

การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นเส้นตรง ในโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อน

Thermoelastohydrodynamic Lubrication under Line Contact for the Soft Material Roller

กฤษณะ มีมาก¹ และ มงคล มงคลวงศ์โรจน์²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สำนักวิจัยการสื่อสารและเทคโนโลยีสารสนเทศ

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-mail: krit3000@gmail.com¹, kmmongko@kmitl.ac.th²

Kritsana Memak¹ and Mongkol Mongkolwongrojn²

Department of Mechanical Engineering, ReCCIT, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520

Tel: 0-2326-4197 Fax: 0-2326-4198 E-mail: krit3000@gmail.com¹, kmmongko@kmitl.ac.th²

บทคัดย่อ

การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกเป็นการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง โดยจะพิจารณาผลของอุณหภูมิและการเปลี่ยนรูปแบบยืดหยุ่นของวัสดุ ในบทความนี้ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะกับโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนที่มีการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก โดยทำการศึกษาพฤติกรรมของสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโทเนียนในสภาวะชั่วขณะและได้ใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์และวิธีการของนิวตัน-ราฟสันในการแก้สมการเรย์โนลด์สประยุกต์และสมการพลังงาน โดยได้ทำการเปลี่ยนแปลงภาระและความเร็วรอบในการทำงาน เพื่อศึกษาพฤติกรรมการกระจายของความดัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิ ความหนาแน่นและความหนืดจากการคำนวณเมื่อภาระเพิ่มมากขึ้นจะทำให้ความหนาฟิล์มลดลง ความดันและอุณหภูมิมีค่าสูงขึ้น เมื่อความเร็วรอบในการทำงานเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มและอุณหภูมิจะมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความดันสูงสุดจะมีค่าลดลง

Abstract

Thermoelastohydrodynamic lubrication is defined as thin film lubrication considering the elastic deformation of material under contact stress. This paper presents the theoretical characteristics of steel roller and soft roller in thermoelastohydrodynamic lubrication under line contact with Newtonian fluid in transient and steady state conditions. Finite difference and Newton Raphson method were implemented to calculate the Reynolds equation and elasticity equation numerically. The results show pressure distribution, film thickness distribution, temperature distribution, density distribution and viscosity distribution as various loads and

speeds. We found that when the load applied to the rollers increases, the film pressure increases, temperature increases but the film thickness decreases. When the speed applied to the rollers increases, the film thickness increases, temperature increases but the pressure decreases.

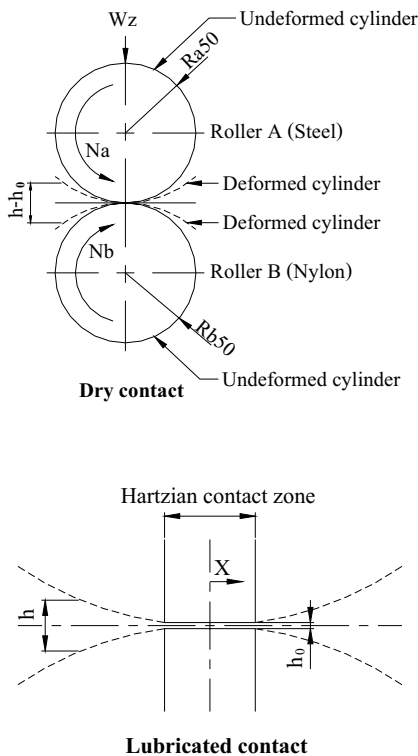
1. บทนำ

อุตสาหกรรมในปัจจุบันมีการใช้เครื่องจักรกลในการผลิตที่ค่อนข้างสูงเพื่อให้ได้การผลิตที่มีคุณภาพและใช้เวลาในการผลิตที่น้อยที่สุด และเครื่องจักรบางประเภทก็มีส่วนประกอบของโรลเลอร์กับโรลเลอร์เช่นเครื่องจักรที่ใช้ในอุตสาหกรรมยานยนต์ อุตสาหกรรมอาหาร และอุตสาหกรรมการพิมพ์ เป็นต้น ซึ่งโรลเลอร์ที่ใช้ส่วนใหญ่จะเป็นโรลเลอร์ที่เป็นโลหะกับโลหะซึ่งถ้าโรลเลอร์แบบนี้มีการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก จะเกิดความดันบริเวณผิวสัมผัสของโรลเลอร์ที่ค่อนข้างสูง ดังนั้นในงานบางประเภทที่ไม่ได้รับการระมัดระวังและต้องการความยืดหยุ่นตัวที่ค่อนข้างสูงโรลเลอร์ที่เป็นโลหะกับโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งในการนำมาใช้งานแต่ต้องทำการศึกษาถึงพฤติกรรมต่างๆที่เกิดขึ้นเมื่อมีการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกเพื่อนำไปใช้งานได้อย่างเหมาะสมเนื่องจากความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นจะบางมากซึ่งจะขึ้นอยู่กับปัจจัยต่างๆเช่นขนาดของภาระ ความเร็วรอบและชนิดของสารหล่อลื่น เป็นต้น และเนื่องจากฟิล์มน้ำมันที่บางมากนี้เองจึงทำให้ความดันที่เกิดขึ้นบริเวณผิวสัมผัสมีค่าสูงและส่งผลกระทบต่อโรลเลอร์เกิดการเปลี่ยนรูปแบบยืดหยุ่นในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาผลกระทบที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงภาระและความเร็วรอบในการทำงานเท่านั้นโดยไม่พิจารณาผลจากความหยาบของผิวโรลเลอร์และไม่พิจารณาถึงผลจากแรงเสียดทานและในการแก้สมการจะพิจารณาเป็นสภาวะชั่วขณะและ

ได้ทำการประยุกต์สมการเรย์โนลด์และสมการพลังงานกับสภาวะการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกของวัตถุทรงกระบอกที่สัมผัสเป็นเส้นตรงดังที่จะแสดงในหัวข้อถัดไปโดยการคำนวณจะทำการคำนวณแบบไร้หน่วย และ ใช้วิธีไฟไนต์เฟอเรนซ์และวิธีการของนิวตัน-ราฟสันในการแก้สมการเรย์โนลด์ประยุกต์และสมการพลังงาน

2. ทฤษฎี

2.1 ลักษณะการสัมผัสของโรลเลอร์กับโรลเลอร์



รูปที่1. แสดงลักษณะการสัมผัสกันระหว่างโรลเลอร์กับโรลเลอร์

จากรูปที่1. แสดงลักษณะการสัมผัสกันระหว่างโรลเลอร์กับโรลเลอร์ในลักษณะ Dry contact และ Lubricated contact โดยได้แสดงถึงการเสียรูปแบบยืดหยุ่นไว้ในเส้นประดังรูป ค่า equivalent roller สามารถคำนวณได้จากสมการที่1ดังนี้

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_b} \quad (1)$$

2.2 สมการเรย์โนลด์

สมการเรย์โนลด์แบบไร้มิติในสภาวะชั่วขณะ สำหรับการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกแบบสัมผัสเชิงเส้นคือ

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

$$\text{เมื่อ} \quad K = \frac{12 \bar{u} \eta_0 R_x^2}{b^3 P_H} \quad (3)$$

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{\rho} \bar{h}^3}{\bar{\eta}} \quad (4)$$

โดยมีเงื่อนไขขอบดังนี้

$$\bar{X} = \bar{X}_{inlet} ; \bar{P} = 0$$

$$\bar{X} = \bar{X}_{outlet} ; \bar{P} = \frac{d\bar{P}}{d\bar{X}} = 0 \quad (5)$$

2.3 สมการพลังงาน

เมื่อโรลเลอร์หมุนจะเกิดความร้อนขึ้น พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจะเป็นผลมาจาก การอัดตัวของสารหล่อลื่น และความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในฟิล์มของสารหล่อลื่นสมการพลังงานในรูปแบบไร้มิติเมื่อการสัมผัสเป็นแบบสัมผัสเชิงเส้น

$$\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{Y}^2} = K_{T1} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^2}{k_p} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{t}} + U \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{X}} \right) - K_{T2} \left(\frac{\bar{\eta}}{k_p} \right) \left[\frac{\partial U}{\partial \bar{Y}} \right]^2 - K_{T3} \left(\frac{\bar{\theta} \bar{h}^2}{k_p} \right) \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{t}} + U \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right) \quad (6)$$

$$\text{เมื่อ} \quad K_{T1} = \left(\frac{\bar{u} \rho_0 C_p b^3}{k_0 R_x^2} \right) \quad (7)$$

$$K_{T2} = \left(\frac{\eta_0 \bar{u}^2}{k_0 T_0} \right) \quad (8)$$

$$K_{T3} = \left(\frac{\beta \bar{u} b^3 P_H}{k_0 R_x^2} \right) \quad (9)$$

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

สำหรับสมการพลังงานเงื่อนไขขอบที่ทราบคือ อุณหภูมิที่ทางเข้าซึ่งในที่นี้กำหนดให้เท่ากับอุณหภูมิของสารหล่อลื่นส่วนอุณหภูมิทางออกไม่ทราบค่าดังนั้นเงื่อนไขที่ขอบทางเข้าคือ

$$\bar{\theta}_{IN} = 1 \quad (11)$$

โดยมีเงื่อนไขขอบที่ผิวโรลเลอร์สำหรับสมการพลังงานคือ

$$\begin{aligned} y = 0 & ; \bar{\theta} = \bar{\theta}_B(\bar{X}, 0) \\ y = h & ; \bar{\theta} = \bar{\theta}_A(\bar{X}, H) \end{aligned} \quad (12)$$

สมการอุณหภูมิที่ผิวสัมผัสของทั้งสองด้านแบบไร้มิติหาได้ดังนี้[6]

$$\bar{\theta}_B(\bar{X}, 0) = 1 + D_1 \int_{\bar{X}_{IN}}^{\bar{X}_i} \left(\frac{k_{p,i}}{h_i} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{Y}} \right)_{\bar{Y}=0} \frac{d\bar{X}'}{\sqrt{\bar{X}_i - \bar{X}'}} \quad (13)$$

$$D_1 = \frac{k_0 R_x}{\sqrt{\pi \rho_B C_{p,B} k_B b^3 \bar{u} \left(1 - \frac{S}{2} \right)}}$$

$$\bar{\theta}_A(\bar{X}, H) = 1 - D_2 \int_{\bar{X}_{IN}}^{\bar{X}_i} \left(\frac{k_{p,i}}{h_i} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{Y}} \right)_{\bar{Y}=H} \frac{d\bar{X}'}{\sqrt{\bar{X}_i - \bar{X}'}} \quad (14)$$

$$D_2 = \frac{k_0 R_x}{\sqrt{\pi \rho_A C_{p,A} k_A b^3 \bar{u} \left(1 + \frac{S}{2} \right)}}$$

2.4 สมการความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

ในที่นี้ไม่ได้พิจารณาผลที่เกิดขึ้นจากความหยาบของผิวโรลเลอร์ สมการความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบไร้มิติได้รวมผลจากการเปลี่ยนรูปแบบยืดหยุ่นแบบไร้มิติ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของแรงดันดังนี้คือ

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \frac{\bar{X}^2}{2} - \frac{1}{\pi} \int_{\bar{X}_{IN}}^{\bar{X}_{OUT}} \bar{P}(\bar{X}, \bar{r}) \ln |\bar{X} - \bar{X}'| d\bar{X}' \quad (15)$$

2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

สมการความหนืดแบบไร้มิติ จะมีผลเปลี่ยนแปลงตามแรงดันและอุณหภูมิที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับดังนี้

$$\bar{\eta} = \exp \left\{ \left[\ln \eta_0 + 9.61 \right] \left[-1 + \left(1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H \bar{P}_i \right)^{Z_i} \right] - \gamma T_0 (\bar{\theta} - 1) \right\} \quad (16)$$

2.6 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ จะขึ้นอยู่กับความดันและอุณหภูมิที่เกิดขึ้นที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับดังนี้[5]

$$\bar{\rho}_i = \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H \bar{P}_i}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H \bar{P}_i} \right) \left[1 - \beta T_0 (\bar{\theta} - 1) \right] \quad (17)$$

2.7 สมการไหลดบาลานซ์

เนื่องจากค่าแรงดันที่คำนวณได้จากสมการเรย์โนลด์จะต้องตรวจสอบด้วยการเทียบกับการกระทำเนื่องจากภาระที่โรลเลอร์ได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่นดังนั้นสมการไหลดบาลานซ์แบบไร้มิติคือ

$$\int_{\bar{X}_{min}}^{\bar{X}_{max}} \bar{P} d\bar{X} = \frac{\pi}{2} \quad (18)$$

3. เงื่อนไขการคำนวณ

ในการศึกษาการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮโดรไดนามิกในที่นี้ ได้ใช้สารหล่อลื่นเป็นน้ำมันปาล์มบริสุทธิ์ซึ่งมีคุณสมบัติต่างๆดังนี้

- ค่าความหนืดสัมบูรณ์ $\eta_0 = 0.037628 \text{ Pa.s}$
- ค่าดัชนีแรงดัน - ความหนืด $Z_i = 0.38378$
- ค่าความหนาแน่น $\rho_0 = 820 \text{ kg/m}^3$
- อุณหภูมิเริ่มต้นของสารหล่อลื่น $T_0 = 313.15 \text{ K}$
- ค่าความร้อนจำเพาะของสารหล่อลื่น $C_p = 2038 \text{ J/kg K}$

และได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะกับโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนที่มีคุณสมบัติตามตารางที่ 1 และกำหนดให้อัตราการเลื่อนไถระหว่างโรลเลอร์เท่ากับ 0.333 โดยในการคำนวณได้ทำการเปลี่ยนแปลงภาระที่โรลเลอร์ได้รับที่ 5,000 7,500 และ 10,000 N/m. เมื่อความเร็วรอบคงที่โดยกำหนดให้ความเร็วรอบของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะเท่ากับ 250 รอบต่อนาที และโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนเท่ากับ 350 รอบต่อนาที และได้ทำการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบที่โรลเลอร์ได้รับโดยกำหนดให้ภาระที่โรลเลอร์ได้รับคงที่เท่ากับ 10,000 N/m. โดยให้ความเร็วรอบของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะเท่ากับ 250, 350 และ 450 รอบต่อนาที และโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนเท่ากับ 350, 450 และ 550 รอบต่อนาที ตามลำดับโดยในการคำนวณได้กำหนดการแบ่งจำนวน Node ในการคำนวณเท่ากับ 500 Node, และแบ่ง Step ในการคำนวณ transient

condition เท่ากับ 20 step โดยมี $\Delta t = 0.1 \text{ ms}$, $X_{in} = -3.0 \text{ mm}$, $X_{out} = 1.0 \text{ mm}$.

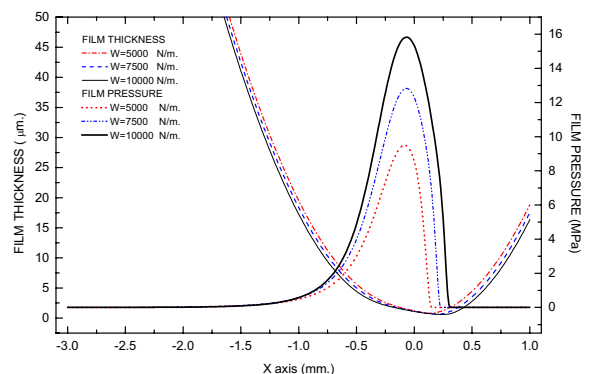
ตารางที่ 1 แสดงคุณสมบัติของโรลเลอร์

PROPERTY	ROLLER A	ROLLER B
MATERIAL	AISI-4340	NYLON
RADIAL	50 mm.	50 mm.
DENSITY	7850 Kg/m ³	1130 Kg/m ³
POISON RATION	0.3	0.46
ELASTIC MODULUS	2.19x10 ¹¹ Pa.	2.185x10 ⁹ Pa.
THERMAL CONDUCTIVITY	50.2 W/(m-K)	0.26 W/(m-K)
SPECIFIC HEAT	475 J/(kg-K)	2255.8 J/(kg-K)

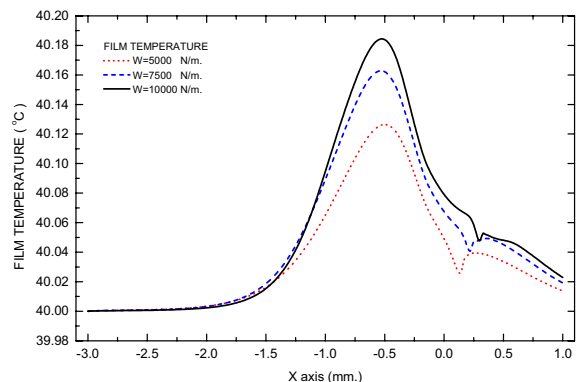
4. ผลการคำนวณ

4.1 ผลจากการเปลี่ยนแปลงภาระที่โรลเลอร์ได้รับ

ในการคำนวณได้ทำการเปลี่ยนแปลงภาระที่โรลเลอร์ได้รับที่ 5,000 7,500 และ 10,000 N/m. โดยให้อัตราการเลื่อนไถ (Slip ratio) เท่ากับ 0.333 กำหนดให้ความเร็วรอบคงที่โดยให้ความเร็วรอบของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะเท่ากับ 250 RPM. และโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนเท่ากับ 350 RPM. ผลที่ได้จากการคำนวณได้แสดงเป็นกราฟเพื่อแสดงผลจากพฤติกรรมของการกระจายของความดัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่น และความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น

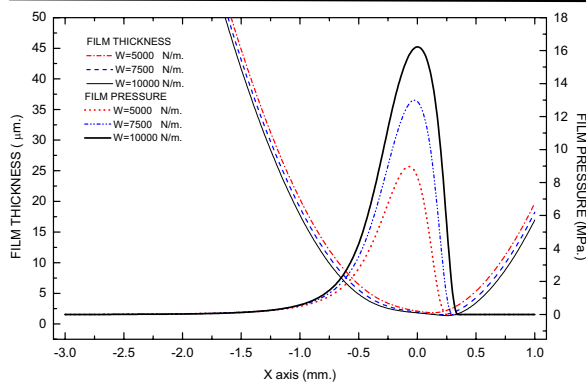


รูปที่2. กราฟแสดงความหนาฟิล์มและความดันที่เวลาไร้มิติ1

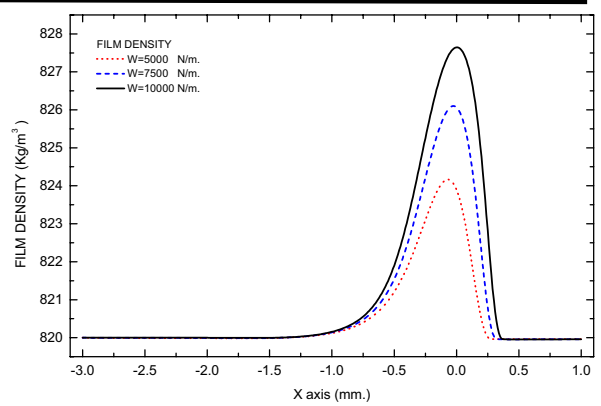


รูปที่3. กราฟแสดงอุณหภูมิที่เวลาไร้มิติ1

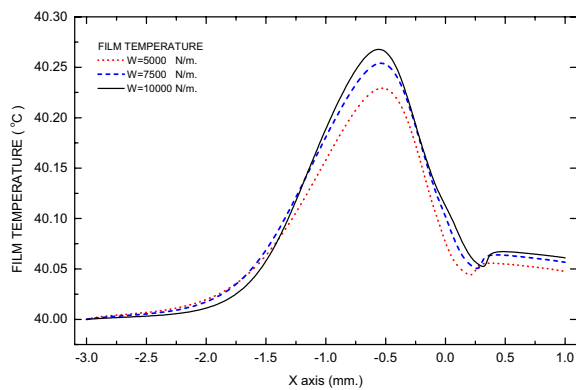
AMM055



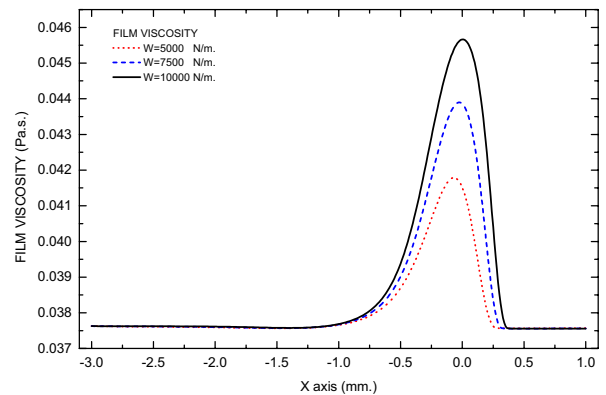
รูปที่4. กราฟแสดงความหนาฟิล์มและความดันที่เวลาไรมิต5



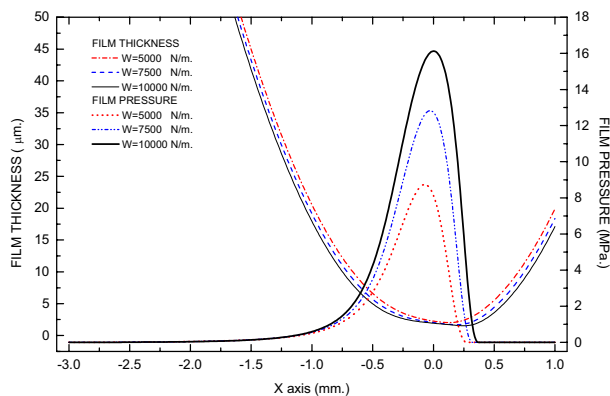
รูปที่8. กราฟแสดงความหนาแน่นที่สภาวะสมดุล



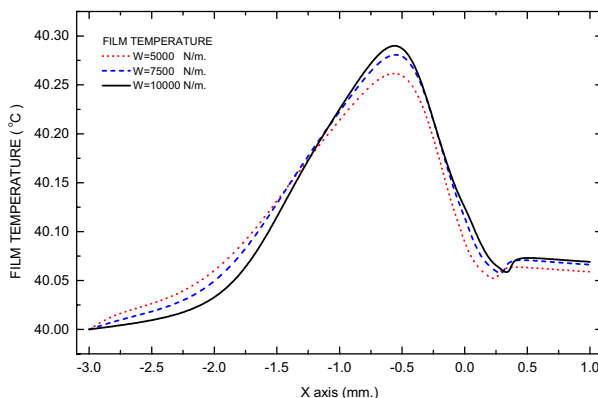
รูปที่5. กราฟแสดงอุณหภูมิที่เวลาไรมิต5



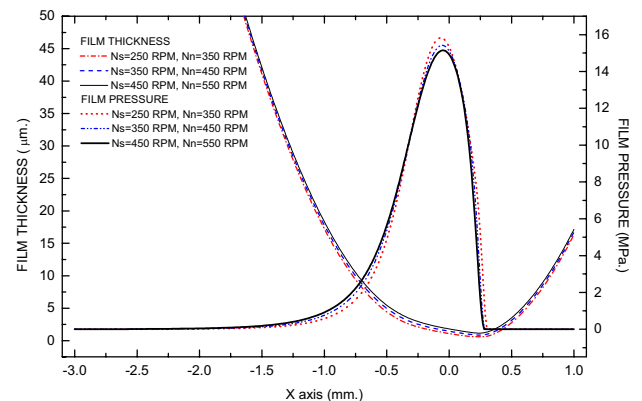
รูปที่9. กราฟแสดงความหนืดที่สภาวะสมดุล



รูปที่6. กราฟแสดงความหนาฟิล์มและความดันที่สภาวะสมดุล



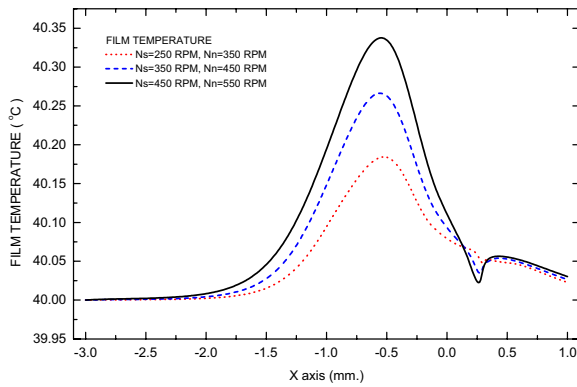
รูปที่7. กราฟแสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุล



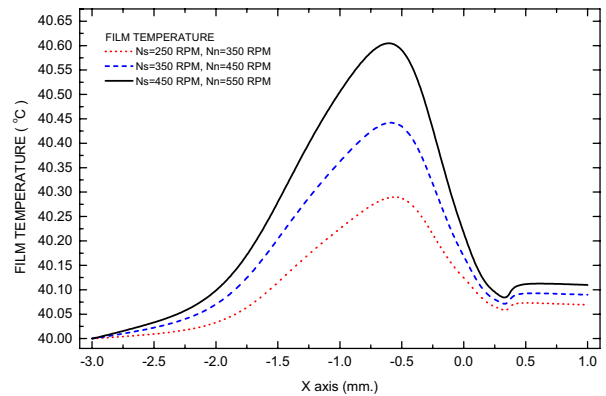
รูปที่10. กราฟแสดงความหนาฟิล์มและความดันที่เวลาไรมิต1

4.2 ผลจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของโรลเลอร์

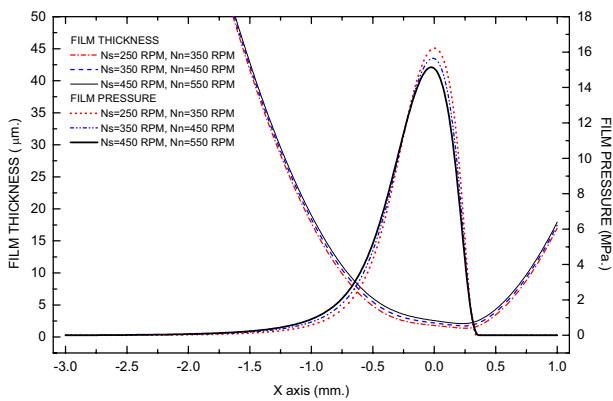
ในการคำนวณได้ทำการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบที่โรลเลอร์ได้รับ โดยให้ความเร็วรอบของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะเท่ากับ 250,350 และ 450 RPM. และโรลเลอร์ที่เป็นวัสดุอ่อนเท่ากับ 350,450 และ 550 RPM. ตามลำดับโดยกำหนดให้ภาระที่โรลเลอร์ได้รับคงที่เท่ากับ 10,000 N/m และให้อัตราการเลื่อนไถล (Slip ratio) เท่ากับ 0.333 ผลที่ได้จากการคำนวณได้แสดงเป็นกราฟเพื่อแสดงผลจากพฤติกรรมของการกระจายของความดัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น



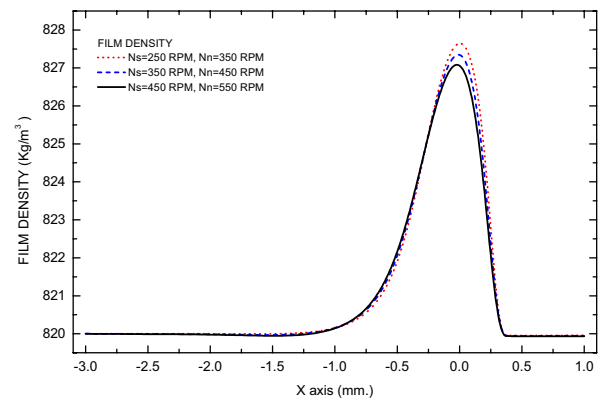
รูปที่11. กราฟแสดงอุณหภูมิที่เวลาไร้มิติ



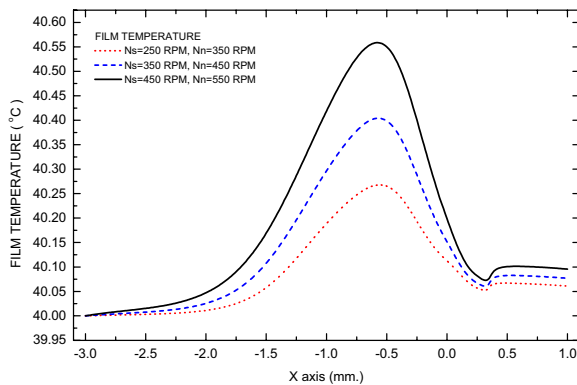
รูปที่15. กราฟแสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุล



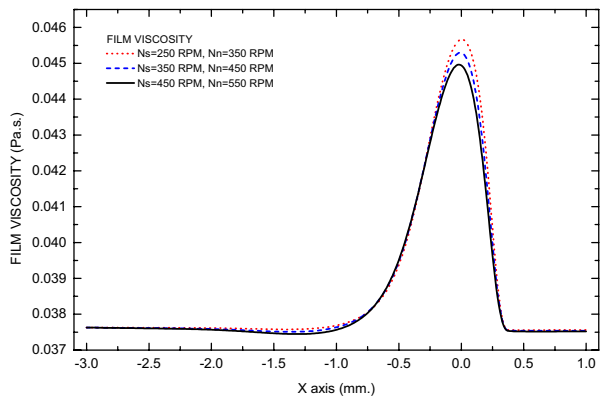
รูปที่12. กราฟแสดงความหนาฟิล์มและความดันที่เวลาไร้มิติ



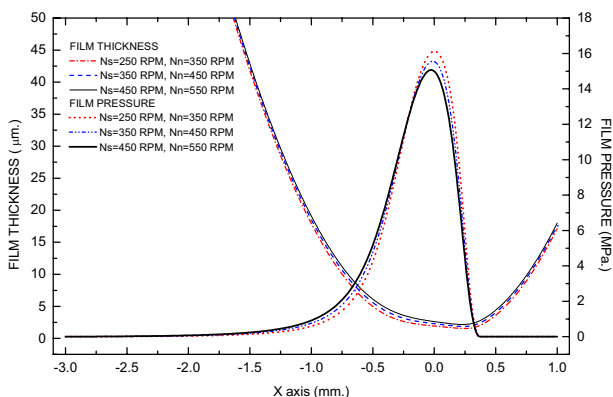
รูปที่16. กราฟแสดงความหนาแน่นที่สภาวะสมดุล



รูปที่13. กราฟแสดงอุณหภูมิที่เวลาไร้มิติ



รูปที่17. กราฟแสดงความหนืดที่สภาวะสมดุล



รูปที่14. กราฟแสดงความหนาฟิล์มและความดันที่สภาวะสมดุล

5. การวิเคราะห์ผลจากการคำนวณ

5.1 เมื่อภาระที่กระทำต่อโรลเลอร์สูงขึ้น

จากกราฟรูปที่ 2 ถึง รูปที่ 9 พบว่าเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ความหนาฟิล์มลดลงเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น มีค่าเพิ่มขึ้นและผลจากความดันที่เพิ่มขึ้นยังส่งผลให้อุณหภูมิ, ความหนาแน่นและความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และในการคำนวณ จะใช้เวลาในการเข้าสู่จุดสมดุลน้อยลงเมื่อภาระมีค่าเพิ่มขึ้น

5.2 เมื่อความเร็วรอบของโรลเลอร์สูงขึ้น

จากกราฟรูปที่ 10 ถึง รูปที่ 17 พบว่าเมื่อความเร็วที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ความหนาฟิล์มเพิ่มขึ้นเนื่องจากความดันของฟิล์ม

สารหล่อลื่นมีค่าลดลงและผลจากความดันที่ลดลงยังส่งผลให้ความหนาแน่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงด้วยในขณะที่อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากการเสียดสีกันของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มมากขึ้นและในการคำนวณจะใช้เวลาในการเข้าสู่จุดสมดุลมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบมีค่าเพิ่มขึ้น

6. บทสรุป

เมื่อการมีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้ความหนาฟิล์มลดลง ในขณะที่ความดัน, อุณหภูมิ, ความหนาแน่น, ความหนืดของฟิล์มมีค่าเพิ่มขึ้นและภาระที่เพิ่มขึ้นจะทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปแบบยืดหยุ่นมากขึ้นสังเกตได้จากกราฟความหนาฟิล์มที่สภาวะสมดุล

เมื่อความเร็วมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ความหนาฟิล์มและอุณหภูมิมีค่าเพิ่มขึ้นในขณะที่ความดัน, ความหนาแน่น, ความหนืดของฟิล์มมีค่าลดลงและความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้นจะทำให้เกิดการเปลี่ยนรูปแบบยืดหยุ่นลดลงสังเกตได้จากกราฟความหนาฟิล์มที่สภาวะสมดุล

ในการคำนวณทางเชิงตัวเลขจะเข้าสู่คำตอบซ้ำหากขนาดของโหลดที่กระทำสูงและค่าความเร็วต่ำ

7. สัญลักษณ์

- E' ค่ายังโมดูลัส, Pa
 $\bar{h}_0$ ค่าคงที่แบบไร้มิติสำหรับการสัมผัสแบบเส้น
 $\bar{p}$ ค่าแรงดันแบบไร้มิติ
 P_H ค่าแรงดันสูงสุดของเซอร์เซียน, $P_H = E' \sqrt{W'/2\pi}$, Pa
 R_X ค่ารัศมีที่สัมผัส ในทิศทางแกน X, m.
 R_A ค่ารัศมีของโรลเลอร์ A, m.
 R_B ค่ารัศมีของโรลเลอร์ B, m.
 U ค่าความเร็วของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ, $U = \eta_0 \bar{u} / (E' R_X)$
 $\bar{u}$ ค่าความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน x, $\bar{u} = (u_a + u_b) / 2$, m/s
 W' ค่าโหลดแบบไร้มิติสำหรับการสัมผัสแบบเส้น, $W' = w'_z / E' R_X$
 w'_z ค่าโหลดที่กระทำในแนวตั้งฉากต่อหน่วยความกว้าง, N / m.
 $\bar{X}$ ค่าแนวแกน X แบบไร้มิติของการสัมผัสแบบสี่เหลี่ยมผืนผ้า
 Z_1 ค่าดัชนีของความหนืด – แรงดัน เป็นค่าคงที่ของตัวแปรไร้มิติ
 $\bar{h}$ ค่าความหนาฟิล์มแบบไร้มิติ
 ρ_0 ค่าความหนาแน่น เมื่อ $\bar{p} = 0$, kg/m³
 $\bar{\rho}$ ความหนาแน่นแบบไร้มิติ, $\bar{\rho} = \rho / \rho_0$
 η_0 ค่าความหนืดสัมบูรณ์ที่ $\bar{p} = 0$, Pa-s
 $\bar{\eta}$ ค่าความหนืดของสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ
 η ค่าความหนืดของสารหล่อลื่น, Pa-s
 T_0 อุณหภูมิอ้างอิงของสารหล่อลื่น, K
 T อุณหภูมิของสารหล่อลื่น, K
 $\bar{\theta}$ อุณหภูมิของสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ, $\bar{\theta} = \frac{T}{T_0}$
 $\bar{\theta}_A, \bar{\theta}_B$ อุณหภูมิที่ผิวโรลเลอร์ A และ B แบบไร้มิติ
 $\bar{X}$ โคออร์ดิเนต X แบบไร้มิติ
 $\bar{Y}$ โคออร์ดิเนต Y แบบไร้มิติ

- t เวลา, s
 $\bar{t}$ เวลาแบบไร้มิติ, $\bar{t} = \bar{u}t/b$
 β สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น-อุณหภูมิ, K⁻¹
 k สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารหล่อลื่น, W/(m-K)
 k_0 สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศ, W/(m-K)
 $\bar{k}_p$ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ
 $\bar{k}_p = k/k_0$
 C_p ค่าความร้อนจำเพาะของสารหล่อลื่น, J/(kg-K)
 S อัตราการเลื่อนไถล, $S = (u_a - u_b) / \bar{u}$
 b ความกว้างครึ่งหนึ่งของความยาวในช่วงสัมผัส,
 $b = R_X \sqrt{8W'/\pi}$, m
 γ สัมประสิทธิ์การเปลี่ยนแปลงความหนืด-อุณหภูมิ, K⁻¹
 u_a ความเร็วที่ผิวของโรลเลอร์ A, m/s
 u_b ความเร็วที่ผิวของโรลเลอร์ B, m/s
 Ns ความเร็วรอบของโรลเลอร์ที่เป็นโลหะ, rpm.
 Nn ความเร็วรอบของโรลเลอร์ที่เป็นไนลอน, rpm.

เอกสารอ้างอิง

- [1] H. Okamura, 1982, "A Contribution to the Numerical Analysis of Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication", Tribology of Reciprocating Engines. D.Dowson et al. (eds) Butterworths, Guilford, England, pp 313-320
- [2] Bernard J. Hamrock and Jacobson, B.O., 1984, "Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contacts". ASLE Trans., vol. 24, no.4, pp.275-287
- [3] Crook, A.w., 1961, "Elasto-hydrodynamic Lubrication of Roller", Nature, vol.190, p.1182
- [4] Dowson, D., and Higginson, G.R., 1966, Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication. Pergamon, Oxford
- [5] Roelands, C.J.A., 1969, Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils. Druk, V.R.B., Groingen, Netherland
- [6] D.Y. Hua, M.H. Khonsari, 1996, Elastohydrodynamic Lubrication by Powder Slurries, Journal of Tribology Vol. 118, pp 68-73
- [7] Bernard J. Hamrock, 1994, Fundamental of fluid film lubrication, McGraw-Hill, Singapore