

ผลกระทบจากความหยาบของผิวสัมผัสต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่มีการสัมผัส เป็นเส้นของสารหล่อลื่นตามแบบจำลองของคาร์โอ

Effect of surface roughness on elastohydrodynamic lubrication in line contact with non-Newtonian fluids base on Carreau viscosity model

ยุพารณ์ นวลเพ็ง^{1*} มงคล มงคลวงศ์โรจน์² และ เจษฎา พานิชกรณ^{3**}

¹ สาขาวิศวกรรมยานยนต์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น กรุงเทพฯ 10250

โทร 02-7632646 โทรสาร 02-7632725 *อีเมลล์ yupaporn@tni.ac.th

^{2,3} ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สำนักวิจัยการสื่อสารและเทคโนโลยีสารสนเทศ

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

โทรศัพท์ 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 **อีเมลล์ s0060102@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาผลกระทบ จากความหยาบของผิวสัมผัส ที่มีต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก ในกรณีทรงกระบอกกับแผ่นเรียบที่มีการสัมผัสเป็นเส้น เมื่อสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน ที่เป็นไปตามแบบจำลองความหนืดของคาร์โอ โดยใช้ระเบียบวิธีเพอร์เทอร์เบชัน ระเบียบวิธีของนิวตัน-ราฟสันร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด เพื่อศึกษาการกระจายตัวของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จากการจำลองผลพบว่า ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเปลี่ยนแปลงอย่างรุนแรงเมื่อผิวสัมผัสเป็นผิวหยาบ เมื่อความหยาบของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเปลี่ยนแปลงค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่สัมประสิทธิ์ความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วของผิวสัมผัสเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ทางออกของการสัมผัสและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่ม ขึ้นเมื่อภาระที่ทรงกระบอกกับแผ่นเรียบได้รับเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง สัมประสิทธิ์ความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้นความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียหายมีค่าลดลง

Abstract

This paper investigates the effect of surface roughness on elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian fluid base on Carreau viscosity model for a cylinder on plate in line contact. The time independent Reynolds equation and elastic equation were formulated for compressible fluid. Perturbation method, Newton Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film pressure and film thickness profiles in the contact region at various loads, speeds, radius and surface roughness. The simulation results show surface roughness amplitude has significant affect the film pressure in the contact region. The film pressure and traction coefficient increase but minimum film thickness decrease when the roughness amplitude increases. The film pressure and film thickness both become increase as the relative velocity of the cylinder and the plate is increase. For increasing the, film pressure and traction coefficient increases but film thickness decreases. The film pressure and traction coefficient decrease but film thickness increase when the radius of cylinder is increase

Newton Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film pressure and film thickness profiles in the contact region at various loads, speeds, radius and surface roughness. The simulation results show surface roughness amplitude has significant affect the film pressure in the contact region. The film pressure and traction coefficient increase but minimum film thickness decrease when the roughness amplitude increases. The film pressure and film thickness both become increase as the relative velocity of the cylinder and the plate is increase. For increasing the, film pressure and traction coefficient increases but film thickness decreases. The film pressure and traction coefficient decrease but film thickness increase when the radius of cylinder is increase

1. คำนำ

ในปัจจุบัน การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่งในระบบหล่อลื่นเพราะสามารถรับภาระได้สูง ตัวอย่างเช่นการหล่อลื่นของ Roller bearing หรือ Needle bearing แต่การศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียนมีความซับซ้อนมาก เมื่อพิจารณาผลจากความหยาบผิวของชิ้นงานซึ่งมีผลกระทบกับการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางค่อนข้างมาก เป็นผลให้พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางมีความซับซ้อนยิ่งขึ้น ดังนั้นในการศึกษาในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่มีการสัมผัสเป็นเส้น โดยใช้สมการเรย์โนลด์ สำหรับทรงกระบอกกับแผ่นเรียบที่มีผิวขรุขระ สมการความหนาฟิล์มที่พิจารณาการเสียรูปของผิวสัมผัส สมการความสัมผัสของความหนืดกับความดัน สมการความสัมผัสของความหนาแน่นกับความดัน โดยทำการศึกษการ

กระจายของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น การกระจายตัวของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทำการเปลี่ยนแปลง ความเร็วของผิวสัมผัส ภาวะที่ผิวสัมผัสได้รับ ขนาดของทรงกระบอกและความหยาบของผิวสัมผัส โดยทำการศึกษาเปรียบเทียบระหว่างสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลแบบนิวโตเนียน กับสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนอนนิวโตเนียน และกรณีผิวสัมผัสเป็นผิวเรียบกับผิวสัมผัสเป็นผิวหยาบ

2. ทฤษฎี

การจำลองผลพฤติกรรมกรรมการหล่อลื่น แบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน ที่เป็นไปตามแบบจำลองของคาร์โอ ความสัมพันธ์ระหว่างความเครียดเฉือนกับความหนืดจะเป็นไปตามสมการ

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

เมื่อ $I = \text{second invariant of strain rate}$, $I = \left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2$

2.1 สมการเรย์โนลด์

โดยการใช้เทคนิคการแก้ปัญหาด้วยวิธีการ Perturbation Method ได้สมการเรย์โนลด์ สำหรับการสัมผัสเป็นเส้น ในรูปแบบไร้มิติ

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

เมื่อ

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

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

$$\bar{\mu}_U^* = \bar{\mu}_P \left(\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S^* - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*} \right) \right) \quad (5)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

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

2.2 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการความหนาฟิล์มแบบไร้มิติ จะขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของผิวสัมผัสและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของของผิวสัมผัส

$$H_i = H_0 + \frac{X_i^2}{2} + \bar{\lambda}_{S1,i} + \bar{\lambda}_{S2,i} + \bar{\delta}_i \quad (6)$$

เมื่อ

$$\bar{\delta}_i = -\frac{\Delta X}{2\pi} \sum_{j=0}^N P_j \ln \left(\left| \frac{X_{i+1} + X_i}{2} - X_j \right| \left| \frac{X_i + X_{i-1}}{2} - X_j \right| \right) \quad (7)$$

2.3 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นจะขึ้นอยู่กับความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ในรูปแบบไร้มิติ [1] จะได้ว่า

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \quad (8)$$

2.4 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นจะขึ้นอยู่กับความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ในรูปแบบไร้มิติ [2] จะได้ว่า

$$\bar{\mu}_P = \exp \left((\ln \mu_0 + 9.67) \left(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{Z_i} \right) \right) \quad (9)$$

และความหนืดของสารหล่อลื่นที่ขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่น ในรูปแบบไร้มิติ จะได้ว่า

$$\bar{\mu}_S^* = \frac{\mu_\infty}{\mu_0} + \left(1 - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^* \right)^{\frac{n-1}{2}} \quad (10)$$

2.5 สมการสมดุลแรง

ภาวะแบบไร้มิติ ที่ทรงกระบอกกับแผ่นเรียบได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P dX = \frac{\pi}{2} \quad (11)$$

2.6 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างทรงกระบอกกับแผ่นเรียบ ในรูปแบบไร้มิติ

$$f_w = \left(\frac{\mu_0 \bar{\mu} R_x}{w_z b} \right) \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\mu}}{H} \right) \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial Z} \Big|_{Z=0} \right) dX \quad (12)$$

3. ผลการคำนวณ

งานวิจัยนี้ เป็นการศึกษาพฤติกรรมกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว ซึ่งคุณสมบัติของทรงกระบอกและแผ่นเรียบและสารหล่อแสดงตาม ตารางที่ 1 และตารางที่ 2

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของวัสดุ

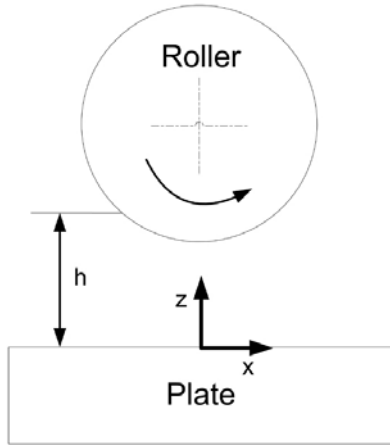
คุณสมบัติของวัสดุ	ทรงกระบอก	แผ่นเรียบ
Modulus of Elasticity, GPa	200	200
Density, kg/m ³	7750	7750
Poison ratio	0.30	0.30
Specific Heat, J/(kg-K)	460	460
Thermal Conductivity, W/(m-K)	24.9	24.9

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น [13]

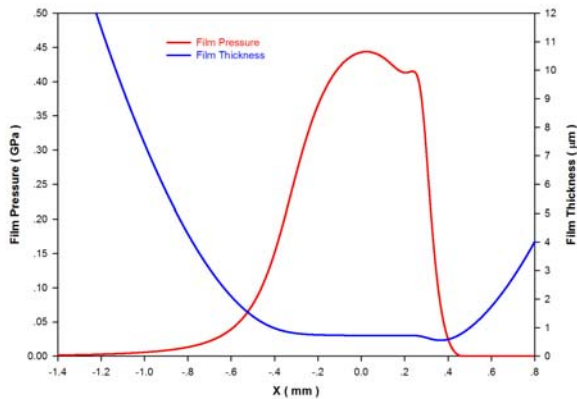
คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	PAO 100
Inlet density, kg/m ³	834.00
Low shear strain rate viscosity, Pa-s	0.0698
High shear strain rate viscosity, Pa-s	0.0000
Time relaxation, s	4.657 x 10 ⁻⁷
Flow index	0.625
Viscosity-Pressure index	0.3917

ผลการจำลองการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่มีการสัมผัสแบบเส้น เมื่อลักษณะของทรงกระบอกและแผ่นเรียบรวมทั้งพิกัดที่ใช้ในการจำลองผลแสดงตามรูปที่ 1

การจำลองผลด้วยสารหล่อลื่น PAO-100 เมื่อไม่คิดผลจากความหยาบของผิวสัมผัส แผ่นเรียบไม่มีการเคลื่อนที่ ทรงกระบอกหมุนด้วยความเร็ว 3.0 m/s รับภาระที่ได้รับ 300,000 N/m ได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 2



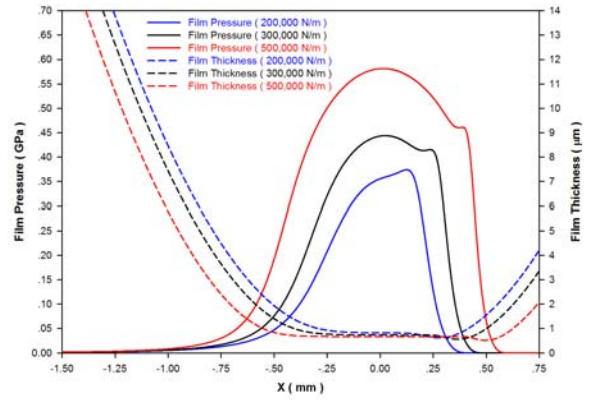
รูปที่ 1 แสดงลักษณะของทรงกระบอก แผ่นเรียบ และพิกัดที่ใช้ในการจำลองผล



รูปที่ 2 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

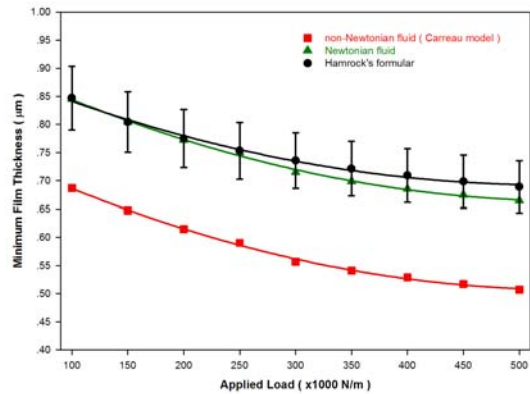
พบว่าที่บริเวณใกล้ทางออกของช่วงการสัมผัส จะพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันมีค่าลดลงแล้วเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ก่อนที่จะมีค่าลดลงซึ่งเรียกว่า Pressure Spike

เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำต่อทรงกระบอกและแผ่นเรียบต่างๆ ผิวสัมผัสของทรงกระบอกหมุนด้วยความเร็ว 3.0 m/s ในกรณีไม่คิดผลจากความหยาบของผิวสัมผัส จะได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 3



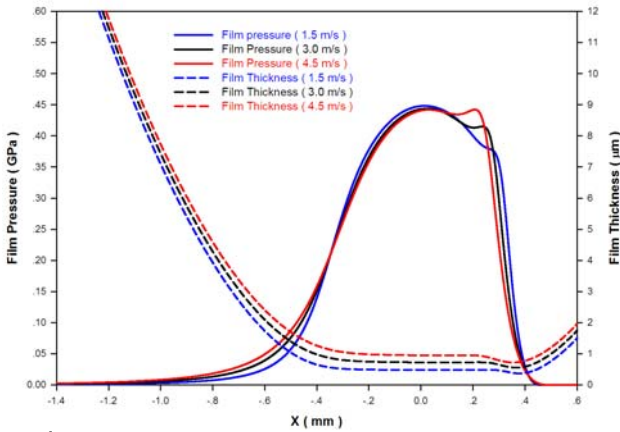
รูปที่ 3 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวสัมผัสรับภาระต่างๆ

ความหนาฟิล์มน้อยสุด ในกรณีที่สารหล่อลื่นเป็น ของไหลนิวโตเนียนกับสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนอนนิวโตเนียน ไม่คิดผลจากความหยาบของผิวสัมผัส พบว่าเมื่อภาระที่ผิวสัมผัสได้รับเพิ่มขึ้นความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลง ความหนาฟิล์มน้อยสุดกรณีสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนจะมีค่าน้อยกว่า เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน ซึ่งเป็นผลมาจากความเครียดเฉือนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่ผิวสัมผัสได้รับเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความหนืดของสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนอนนิวโตเนียนลดลง แสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 4 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเมื่อผิวสัมผัสรับภาระต่างๆ

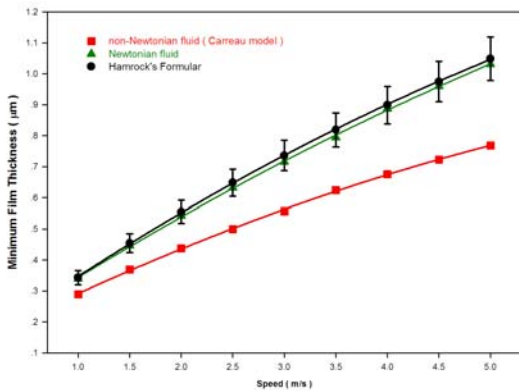
เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอกต่างๆ ที่ภาระทรงกระบอกกับแผ่นเรียบ 300,000 N/m ในกรณีไม่คิดผลจากความหยาบของผิวสัมผัส จะได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ความเร็วของผิวสัมผัสต่างๆ

ความหนาฟิล์มน้อยสุดในกรณีนี้ที่สารหล่อลื่นเป็น ของไหลนิวโตเนียนกับสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนอนนิวโตเนียน พบว่าเมื่อความเร็วของผิวสัมผัสเพิ่มขึ้นความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มน้อยสุดกรณีสารหล่อลื่น เป็นของไหลนอนนิวโตเนียนจะมีค่าเพิ่มขึ้นในอัตราที่ลดลงกว่าเมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนิวโตเนียน เป็นผลมาจากความ เกรียดเฉือนมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ความหนืดของสารหล่อลื่นลดลง แสดงดังรูปที่ 6

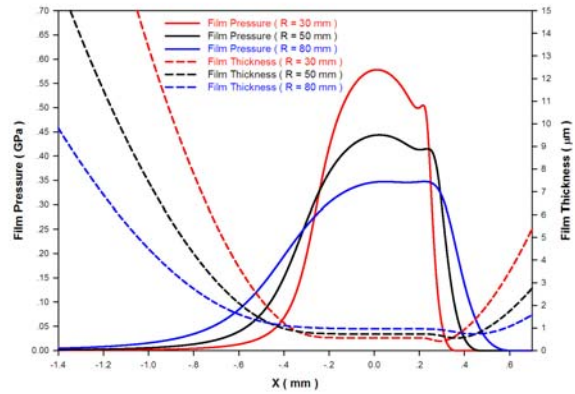
เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของทรงกระบอกต่างๆ ที่ภาวะทรงกระบอกกับแผ่นเรียบ 300,000 N/m และความเร็วยของทรงกระบอก 3.0 m/s ในกรณีไม่คิดผลจากความหยาบของผิวสัมผัส จะได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 7 ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดของทรงกระบอกมีขนาดเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 8



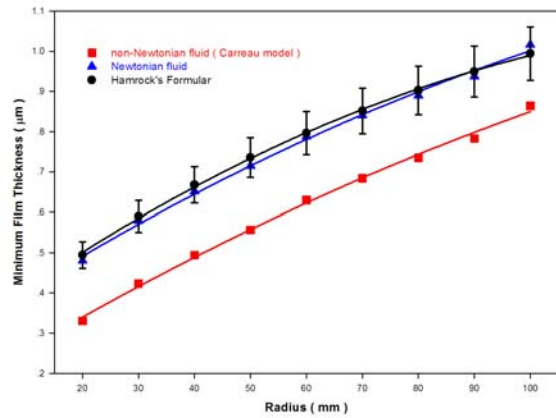
รูปที่ 6 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ความเร็วของผิวสัมผัสต่างๆ

เมื่อคิดผลจากความหยาบของแผ่นเรียบที่ 0.2 µm โดยที่ของแผ่นเรียบไม่มีการเคลื่อนที่และทรงกระบอกหมุนด้วยความเร็ว 3.0 m/s

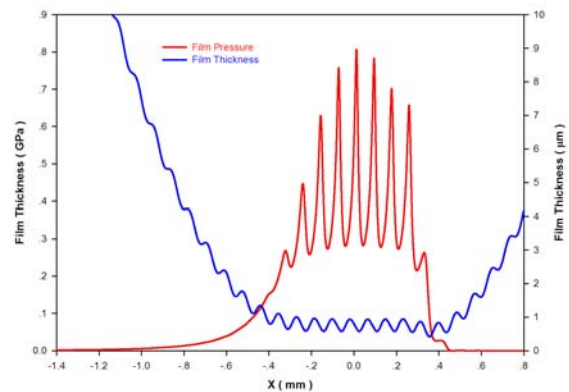
รับภาระที่ 300,000 N/m ได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 9



รูปที่ 7 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ขนาดของทรงกระบอกต่างๆ



รูปที่ 8 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ขนาดของทรงกระบอกต่างๆ



รูปที่ 9 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อคิดความหยาบผิวสัมผัส

เมื่อเปลี่ยนแปลงความหยาบผิวของแผ่นเรียบต่างๆ ที่ภาระทรงกระบอกกับแผ่นเรียบ 300,000 N/m และความเร็วของทรงกระบอก 3.0 m/s ได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 10 พบว่าเมื่อความหยาบของผิวมีค่าเพิ่มขึ้นความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

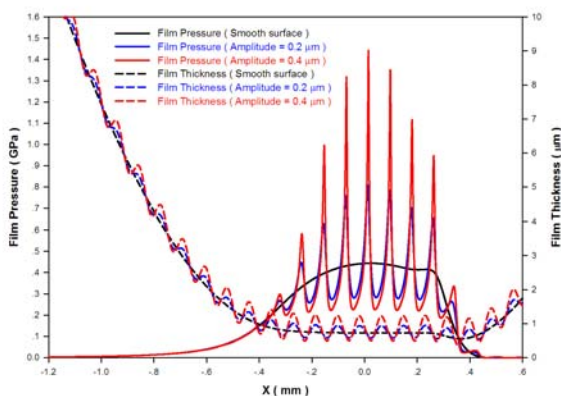
ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลง แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความหยาบผิวของแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 11

เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำต่อทรงกระบอกและแผ่นเรียบต่างๆ ผิวสัมผัสของทรงกระบอกหมุนด้วยความเร็ว 3.0 m/s ในกรณีความหยาบของแผ่นเรียบที่ 0.2 μm จะได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 12 พบว่าเมื่อภาระที่กระทำต่อทรงกระบอกและแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลง แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อภาระที่กระทำต่อทรงกระบอกและแผ่นเรียบมีค่าเพิ่มขึ้น โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในกรณีคิดความหยาบผิวจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว แสดงดังรูปที่ 13

เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอกต่างๆ ทรงกระบอกและแผ่นเรียบรับภาระ 300,000 N/m กรณีความหยาบของแผ่นเรียบที่ 0.2 μm จะได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นแสดงดังรูปที่ 14 พบว่าเมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัสและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น

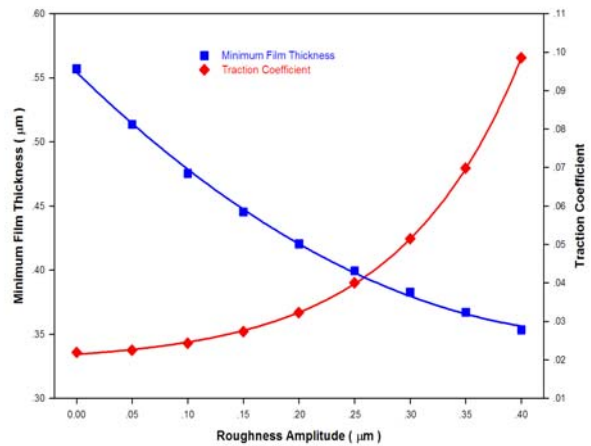
ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในกรณีผิวสัมผัสเป็นผิวหยาบมีค่าลดลง แต่กรณีผิวสัมผัสเป็นผิวเรียบ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง แสดงดังรูปที่ 15



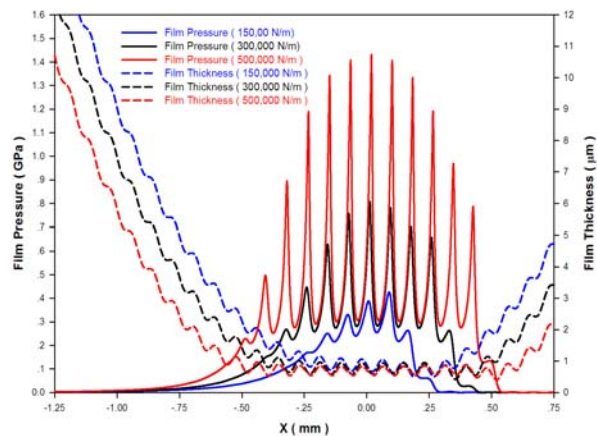
รูปที่ 10 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ความหยาบผิวของแผ่นเรียบต่างๆ

เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของทรงกระบอกต่างๆ ทรงกระบอกและแผ่นเรียบรับภาระ 300,000 N/m โดยที่ของแผ่นเรียบไม่มีการเคลื่อนที่และทรงกระบอกหมุนด้วยความเร็ว 3.0 m/s กรณีความหยาบของแผ่น

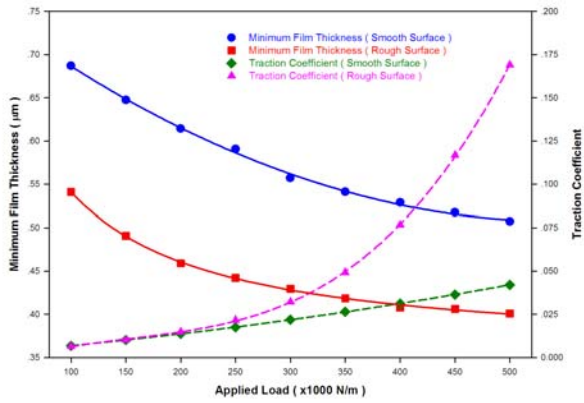
เรียบที่ 0.2 μm จะได้การกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นแสดงดังรูปที่ 16 พบว่าเมื่อขนาดของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัสมีค่าลดลงแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง ในกรณีผิวสัมผัสเป็นผิวหยาบสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อขนาดทรงกระบอกเพิ่มขึ้น จากนั้นมีค่าใกล้เคียงกับกรณีผิวเรียบ แสดงดังรูปที่ 17



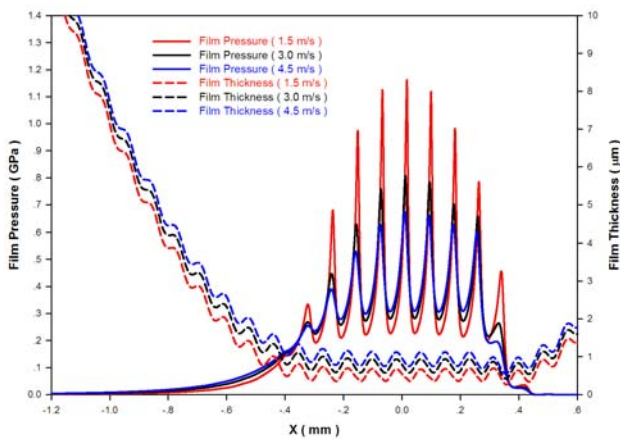
รูปที่ 11 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ความหยาบผิวของแผ่นเรียบต่างๆ



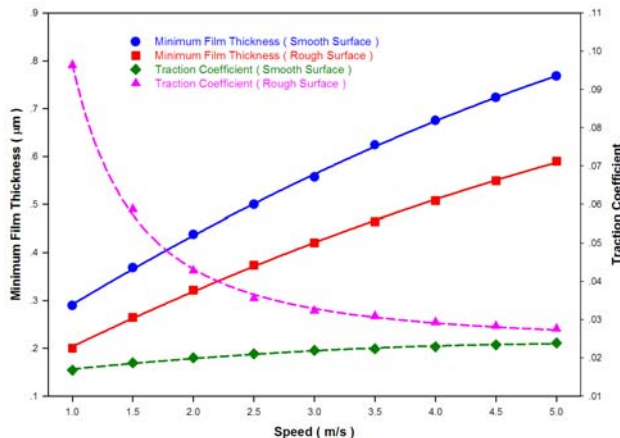
รูปที่ 12 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ภาระต่างๆ กรณีผิวหยาบ



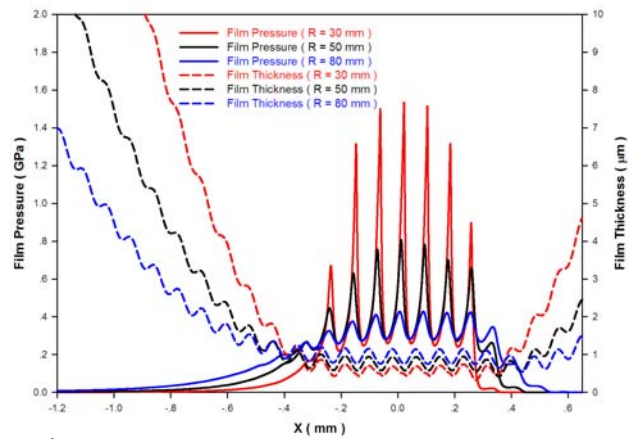
รูปที่ 13 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ภาวะต่างๆ กรณีผิวเรียบกับผิวหยาบ



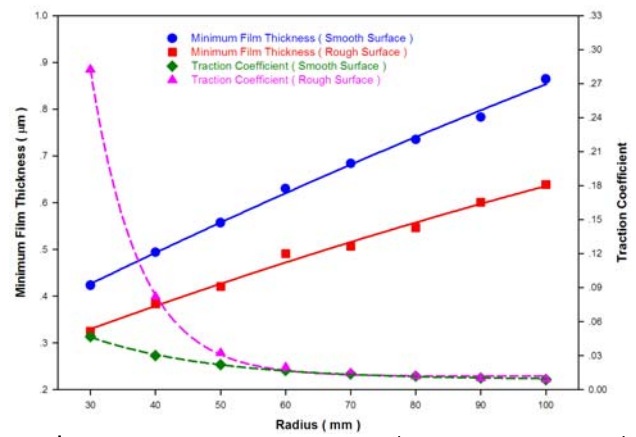
รูปที่ 14 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ความเร็วต่างๆ กรณีผิวหยาบ



รูปที่ 15 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ความเร็วต่างๆ กรณีผิวเรียบกับผิวหยาบ



รูปที่ 16 แสดงการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ทรงกระบอกขนาดต่างๆ กรณีผิวหยาบ



รูปที่ 17 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ทรงกระบอกขนาดต่างๆ กรณีผิวเรียบกับผิวหยาบ

4. สรุป

จากการจำลองผล พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน ที่เป็นไปตามแบบจำลองความหนืดของคาร์ไอ สรุปผลได้ดังต่อไปนี้

4.1 ความหยาบของผิวสัมผัสส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมาก เมื่อความหยาบของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น การเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลง

4.2 เมื่อภาวะที่ผิวสัมผัสได้รับเพิ่มขึ้น การเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

4.3 เมื่อความเร็วของผิวสัมผัสเพิ่มขึ้น การเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น และความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น มีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง

4.4 เมื่อขนาดของทรงกระบอกเพิ่มขึ้น การเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น

สัญลักษณ์ที่ใช้ในบทความ

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

E_1 Young Modulus of Plate, Pa

E_2 Young Modulus of cylinder, Pa

E' Equivalent modulus of elasticity, Pa,

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

h lubricant film thickness, m

H dimensionless film thickness, $H = \left(\frac{b^2}{R_x} \right)$

\bar{I}^* dimensionless second invariant of strain rate, $\bar{I}^* = \left(\frac{S_x}{H} \right)^2$

K_{SH} dimensionless parameter, $K_{SH} = \left(\frac{\bar{u}R_x}{b^2} \right)^2$

n power law index

p film pressure, Pa

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

P dimensionless pressure, $P = \frac{p}{P_H}$

r_1 รัศมีของแผ่นเรียบ, m

r_2 รัศมีของทรงกระบอก, m

R_x radii of curvature , m , $\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_x} + \frac{1}{r_y}$

S_x slip ratio, $S_x = \frac{u_2 - u_1}{V}$

t เวลา, s

t^* dimensionless time, $t^* = \frac{t}{\left(\frac{b}{\bar{u}} \right)}$

u_1 ความเร็วผิวสัมผัสของแผ่นเรียบ, m/s

u_2 ความเร็วผิวสัมผัสของทรงกระบอก, m/s

\bar{u} ความเร็วเฉลี่ยของผิวสัมผัส, m/s, $\bar{u} = \frac{u_2 + u_1}{2}$

w'_z Applied load, N

W' Dimensionless load, $W' = \frac{w'}{E'R_x}$

x coordinate, m

X dimensionless coordinates, $X = \frac{x}{b}$

z_M ความหนาสูงสุดของผิวสัมผัส, m

λ time relaxation, s

λ_{s1} ความหนาของผิวสัมผัสของแผ่นเรียบ, m,

$$\lambda_{s1} = z_M \sin \left(\left(\frac{2\pi}{\lambda_{w1}} \right) x \right)$$

λ_{s2} ความหนาของผิวสัมผัสของทรงกระบอก, m,

$$\lambda_{s2} = z_M \sin \left(\left(\frac{2\pi}{\lambda_{w2}} \right) x \right)$$

λ_{w1} Amplitude wave length ของผิวสัมผัสของแผ่นเรียบ, m

λ_{w2} Amplitude wave length ของผิวสัมผัสของทรงกระบอก, m

$\bar{\lambda}_{s1}$ ความหนาของผิวสัมผัสของทรงกระบอกแบบไร้มิติ,

$$\bar{\lambda}_{s1} = \frac{\lambda_{s1}}{\left(\frac{b^2}{R_x} \right)}$$

$\bar{\lambda}_{s2}$ ความหนาของผิวสัมผัสของแผ่นเรียบแบบไร้มิติ,

$$\bar{\lambda}_{s2} = \frac{\lambda_{s2}}{\left(\frac{b^2}{R_x} \right)}$$

ρ lubricant density, kg/m³

ρ_0 lubricant density at ambient pressure, kg/m³

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

μ_0 viscosity at low shear strain rate, Pa-s

μ_∞ viscosity at high shear strain rate, Pa-s

ν_1 Poisson ratio of Plate

ν_2 Poisson ratio of cylinder

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก สำนักวิจัยการสื่อสารและเทคโนโลยีสารสนเทศ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารอ้างอิง

1. Dowson, D. , Higginson, G.R. , 1966 , Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication. , Pergamon , Oxford
2. Roelands, C.J.A. , 1969 , Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils. , Druk , V.R.B. , Groingen , Netherland
3. Christopher E. Goodyer , Roger Fairlie , Martin Berzins , Laurence E. Scales , 2001 , Adaptive Mesh Methods for Elastohydrodynamic Lubrication , ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conference 2001 , Swansea, Wales, UK

4. M. Kaneta , T. Shigeta and P. Yang , 2005 , Effects of Compressive Heating on Traction Force and Film Thickness in Point EHL Contacts , Journal of Tribology , APRIL 2005, Vol. 127 , page 435-442
5. A. D. Chapkov, C. H. Venner , A. A. Lubrecht , 2006 , Roughness Amplitude Reduction Under Non-Newtonian EHD Lubrication Conditions , Journal of Tribology , OCTOBER 2006 , Vol. 128 , page 753-760
6. I. K. Dien , H. G. Elrod , 1983 , A Generalized Steady-State Reynolds Equation for Non Newtonian Fluids , With Application to Journal Bearings , Journal of Lubrication Technology , JULY 1983, Vol. 105 , page 473-481
7. Jiaxin Zhao , Farshid Sadeghi , 2003 , Analysis of EHL Circular Contact Shut Down , Journal of Tribology , JANUARY 2003, Vol. 125 , page 385-390
8. S. H. Wang , H. H. Zhang , 1987 , Combined Effects of Thermal and Non-Newtonian Character of Lubricant on Pressure, Film Profile, Temperature Rise, and shear Stress in EHL , Journal of Tribology , October 1987, Vol. 109 , page 666-670
9. Scott Bair , Farrukh Qureshi , 2003 , The Generalized Newtonian Fluid Model and Elastohydrodynamic Film Thickness , Journal of Tribology , January 2003, Vol. 125 , page 70-75
10. S. Bair , Shear thinning correction for rolling/sliding elastohydrodynamic film thickness , 2004 , Journal of Engineering Tribology , November 2004 , Vol. 219 , page 69-74
11. Scott Bair , 2004 , A Rough Shear-Thinning Correction for EHD Film Thickness , Tribology Transaction , Vol. 47 , page 361-365
12. Scott Bair , 2005 , A Reynolds-Ellis equation for line contact with shear-thinning , Tribology International , April 2005 , Vol. 39 , page 310-316
13. S. Bair , F. Qureshi , 2003 , The high pressure rheology of polymer-oil solutions , Tribology International , Vol. 36 , page 637-645
14. Bernard J. Hamrock , 1994 , Fundamental of fluid film lubrication , McGraw-Hill , Singapore
15. Alan W. Bush , 1992 , Perturbation methods for engineers and scientists , CRC Press, Inc. , US.