

ผลของความหยาบผิวต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมออสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบเส้นในสภาวะคงตัว ด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียน

The Effect of Surface Roughness to Performance Characteristic of Thermoelastohydrodynamic Lubrication in Line Contact with Newtonian Lubricant

สุนทรี รัตภาสกร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยกรุงเทพ ปทุมธานี 12120

ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว**

ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ กรุงเทพฯ 10800

**อีเมลล์: khanitthaw@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอผลกระทบจากความหยาบของผิวสัมผัสที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมออสโตไฮโดรไดนามิกของทรงกระบอกที่มีการสัมผัสเป็นเส้นด้วยสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนิวโตเนียนในสภาวะคงตัว ด้วยการจำลองผลทางคณิตศาสตร์เชิงตัวเลขร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด เพื่อแก้สมการเรย์โนลด์ สมการการเปลี่ยนแปลงรูปร่างและสมการพลังงาน เพื่อหาการกระจายของความดัน อุณหภูมิ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานศึกษาในกรณีที่เปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำ ความเร็ว และความหยาบผิวของทรงกระบอก พบว่าความหยาบของผิวทรงกระบอกมีผลทำให้ความดันฟิล์มและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงอย่างรุนแรง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงแต่ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำ ความหยาบผิวของทรงกระบอกเพิ่มขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วของทรงกระบอกเป็นผลให้ อุณหภูมิ ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น

คำสำคัญ: การหล่อลื่นแบบเทอร์โมออสโตไฮโดรไดนามิก, ของไหลนิวโตเนียน, การสัมผัสเป็นเส้น, สมการเรย์โนลด์, สมการพลังงาน, ความหยาบผิว

Abstract

This paper investigates the effect of surface roughness on a steady state of thermoelastohydrodynamic lubrication of parallel cylinders in line contact with Newtonian lubricant. The simultaneous system of Reynolds equation, elastic equation and energy equation was solved using Newton-Raphson method and multigrid method for compressible fluid. Film pressure, film thickness, film temperature profiles and friction coefficient were determined in the contact region at various loads, speeds and surface roughness. The simulation results that a roughness amplitude has a significant effect on the film pressure and film temperature in the contact region. When increasing load and amplitude of surface roughness, film thickness and friction coefficient decrease but film pressure and film temperature increase. Film pressure, film temperature and friction coefficient decrease but film thickness increase when the speed is increased.

Keywords : Thermoelastohydrodynamic lubrication, Newtonian fluid, Line contact, Reynold equation, Energy equation, Surface Roughness.

1. บทนำ

การหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง เช่นการหล่อลื่นในโรลเลอร์แบร์ริง เป็นต้น ลักษณะของผิวชิ้นงานที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของชิ้นงานจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมออสโตไฮโดรไดนามิกเนื่องจากความหยาบของผิวสัมผัสกับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่แยกผิวสัมผัสออกจากกันมีค่าใกล้เคียงกัน แต่

การศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมออสโตไฮโดรไดนามิกเมื่อคิดผลจากความหยาบของผิวชิ้นงานมีความซับซ้อนและยุ่งยากมาก Dowson and Higginson[1] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบออสโตไฮโดรไดนามิกใน Roller Bearing และ Gear ที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขพบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก Hook[2] ศึกษาพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะขึ้นอยู่กับชนิดของสารหล่อลื่นและประเภทของวัสดุโดยที่วัสดุที่มีค่าออสโตติกสูงจะมีความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

ไม่ว่าการฉีกใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้อยกว่าวัสดุที่มีค่าอิลาสติกน้อย Kaneta[3] ศึกษาผลกระทบจากค่าการนำความร้อนของวัสดุมีผลต่ออุณหภูมิและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นค่าการนำความร้อนของวัสดุที่เพิ่มขึ้นทำให้อุณหภูมิสารหล่อลื่นมีค่าลดลง Venner[4],[5] ได้ศึกษาถึงผลของความหยาบของผิวสัมผัสที่มีต่อพฤติกรรมของสารหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีการสัมผัสเป็นเส้นเมื่อไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่นพบว่าความหยาบของผิวสัมผัสมีผลกระทบต่อพฤติกรรมของสารหล่อลื่นอย่างรุนแรง Guangteng [6] ทำการทดลองวัดค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของชิ้นงานเป็นผิวหยาบเปรียบเทียบกับผลจากทางทฤษฎีพบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกัน แต่การศึกษาพฤติกรรมของสารหล่อลื่นแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบเส้นที่ของไหลมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียนเมื่อพิจารณาผลจากความหยาบของผิวชิ้นงาน มีความสลับซับซ้อนมาก ดังนั้นสมการจึงมีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงทำให้การคำนวณมีความยุ่งยากและใช้เวลาในการคำนวณนาน Christopher[7] นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ

บทความนี้ได้นำเสนอพฤติกรรมของสารหล่อลื่นแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิกในสถานะคงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลชนิดนิวโตเนียนเมื่อคิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขแบบผลต่างสืบเนื่องร่วมวิธีมัลติกริด โดยพิจารณาผลจากความหยาบของผิวชิ้นงาน เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระ ความเร็ว และความหยาบของผิว ของทรงกระบอก

2. ทฤษฎีการหล่อลื่น

2.1 สมการเรย์โนลด์

การจำลองผลพฤติกรรมของสารหล่อลื่นแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีการสัมผัสเป็นเส้นด้วยสารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนิวโตเนียนในสถานะคงตัว สมการเรย์โนลด์แบบไร้มิติ ในสถานะคงตัว

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) \tag{1}$$

$$\text{เมื่อ } \varepsilon = \frac{\bar{\rho} H^3}{\eta}, \quad \Lambda = \frac{\bar{\mu} \mu_0 R_x^2}{b^3 P_H} \tag{2}$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{IN}) = 0, \quad P(X_{OUT}) = (\partial P / \partial X)_{X=X_{OUT}} = 0$$

2.2 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการความหนาฟิล์มแบบไร้มิติขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของผิวสัมผัส ความหยาบของผิวสัมผัสและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของผิวสัมผัส

$$H_i = H_0 + \frac{X_i^2}{2} + \lambda_{i,1/i,2} + \delta_i \tag{3}$$

เมื่อ

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

ไม่ว่าการฉีกใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\lambda_{i,1/i,2} = Z_{M1/M2} \sin \left(\left(\frac{2\pi}{\lambda_{w,1/w,2}} \right) X_i \right)$$

2.3 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น ขึ้นอยู่กับความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ในรูปแบบไร้มิติ [1] จะได้ว่า

$$\bar{\rho} = \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \right) (1 - \beta T_0 (\bar{\theta} - 1)) \tag{4}$$

2.4 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความดันอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ในรูปแบบไร้มิติ [8]

$$\bar{\mu} = \exp \left\{ \begin{aligned} & (\ln \mu_0 + 9.67) (-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{2.1}) \\ & - \gamma T_0 (\bar{\theta} - 1) \end{aligned} \right\} \tag{5}$$

2.5 สมการสมดุลแรง

ภาระแบบไร้มิติ ที่ทรงกระบอกกับแผ่นเรียบได้รับเท่ากับผลรวมของแรง ที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P dX = \frac{\pi}{2} \tag{6}$$

2.6 สมการพลังงาน

การรับภาระของทรงกระบอก จะส่งผลให้สารหล่อลื่นมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ จากพลังงานความร้อนของการอัดตัวของสารหล่อลื่นและความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในฟิล์มของสารหล่อลื่น สมการพลังงานในรูปแบบไร้มิติเมื่อการสัมผัสเป็นแบบสัมผัสเชิงเส้น

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} = K_{T1} \left(\frac{\bar{\rho} H^2}{k_p} \right) \left(\bar{\mu} \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) - K_{T2} \left(\frac{\bar{\mu}}{k_p} \right) \left[\frac{\partial \bar{\mu}}{\partial Z} \right]^2 - K_{T3} \left(\frac{\theta H^2}{k_p} \right) \left(\bar{\mu} \frac{\partial P}{\partial X} \right) \tag{7}$$

$$\text{เมื่อ } K_{T1} = \frac{\bar{\mu} \rho_0 C_p b^3}{k_0 R_x^2}, \quad K_{T2} = \frac{\mu_0 \bar{\mu}^2}{k_0 T_0}, \quad K_{T3} = \frac{\beta \bar{\mu}^3 P_H}{k_0 R_x^2}$$

$$\bar{k}_p = 1 + \frac{1.73 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 6.91 \times 10^{-10} P_H P}, \quad [9]$$

โดยมีเงื่อนไขขอบสำหรับสมการพลังงาน [10]

$$\bar{\theta}_{S1/S2} = 1 + D_{1/2} \int_{X_{IN}}^{X_i} \left(\frac{\bar{k}_p}{H} \right) \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right)_{Z=0/1} \frac{dX'}{\sqrt{X_i - X'}} \tag{9}$$

$$D_{1/2} = \frac{k_0 R_x}{\sqrt{\pi \bar{\mu} \rho_{1/2} C_{p,1/2} k_{1/2} b^3 (1 \pm S_x / 2)}}, \quad \theta(X=0) = 1$$

2.7 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สมการสัมประสิทธิ์ความเสียดทานคืออัตราของผลรวมของแรงเฉือนที่ผิวตลอดทั้งพื้นที่ต่อภาระที่กระทำในรูปแบบไร้มิติจะได้ว่า

$$f_w = \left(\frac{\mu_0 \bar{\mu} R_x}{w' b} \right) \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\mu}}{H} \right) \left(\frac{\partial \bar{\mu}}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX \tag{10}$$

3. ผลการคำนวณ

บทความนี้เป็นการศึกษาผลของความหยาบผิวที่มีต่อพฤติกรรมของสารหล่อลื่นแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิก

มิก เมื่อคิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่นในสภาวะคงตัว คุณสมบัติของทรงกระบอกและสารหล่อลื่นแสดงตาม ตารางที่ 1 และตารางที่ 2

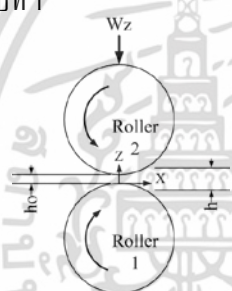
ตารางที่ 1 คุณสมบัติของวัสดุทรงกระบอก

คุณสมบัติของวัสดุ	UNS C71000
Elasticity Modulus, GPa	138
Density, kg/m ³	8,940
Poisson ratio	0.335
Specific Heat, J/(kg-K)	376
Thermal conductivity, W/(m-K)	36.3

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

ชนิดของสารหล่อลื่น	SAE-90
Inlet density, kg/m ³	892.80
Inlet viscosity, Pa-s	0.1946
Viscosity-Pressure index	0.3917

ลักษณะของทรงกระบอกและพิกัดที่ใช้ ในการจำลองผลแสดงตามรูปที่ 1

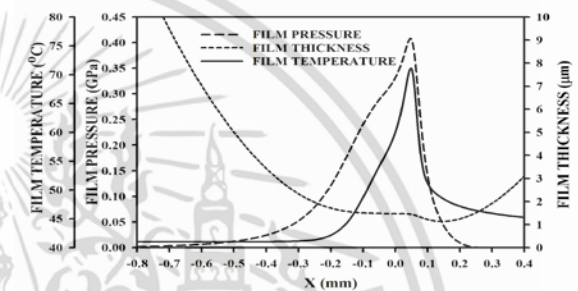


รูปที่ 1 แสดงลักษณะของทรงกระบอกและพิกัดที่ใช้ในการจำลองผล

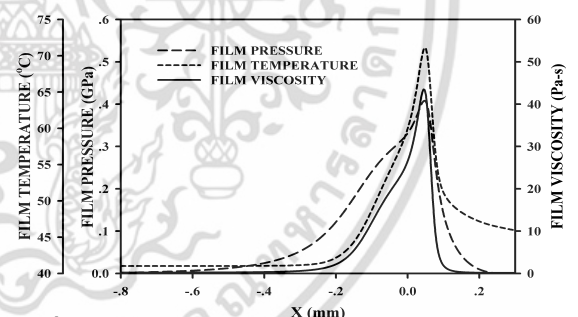
การจำลองผลด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ทรงกระบอกตัวที่ 1 และ 2 หมุนด้วยความเร็ว 0.50 และ 1.50 m/s ตามลำดับ รับภาระ 100,000 N/m เมื่อไม่คิดผลจากความหยาบผิวที่มีต่อพฤติกรรมสารหล่อลื่น พบว่าความดันอุณหภูมิ และความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นตามทิศทางการไหล โดยมีค่าสูงสุดอยู่ที่บริเวณกึ่งกลางของการสัมผัสจากนั้นจึงมีค่าลดลงอย่างรวดเร็ว อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงอย่างรวดเร็วกว่าความหนืดของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 2 และ รูปที่ 3

เมื่อพิจารณาผลจากความหยาบผิวที่มีต่อพฤติกรรมสารหล่อลื่น ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ทรงกระบอกตัวที่ 1 และ 2 หมุนด้วยความเร็ว 0.50 และ 1.50 m/s ตามลำดับ รับภาระ 100,000 N/m ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบ 0.15 micron พบว่าความหยาบของผิวทรงกระบอกส่งผลให้ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีการกวัดแกว่งอย่างรุนแรงตามลักษณะของความหยาบของผิวทรงกระบอก เป็นผลให้ในกรณีคิดความหยาบผิวอุณหภูมิและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความ

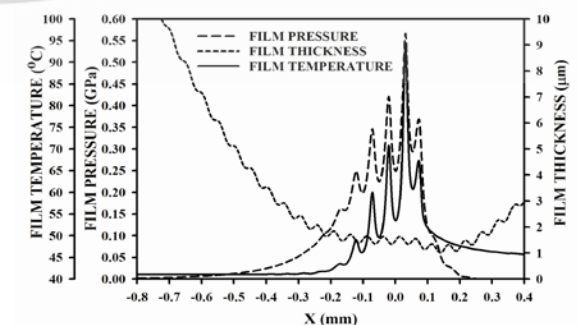
หนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เป็นผลเนื่องจากความหยาบของผิวทรงกระบอกทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีการเปลี่ยนแปลงตามลักษณะของความหยาบผิวอย่างรุนแรง เป็นผลให้อัตราการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนและการอัดตัวของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น เป็นผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นยังทำให้ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงเป็นผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง อัตราการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนจึงมีค่ามากขึ้นกว่าเดิม ทำให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและเกิดการเปลี่ยนแปลงอย่างรุนแรง แสดงดังรูปที่ 4 รูปที่ 5 และรูปที่ 6



รูปที่ 2 แสดงการกระจายของความดัน ความหนาฟิล์มและอุณหภูมิ ของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกมีผิวเรียบ



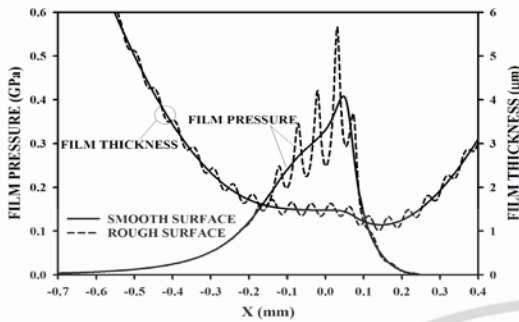
รูปที่ 3 แสดงการกระจายของความดัน ความหนาฟิล์มและ ความหนืด ของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกมีผิวเรียบ



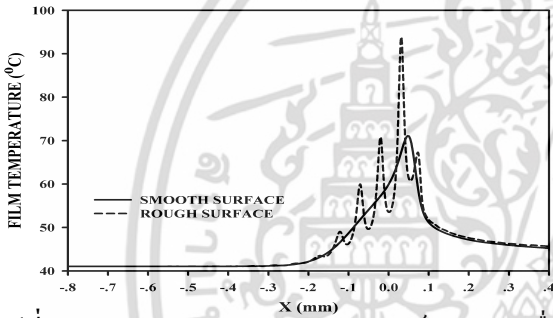
รูปที่ 4 แสดงการกระจายของความดัน ความหนาฟิล์มและอุณหภูมิ ของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อคิดความหยาบของทรงกระบอก

ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อความหยาบของผิวทรงกระบอกเพิ่มขึ้นพบว่า ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และมีการกวัดแกว่งอย่างรุนแรงเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แสดงดังรูปที่ 7 และรูปที่ 8

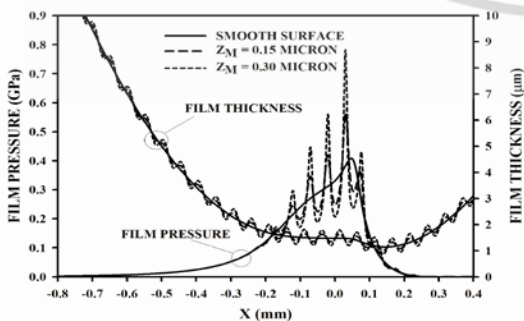


รูปที่ 5 แสดงการกระจายของความดันและความหนาฟิล์มของฟิล์มสารหล่อลื่นเปรียบเทียบกรณีทรงกระบอกเป็นผิวเรียบกับผิวของทรงกระบอกมีความหยาบ



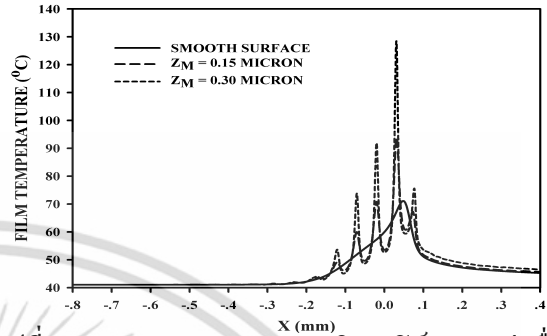
รูปที่ 6 แสดงการกระจายอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเปรียบเทียบกรณีทรงกระบอกเป็นผิวเรียบกับผิวของทรงกระบอกมีความหยาบ

เมื่อความหยาบของผิวทรงกระบอกที่เพิ่มขึ้น อัตราการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนและการอัดตัวของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เป็นผลให้ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงแสดงดังรูปที่ 9

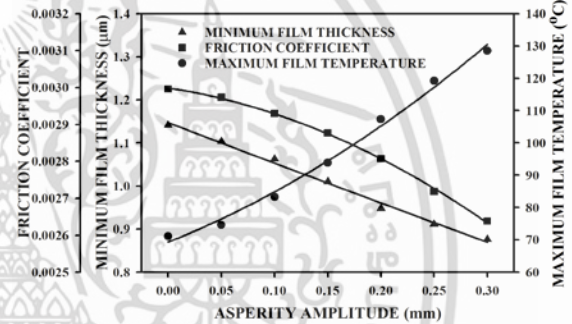


รูปที่ 7 แสดงการกระจายความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวต่างๆ

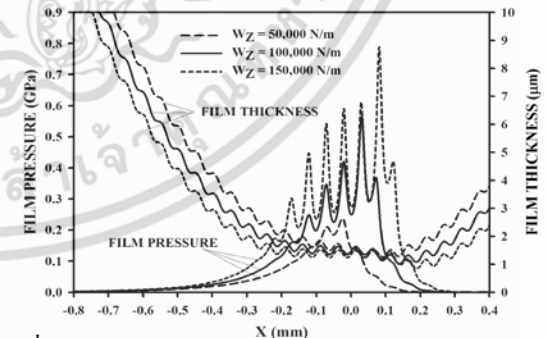
เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้นพบว่าความดันฟิล์มและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่ากวัดแกว่งเพิ่มขึ้นตามภาระที่ทรงกระบอกได้รับ อุณหภูมิและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 9 และรูปที่ 10



รูปที่ 8 แสดงการกระจายอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวต่างๆ



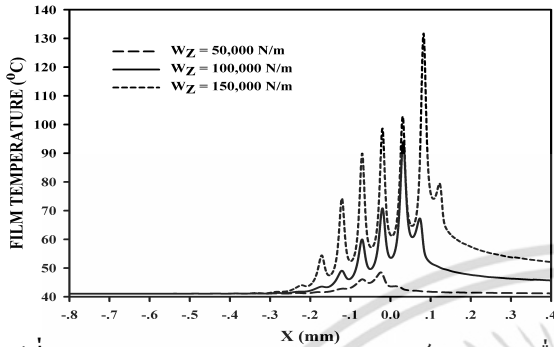
รูปที่ 9 แสดงอุณหภูมิสูงสุด ความหนาฟิล์มน้อยสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเมื่อผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวต่างๆ



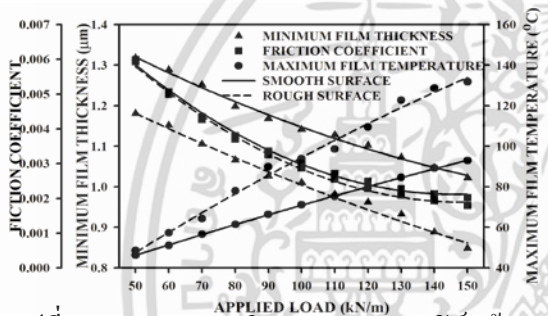
รูปที่ 10 แสดงการกระจายความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกมีความหยาบผิวและรับภาระต่างๆ

ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น ทำให้อัตราการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาความหยาบของผิวทรงกระบอกความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลด แต่ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น อัตราการผลิตพลังงานความร้อน

จึงมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นกว่ากรณีที่ผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ ส่งผลให้ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 11



รูปที่ 10 แสดงการกระจายอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกมีความหนาผิวและรับภาระต่างๆ

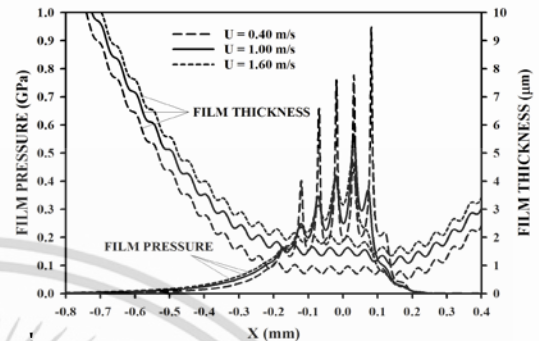


รูปที่ 11 แสดงอุณหภูมิสูงสุด ความหนาฟิล์มน้อยสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและรับภาระต่างๆ

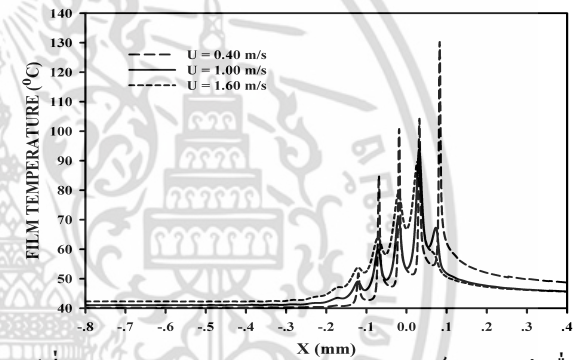
ความเร็วของทรงกระบอกที่เพิ่มขึ้นทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความเร็วของทรงกระบอกที่เพิ่มขึ้นทำให้อัตราการไหลของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ระยะห่างระหว่างทรงกระบอกจึงมีค่าเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นทำให้ผลจากความหยาบของผิวทรงกระบอกที่มีพฤติกรรมกลิ้งลดลง เป็นผลให้การกวัดแกว่งของความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เมื่อความเร็วของทรงกระบอกเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 12 และรูปที่ 13

เมื่อความเร็วของทรงกระบอกเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความหยาบของผิวทรงกระบอกมีผลต่อความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลง การผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนจึงลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่ความเร็วที่เพิ่มขึ้นทำให้ความเครียดเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น เป็นผลให้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ในกรณีไม่คิดผลจากความหยาบผิวของทรงกระบอก ความเร็วที่เพิ่มขึ้นทำให้ความเครียดเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น ทำให้

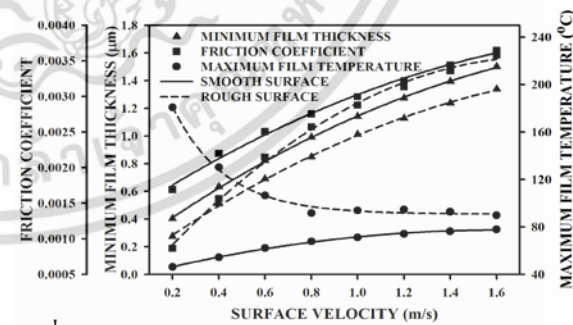
การผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนและแรงเสียดทานของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น เป็นผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วของทรงกระบอกเพิ่มขึ้นความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 14



รูปที่ 12 แสดงการกระจายความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกมีความหนาผิวและมีความเร็วของผิวต่างๆ



รูปที่ 13 แสดงการกระจายอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกมีความหนาผิวและมีความเร็วของผิวต่างๆ



รูปที่ 14 แสดงอุณหภูมิสูงสุด ความหนาฟิล์มน้อยสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเมื่อทรงกระบอกมีความหนาผิวและมีความเร็วของผิวต่างๆ

4. สรุปผล

การจำลองผลพฤติกรรมกลิ้งแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิกด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนิวโตเนียนเมื่อคิดผลจากความหยาบของผิวทรงกระบอก สรุปผลได้ดังต่อไปนี้

4.1 ความหนาของผิวทรงกระบอกมีผลอย่างรุนแรงต่อความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น

4.2 เมื่อความหนาของผิวทรงกระบอกเพิ่มขึ้น ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น การกวัดแกว่งของความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง

4.3 เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น การกวัดแกว่งของความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง

4.4 เมื่อความเร็วของทรงกระบอกเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น การกวัดแกว่งของความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

5. สัญลักษณ์

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

E_1, E_2 Elastic Modulus of Roller, Pa

E' Equivalent modulus of elasticity, Pa,

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

h lubricant film thickness, m

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

k thermal conductivity, $W / (m^2 \cdot K)$

\bar{k}_p dimensionless thermal conductivity

p film pressure, Pa

P dimensionless pressure, $P = p / P_H$

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

r_1, r_2 รัศมีของทรงกระบอก, m

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

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

T film temperature, °C

T_0 inlet film temperature, °C

u_1, u_2 ความเร็วผิวสัมผัสของทรงกระบอก, m/s

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

w'_z Applied load, N

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

x coordinate x-axial, m

X dimensionless coordinates, $X = x / b$

z coordinate z-axial, m

$z_{M1/M2}$ ความหนาผิวของทรงกระบอกตัวที่ 1 และ 2, m

Z dimensionless coordinates, $Z = z / h$

$Z_{M1/M2}$ ความหนาผิวของทรงกระบอกตัวที่ 1 และ 2 แบบไร้มิติ, $Z_{M1/M2} = z_{M1/M2} / (b^2 / R_x)$

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 ambient pressure, Pa-s

ν_1, ν_2 Poisson ratio of cylinder

$\lambda_{M1}, \lambda_{M2}$ Amplitude wave length of cylinder No.1 & 2

θ dimensionless film temperature

θ_s dimensionless surface temperature

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Dowson, D. and Higginson, G.R., "Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication", 1966, Pergamon, Oxford.
- [2] Hooke, C.J., "The Minimum Film Thickness in Line Contacts During Reversal of Entrainment", 1993, Journal of Tribology, vol.115, pp.191-199.
- [3] Kaneta, M. and Yang, P., "Effects of Thermal Conductivity of Contacting Surfaces on Point EHL Contacts", 2003, Journal of Tribology, Vol 125 pp 731-738.
- [4] Venner C.H. and Ten Napal W.E. "Surface Roughness Effects in an EHL Line Contact." Tran. ASME. Journal of Tribology, vol. 114., pp. 616-662., July 1992
- [5] B. Jacod, P.M. Lugt, M.L. Dumont, J.H. Tripp and C.H. Venner, "Amplitude reduction of waviness in elastohydrodynamic lubrication using an Eyring fluid model", 2000, Proc Instn Mech Engrs, Vol 214 Part J, pp 343-350.
- [6] G. Guangteng, P.M. Cann, A.V. Olver, H.A. Spikes. "An experimental study of film thickness between rough surfaces in EHD contacts", 2000, Tribology International, Vol 33 pp 183-189.
- [7] Christopher E. Goodyer, Roger Fairlie, Martin Berzins, Laurence E. Scales, "Adaptive Mesh Methods for Elastohydrodynamic Lubrication", 2001, ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conference, Swansea, Wales, UK.
- [8] Roelands, C.J.A. (1969) Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils., Druk, V.R.B., Groingen, Netherland
- [9] Wang, S., Cusano, C. and Conry, T. F. (1991) Thermal Analysis of Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contacts Using the Ree-Eyring Fluid Model, Journal of Tribology, Vol 113, pp 232-244
- [10] Hua, D.Y. and Khonsari, M. M. (1996) Elastohydrodynamic Lubrication by Powder Slurries, Journal of Tribology, Vol 118, pp 67-73.
- [11] Bernard J. Hamrock (1994) Fundamental of fluid film lubrication, McGraw-Hill, Singapore.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ระบุชื่อเป็นการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้