rate (Pa-s)

μ_∞ viscosity at high shear strain rate (Pa-s)

ν Poisson ratio

เอกสารอ้างอิง

- 1 D. Dowson and G. R. Higginson, “Numerical Solution to Elastohydrodynamic Problem”, *Journal of Mechanical Engineer Science*, 1959, vol.1, pp.6–15.
- 2 M. Al-Samieh, and H. Rahnejat, “Ultra-Thin Lubricating Films Under Transient Conditions”, *Journal Physics D: Applied Physics*, 2001, vol.34, pp. 2610-2621.
- 3 A.A. Lubrecht, W.E. ten Napel, and R. Bosma, “Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydro-dynamically Lubricated Line Contacts”, *ASME Journal of Tribology*, 1986, vol.108, pp. 551-556.
- 4 A.Francisco, J. Frene, and A. Blouin, “Multilevel Solution to Elastohydrodynamic Contact for the Water Lubricated 3D Line Contact”, *STLE Tribology Transactions*, 2002, vol.45, pp. 110-116.
- 5 R.I. Tanner, “Engineering Rheology”, Clarendon Press, Oxford, 1985, vol.14–15, pp. 359.
- 6 K. Wongseedakaew, “Theoretical Characteristics on a Transient Elastohydro- dynamic Lubrication in Line Contact with non-Newtonian Fluid”, *The Seventh PSU-Engineering Conference*, Prince of Songkla University, Thailand, 2009.
- 7 B.J. Hamrock, “Fundamental of fluid film lubrication”, McGraw-Hill, Singapore, 1994.
- 8 K.L. Johnson, “Contact Mechanics”, Cambridge University Press, Cambridge, U.K, 1985.
- 9 D. Dowson and G.R. Higginson, “Elastohydro-dynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication”, Pergamon, Oxford, 1966.
- 10 C.J.A. Roelands, “Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relation- ship of Lubricating Oils”, Druk, V.R.B., Groingen, Netherland, 1969.
- 11 M. Mongkolwongrojn, K. Wongseedakaew and F.E. Kennedy, “Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces under Oscillatory Line Contact with Non-Newtonian Lubricant”, *Tribology Transactions*, 2007, vol.51, pp. 552-561.