

ผลของความหยาบผิวที่มีต่อการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรง

Effects of Surface Roughness on Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear

เจษฎา พานิชกรณ์ ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว

ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

อีเมล: jesdap@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ศึกษาผลของความหยาบของผิวฟันเฟืองที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสถานะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน ด้วยการวิเคราะห์วิธีผลต่างสืบเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน – ราฟสัน และประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีมัลติกริด แก๊สมการเรย์โนลด์ร่วมกับสมการพลังงานในสถานะไม่คงตัว สมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ สมการการความหนืด และสมการความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่น เพื่อหาการกระจายตัวของความดัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของการทำงานของเฟืองฟันตรง จากการจำลองผลพบว่าความหยาบของผิวฟันเฟืองมีผลต่อความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานอย่างรุนแรง เมื่อเฟืองเริ่มสัมผัสกันความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการสัมผัสของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดเมื่อการขบกันของเฟืองจาก 2 คู่เป็นขบกัน 1 คู่ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดที่ตำแหน่งพิตช์

คำสำคัญ : การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก, เฟืองฟันตรง, สมการเรย์โนลด์, ระเบียบวิธีมัลติกริด

Abstract

This paper presents the effect of surface roughness to performance characteristics of transient thermal-elastohydrodynamic lubrication (TEHL) in line contact with Newtonian fluids. The time-dependent modified Reynolds equation, energy equation, elasticity equation, viscosity equation and density equation with initial conditions were solved numerically using finite different method, Newton-Raphson method and multigrid multilevel method for an involute spur gear to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and traction coefficient in the contact region. The results show that surface roughness has significant affected on film pressure, film thickness, film temperature and friction coefficient. The film thickness reaches its minimum at approach point. When the line of action increases film thickness increases. The film temperature and friction coefficient were suddenly increase when the transition from two pairs to one pair and vice versa are modeled as a step variation of load. The minimum friction coefficient and film temperature were occurrence at pitch point.

Keywords : Thermo-Elastohydrodynamic lubrication, Spur gear, Reynolds equation, Multigrid method.

1. บทนำ

การส่งถ่ายกำลังที่ต้องการอัตราทดและส่งถ่ายกำลังสูงๆ จะใช้เฟืองเป็นอุปกรณ์หลักในการส่งถ่ายกำลัง แต่พฤติกรรมในการหล่อลื่นของเฟืองมีความยุ่งยากซับซ้อน

มาก เนื่องจากภาวะ ความเร็วที่ผิวและรัศมีความโค้งของฟันเฟือง มีการเปลี่ยนแปลงตลอดการขบกันของฟันเฟืองรวมทั้งลักษณะของผิวฟันเฟืองที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของฟันเฟืองจะมีลักษณะ

เอกลักษณะเป็นเอกลักษณะทงวนเว้าสำหรับก้าวเชิงงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิก และก่อให้เกิดพลังงานความร้อนขึ้นในขณะที่ทำงานอย่างมากส่งผลให้อุณหภูมิของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

Dowson and Higginson[1] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบไฮดรอลิกไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก Al-Samieh[2] ศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว Larsson[3] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงที่ทำงานในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนที่ความหนืดของสารหล่อลื่นเป็นตาม Circular Viscosity Model พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการขบกันของฟันเฟือง Wang[4] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียนพบว่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงแต่อุณหภูมิสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น Guangteng [5] ทำการทดลองวัดค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของชิ้นงานเป็นผิวหยาบเปรียบเทียบกับผลจากทางทฤษฎีพบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกัน Wongseedakeaw [6] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบไฮดรอลิกไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนที่เป็นไปตามแบบจำลองของคาร์โอ Wongseedakeaw [7] ศึกษาผลของความหยาบผิวต่อการหล่อลื่นแบบไฮดรอลิกไดนามิกในเฟืองฟันตรงพบว่าความหยาบผิวมีผลอย่างรุนแรงกับความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น Lubrecht[8] และ Francisco[9] ได้นำวิธีมัลติกริด มาช่วยลดระยะเวลาในการจำลองผล เนื่องจากการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิกในสภาวะไม่คงตัว สมการที่ใช้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูงดังนั้นการหาคำตอบมีความยุ่งยาก

บทความนี้ศึกษาผลของความหยาบของผิวฟันเฟืองที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน เมื่อคิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น โดยประยุกต์ใช้ระเบียบผลต่างสี่เหลี่ยมวิธีนิวตัน-ราฟสันร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด

ในการคำนวณหาพฤติกรรมการกระจายตัวของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้น เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบของผิวฟันเฟือง

2. ทฤษฎีการหล่อลื่น

2.1 ลักษณะทางกายภาพของฟันเฟือง

การทำงานของเฟืองแบบฟันตรงและลักษณะทางกายภาพของฟันเฟืองแสดงดังรูปที่ 1 การขบกันของฟันเฟืองที่ระยะ \bar{S} จากตำแหน่งพิตซ์ของเฟืองที่มีรัศมีพิตซ์ r_a และ r_b มีมุม pressure angle $\bar{\psi}$ สามารถอธิบายได้ด้วยการสัมผัสกันของทรงกระบอก 2 ตัวที่มีความเร็วในการหมุน ω_a และ ω_b ตามลำดับ ดังนั้นที่ระยะการขบกันต่างๆ ของเฟืองจะได้

$$R_1(\bar{S}) = r_b \sin \bar{\psi} + \bar{S} \quad \text{และ} \quad R_2(\bar{S}) = r_a \sin \bar{\psi} - \bar{S} \quad (1)$$

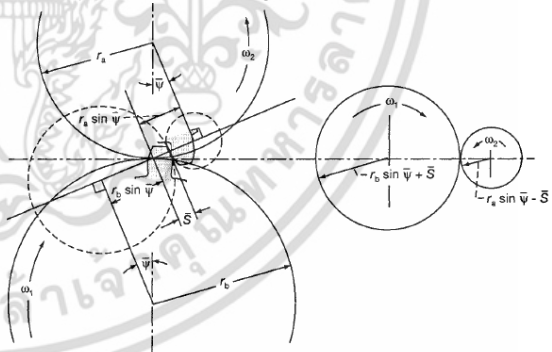
ความเร็วที่ผิวของฟันเฟืองที่ขบกัน

$$u_1(\bar{S}) = \omega_a R_1(\bar{S}) \quad \text{และ} \quad u_2(\bar{S}) = \omega_b R_2(\bar{S}) \quad (2)$$

ระยะการขบกันทั้งหมดของฟันเฟือง

$$s = \sqrt{(r_a + a_a)^2 - (r_a \cos \bar{\psi})^2} - r_a \sin \bar{\psi} + \sqrt{(r_b + a_b)^2 - (r_b \cos \bar{\psi})^2} - r_b \sin \bar{\psi} \quad (3)$$

เมื่อ a_a, a_b ค่าแอดเดนดัมของเฟืองขับและเฟืองตาม r_a, r_b รัศมีวงกลมพิตซ์ของเฟืองขับและเฟืองตาม $\bar{\psi}$ ค่า Pressure angle



รูปที่ 1 ระยะรัศมีวงกลมพิตซ์ของเฟืองขับและเฟืองตามของเฟืองแบบฟันตรง

2.2 สมการเรย์โนลด์และสมการพลังงาน

สมการเรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัวแบบไร้มิติที่สัมผัสเป็นเส้น จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) = K \left\{ C_{UT}(t) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} H) \right\} \quad (4)$$

เมื่อ $\varepsilon = \bar{\rho} H^3 / \bar{\mu}$ และ $K = 12u_0 \mu_0 R_0^2 / b^3 P_H$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{inlet}, \bar{t}) = 0, \quad P(X_{exit}, \bar{t}) = (\partial P / \partial X)_{exit} = 0$$

การศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P(X, \bar{r}) \geq 0 \quad (X_{inlet} < X < X_{exit})$$

พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจากการสัมผัสกันของพื้นผิวของฟิล์มสารหล่อลื่นในสภาวะไม่คงตัวในรูปแบบไรมิตี

$$\begin{aligned} \partial^2 \theta / \partial Z^2 = & K_{T1} (\bar{\rho} H^2 / \bar{k}_p) (\partial \theta / \partial \bar{r} + u^* (\partial \theta / \partial X)) \\ & - K_{T2} (\bar{\mu} / \bar{k}_p) (\partial u^* / \partial \bar{r})^2 \\ & - K_{T3} (\theta H^2 / \bar{k}_p) (\partial P / \partial \bar{r} + u^* (\partial P / \partial X)) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{เมื่อ } K_{T1} = \frac{u_0 \rho_0 c_p b^3}{k_0 R_0^2}, \quad K_{T2} = \frac{\mu_0 u_0^2}{k_0 T_0}, \quad K_{T3} = \frac{\beta u_0 b^3 P_H}{k_0 R_0^2}$$

เงื่อนไขขอบสำหรับสมการพลังงาน[10]

$$\theta_{1/2} = 1 \pm \frac{k_0 R_0}{\sqrt{\pi \rho_{1/2} c_{p1/2} k_{1/2} b^3 u_0 C_{UT} (1 - S_0 / 2)}} \times$$

$$\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} (\bar{k}_p / H) (\partial \theta / \partial Z)_{Z=0/1} dX' / \sqrt{X - X'}$$

$$\theta(X_{inlet}, \bar{r}) = 1$$

สมการความหนาฟิล์มขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของพื้นผิวและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของพื้นผิวจากความดันของสารหล่อลื่น

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} + D(X) - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P \ln |X - X'| dX' \quad (6)$$

เมื่อ $D(X)$ เป็นความหยาบแบบสุ่ม(Random) ของผิวของพื้นผิว

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไรมิตี[1]

$$\bar{\rho} = \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) (1 - \beta T_0 (\theta - 1)) \quad (7)$$

ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น เปลี่ยนแปลงตามความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไรมิตี[11]

$$\bar{\mu} = \exp \left[\frac{(\ln \mu_0 + 9.67) (-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^Z)}{-\gamma T_0 (\theta - 1)} \right] \quad (8)$$

ผลกระทบจากความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงไป[12]

$$\bar{k}_p = 1 + \alpha_{K,1} p / (1 + \alpha_{K,2} p) \quad (9)$$

ภาวะที่พื้นผิวได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P dX = C_{WT} (\pi / 2) \quad (10)$$

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทำงานของพื้นผิวแบบไรมิตี

$$f = \left(\frac{\mu_0 u_0 R_0}{C_{WT} w_0 b} \right) \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}_R \bar{\mu}_s}{H} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX \quad (11)$$

3. ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

การหาคำตอบของสมการเรย์โนลด์และสมการพลังงาน ร่วมกับซึ่งเป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นสูง เพื่อหาความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ได้ประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน ในสภาวะไม่คงตัว ทำการหาคำตอบซ้ำๆ จนกระทั่ง

$$\sum_{i=0}^N \left| 1 - \frac{P_i^k}{P_i^{k+1}} \right| < 0.0001, \quad \sum_{i=0}^N \left| 1 - \frac{\theta_i^k}{\theta_i^{k+1}} \right| < 0.0001$$

$$\text{และ } \left| 1 - [2 / (\pi C_{WT})] \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P dX \right| < 0.001$$

4. ผลการคำนวณ

คุณสมบัติของพื้นผิวและสารหล่อลื่นที่ใช้ แสดงตามตารางที่ 1 และตารางที่ 2

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของพื้นผิว

คุณสมบัติของพื้นผิว	เพื่องขับ	เพื่องตาม
จำนวนพื้นผิว	35	140
โมดูล (มม)		2
Pressure Angle (องศา)		20
ความกว้างของพื้นผิว (มม)		20
Modulus of Elasticity (GPa)		117
Poisson ratio		0.28
Thermal conductivity (W/m-K)		55.4
Specific heat (J/kg-K)		736.8

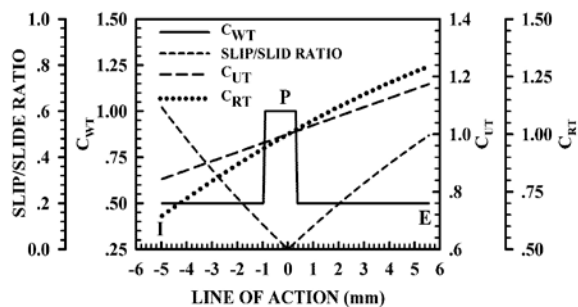
ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	SAE-90
Inlet Density (kg/m ³)	892.80
Inlet Viscosity (Pa-s)	0.195
Viscosity-Pressure Index	0.5685
Viscosity-Temperature coefficient (K ⁻¹)	0.05763
Coefficient of thermal expansivity (K ⁻¹)	0.00074
Thermal conductivity (W/m-K)	0.126
Specific heat (J/kg-K)	1870

สภาวะการทำงานของพื้นผิวที่ระบอบการขับต่างๆ ในบทความนี้ ขณะที่เพื่องเริ่มขับกันภาวะที่เพื่องได้รับแบบไรมิตี $C_{WT} = 0.5$ แต่ที่ระบอบการขับกันของพื้นผิวเปลี่ยนจากการขับกันจาก 2 คู่มามีเป็น 1 คู่มามี ภาวะที่พื้นผิวได้รับจะเพิ่มแบบทันทีทันใด $C_{WT} = 1.0$ แสดงดังรูปที่ 2

เพื่อใช้ในการคำนวณค่าแรงเสียดทานสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้เขียนได้เห็นแบบใช้บนหน้าการคำนวณ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

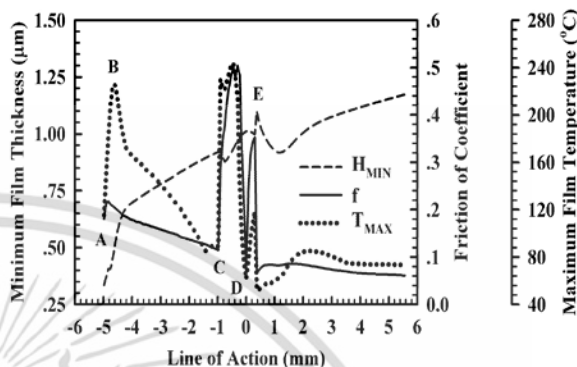


รูปที่ 2 สถานะการทำงานของฟันเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ

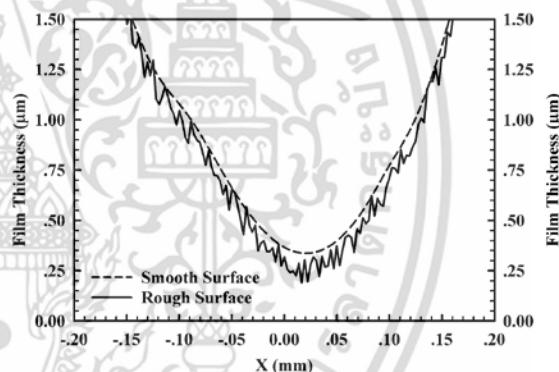
รูปที่ 3 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของเฟืองเมื่อเฟืองรับภาระ 10 kW และทำงานที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ที่ค่าความหยาบผิวของฟันเฟืองเป็นแบบสุ่มโดยมีค่าความหยาบเฉลี่ย (Root mean square), $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ พบว่าที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (A) ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด เนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัวจากการกดอัดของผิวฟันเฟือง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเท่ากับ $0.190 \mu\text{m}$, 115.43°C และ 0.181 ตามลำดับ เมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นแล้วลดลงเมื่อผ่านจุด B ที่ $\bar{S} = -4.604 \text{ mm}$ มีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.217 และ 225.92°C ตามลำดับ และมีค่าเพิ่มอีกครั้งเมื่อเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็น 1 คู่ ที่ตำแหน่ง C ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงจากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้ง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด เนื่องจากผลของการกดอัดของฟิล์มสารหล่อลื่น โดยที่ค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.115 ไปเป็น 0.504 และ 88.88°C ไปเป็น 243.79°C ตามลำดับ จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานลดลงเข้าใกล้ศูนย์และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดลดลงเข้าใกล้อุณหภูมิบรรยากาศที่ตำแหน่งพิคซ์ (D) เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบการหมุนอย่างเดียว

ที่ตำแหน่งเฟืองเริ่มขบกัน (ตำแหน่ง A) พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในกรณีผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบเปลี่ยนแปลงตามลักษณะของความหยาบผิวแบบสุ่ม และมีค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยกว่า

เมื่อฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ โดยที่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเกิดขึ้นใกล้ๆ จุดกึ่งกลางของการสัมผัสที่ $X = -0.025 \text{ mm}$ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.336 \mu\text{m}$ (ผิวเรียบ) และ $0.109 \mu\text{m}$ (ผิวหยาบ) ตามลำดับ เป็นผลเนื่องจากอิทธิพลของการกดอัดของฟิล์มสารหล่อลื่น (Squeeze Effect) แสดงดังรูปที่ 4



รูปที่ 3 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง

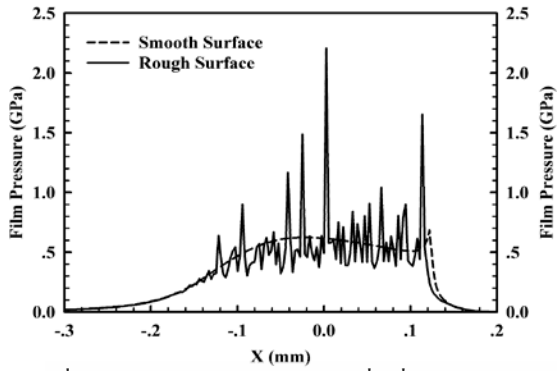


รูปที่ 4 การกระจายตัวของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (ตำแหน่ง A)

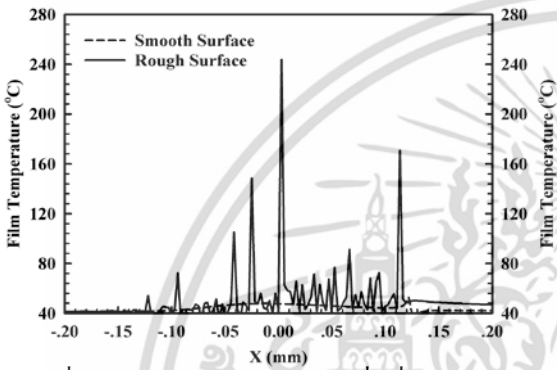
จากรูปที่ 5 และรูปที่ 6 แสดงความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็น 1 คู่ (ตำแหน่ง C) พบว่าความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีการกวัดแกว่งอย่างรุนแรงเมื่อคิดผลของความหยาบของผิวฟันเฟือง โดยที่ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดในกรณีผิวของฟันเฟืองเป็นเรียบมีค่าเท่ากับ 0.624 GPa และ 47.76°C และผิวหยาบมีค่าเท่ากับ 2.208 GPa และ 243.79°C ตามลำดับ

อุณหภูมิของฟิล์มหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง ตลอดระยะการขบกันของฟันเฟืองเมื่อความหยาบของผิวฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 7

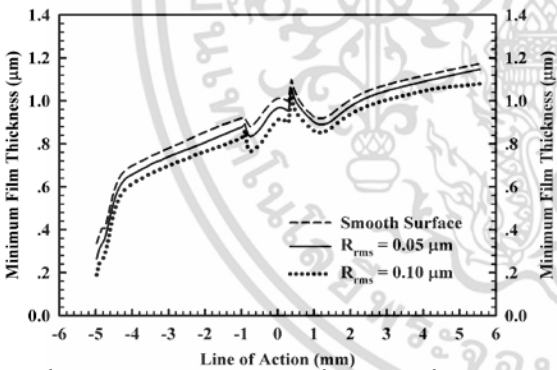
รูปที่ 8 และรูปที่ 9 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น มิใช่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5 ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งเพืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็น 1 คู่ (ตำแหน่ง C)



รูปที่ 6 อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งเพืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็น 1 คู่ (ตำแหน่ง C)



รูปที่ 7 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระะการขบต่างๆ ของฟันเพือง เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของฟันเพือง

5. สรุปผล

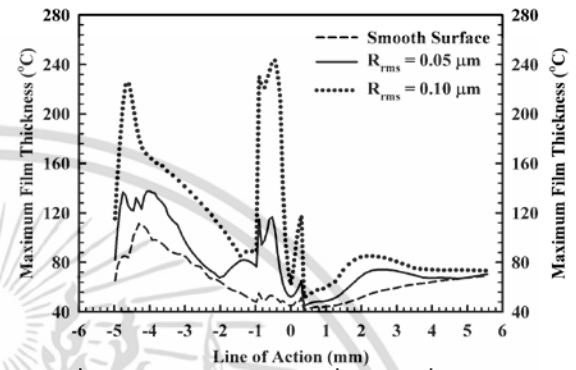
จากการจำลองผลพฤติกรรมหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเพืองฟันตรงเมื่อผิวของฟันเพืองเป็นผิวหยาบสรุปได้ว่า

5.1 ความหยาบผิวของฟันเพืองมีผลอย่างรุนแรงต่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ความดัน อุณหภูมิและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

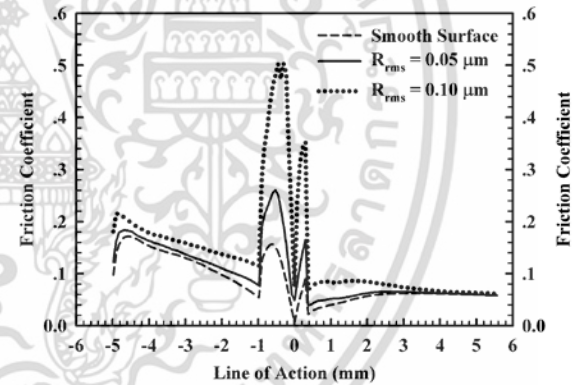
5.2 ความหนาฟิล์มน้อยสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่งฟันเพืองเริ่มขบกัน สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของ

ฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดเมื่อเพืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็น 1 คู่ แต่มีค่าน้อยสุดที่ตำแหน่งพิคซ์

5.3 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลงเมื่อความหยาบของผิวฟันเพืองเพิ่มขึ้น



รูปที่ 8 อุณหภูมิฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดที่ระะการขบต่างๆ ของฟันเพือง เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของฟันเพือง



รูปที่ 9 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระะการขบต่างๆ ของฟันเพือง เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของฟันเพือง

6. สัญลักษณ์

b Semi-width of Hertzian contact under load, m,

$$b = R_0 (8W_0/\pi)^{1/2}$$

C_{RT} Transient dimensionless curvature sum, $C_{RT} = R_x/R_0$

C_{UT} Transient dimensionless velocity, $C_{UT} = \bar{u}/u_0$

C_{WT} Transient dimensionless load, $C_{WT} = w'_z/w_0$

$E_{1/2}$ Elastic modulus of pinion/gear, Pa

E' Effective elastic modulus, Pa

$$1/E' = 1/2 [(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_1^2)/E_1]$$

f Friction coefficient

h Lubricant film thickness, m

h_0 Rigid central film thickness, m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าวิจัยเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

H	Dimensionless film thickness, $H = h(R_0/b^2)$
H_0	Dimensionless rigid central film thickness $H_0 = h_0(R_0/b^2)$
K	Constant in Reynold equation
κ	Thermal conductivity of lubricant, W/m-K
k_0	Thermal conductivity of lubricant at ambient pressure, W/m-K
\bar{k}_p	Dimensionless Thermal conductivity of lubricant, $\bar{k}_p = \kappa/k_0$
K_{T1}	Constant in Energy equation
K_{T2}	Constant in Energy equation
K_{T3}	Constant in Energy equation
p	Film pressure, Pa
P	Dimensionless pressure, $P = p/P_H$
P_H	Maximum Hertzian pressure, Pa $P_H = E'(W_0/2\pi)^{1/2}$
R_0	Pitch circle radius sum, m $1/R_0 = 1/r_a \sin(\bar{\psi}) + 1/r_b \sin(\bar{\psi})$
R_x	Curvature sum, m, $1/R_x = 1/R_1 + 1/R_2$
r_a	Base cycle radius of pinion, m
r_b	Base cycle radius of gear, m
t	Time, s
\bar{t}	Dimensionless time, $\bar{t} = (u_0/b)t$
T	Film temperature, K
T_0	Inlet lubricant temperature, K
$T_{1/2}$	Surface temperature of pinion/gear, K
u	Film velocity, m/s
u_1	Pinion teeth surface velocity, m/s
u_2	Gear teeth surface velocity, m/s
\bar{u}	Entrainment velocity, m/s, $\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$
u_0	Reference velocity, m/s
w'_z	Transient load, N/m
w_0	Reference load, N/m
W_0	Dimensionless reference load, $W_0' = w_0/E'R_0^2$
x	Coordinate, m
X	Dimensionless coordinate, $X = x/b$
Z_1	Viscosity-Pressure index
θ	Dimensionless film temperature, $\theta = T/T_0$
$\theta_{1/2}$	Dimensionless pinion/gear teeth surface temperature
μ	Equivalent viscosity, Pa-s
μ_0	Inlet viscosity, Pa-s
$\bar{\mu}$	Dimensionless equivalent viscosity, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$
ρ	Density of lubricant, kg/m ³
ρ_0	Inlet density of lubricant, kg/m ³
$\bar{\rho}$	Dimensionless density of lubricant, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$
$\bar{\psi}$	Pressure angle, degree

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] D. Dowson and G.R. Higginson, "Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication", Pergamon, Oxford, 1966.
- [2] R. Larsson, "Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear", Wear, Vol. 207, pp 67-73, 1997.
- [3] M. Al-Samieh and H. Rahnejat, "Ultra-Thin Lubricating Films Under Transient Conditions", Journal Physics D: Applied Physics, vol.34, pp. 2610-2621, 2001.
- [4] Y. Wang, H. Li, J. Tong and P. Yang, "Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear", Tribology International Vol. 37, pp 773-782, 2004.
- [5] G. Guangteng, P.M. Cann, A.V. Olver and H.A. Spikes, "An experimental study of film thickness between rough surfaces in EHD contacts", Tribology International, Vol 33 pp 183-189, 2000.
- [6] K. Wongseedakeaw, "Performance Characteristics of Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear with non-Newtonian Lubricant", Ladkrabang Engineering Journal, Vol. 27, No. 4, pp.43-48, 2010.
- [7] K. Wongseedakeaw, "The Effect of Surface Roughness to Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear with non-Newtonian Lubricant", KKU Engineering Journal, Vol.38 No.1, pp 43-52, 2011.
- [8] A.A. Lubrecht, W.E. ten Napel and R. Bosma, "Multigrid an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts", ASME Journal of Tribology, 108, 1986, pp. 551-556.
- [9] A. Francisco, J. Frene and A. Blouin, "Multilevel Solution to Elastohydrodynamic Contact for the Water Lubricated 3D Line Contact", STLE Tribology Transactions, 45, 2002, pp. 110-116.
- [10] J.W. Carslaw and J.C. Jaeger, "Conduction of Heat in Solids", Oxford University Press, 1959, London.
- [11] C.J.A. Roelands, "Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils", Druk, V.R.B., Groingen, 1996, Netherland.
- [12] S. Wang, C. Cusano and T.F. Conry, "Thermal analysis of elastohydrodynamic lubrication of line contact using the Ree-Eyring fluid model", Journal of Tribology, 113, 1991, pp. 232-244.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้