

การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกของเฟืองฟันตรงภายใต้แรงกระทำทันทีทันใด

Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear under Impact Loads

เจษฎา พานิชกรณ์^{1*}, มงคล มงคลวงศ์โรจน์², ชนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว³ และ วโรตม์ อังคเรืองรัตน⁴^{1,3,4} ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล, วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800² คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520

*ติดต่อ: jesdap@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน ในกรณีฟันเฟืองเกิดการกระแทกกันขณะเริ่มขบกันและที่ตำแหน่งฟันเฟืองเปลี่ยนจากการขบ 2 ฟันเฟืองเป็นฟันเฟืองเดียว ด้วยการใส่ระเบียบวิธีผลต่างสลับเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน – ราฟสัน และประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีมัลติกริด แก๊สมการเรย์โนลด์สร่วมกับสมการพลังงานในสภาวะไม่คงตัว และสมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ เพื่อหาการกระจายตัวของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่งการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง จากการจำลองผลพบว่าในสภาวะการทำงานปกติ ขณะเฟืองเริ่มขบกันความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการสัมผัสของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งpitchสัมผัสประสิทธิภาพความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด ในกรณีฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด

คำหลัก: การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก, เฟืองฟันตรง, ระเบียบวิธีมัลติกริด, ภาระแบบกระแทก

Abstract

This paper presents the transient thermal-elastohydrodynamic lubrication (TEHL) in line contact with Newtonian fluids for impact load condition at approach point and the point of the load was carried by one pair of teeth. The time-dependent modified Reynolds equation, elasticity equation, and energy equation with initial conditions were solved numerically using finite different method, Newton-Raphson method and multigrid multilevel method for an involutes spur gear to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and traction coefficient in the line of action. The simulation results show that at approach point, the film thickness is minimized and film temperature rapidly increases when the line of action increase. The minimum traction coefficient and film temperature were occurrence at pitch point for normal operating condition. For gears operated at impact load condition, the film temperature and friction coefficient are severely increased but the film thickness decreased.

Keywords: Thermo-Elastohydrodynamic lubrication, Spur Gear, Multigrid Method, Impact load condition.

1. บทนำ

การใช้เฟืองในระบบส่งถ่ายกำลัง สามารถส่งถ่ายกำลังได้สูงและสามารถเปลี่ยนแปลงทิศทางหรือความเร็วในการทำงาน ในขณะที่เฟืองทำงานภาระและความเร็วที่

ผิวของฟันเฟืองมีการเปลี่ยนแปลงตลอดการขบกันของฟันเฟือง รวมทั้งจะเกิดการกระแทกกันของฟันเฟืองขณะที่เริ่มขบกันหรือตอนที่ฟันเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่เป็นขบกัน 1 คู่ อันเนื่องมาจากการสีกหรือของฟันเฟือง (Backlash)

TSF-10

ส่งผลให้การหล่อลื่นของเฟืองขณะที่ฟันเฟืองขบกันมีความยุ่งยากซับซ้อนมากขึ้น การศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของฟันเฟืองที่เกิดการกระแทกกันขณะขบกัน จึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์และศึกษาการเกิดการสึกหรอที่เกิดขึ้นจากการหล่อลื่นไม่ดีพอ เพื่อยืดอายุการใช้งานของเฟืองให้มีอายุการใช้งานได้นานที่สุด

พฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลขนำเสนอโดย Dowson and Higginson[1] พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก พฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงที่ทำงานในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนที่ความหนืดของสารหล่อลื่นเป็นตาม Circular Viscosity Model นำเสนอโดย Larsson[2] พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการขบกันของฟันเฟือง Wang[3] นำเสนอพฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นแบบเทอร์โมฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงพบว่า ผลของการเปลี่ยนแปลงการทำงานของเฟืองมีผลอย่างมากต่ออุณหภูมิและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น Wongseedakaew[4][5] ศึกษาพฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนที่เป็นไปตามแบบจำลองของคาร์โอ พบว่าเมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นหรือความเร็วในการหมุนของเฟืองลดลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลด การศึกษาพฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นแบบเทอร์โมฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในสภาวะไม่คงตัว สมการที่ใช้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง ดังนั้นการหาคำตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการจำลองผล Lubrecht[6] และ Francisco[7] จึงได้นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการจำลองผลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นแบบเทอร์โมฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่คิดผลของการเปลี่ยนอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น(TEHL) ในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียนและอัดตัวได้ ในขณะที่ฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกในขณะที่ฟันเฟืองเริ่มขบกันและตอนที่ฟันเฟืองเปลี่ยนจากขบกัน 2 คู่เป็นขบกัน 1 คู่ อันเนื่องมาจากการสึกหรอของฟันเฟือง (Backlash) เปรียบเทียบกับการทำงานในสภาวะปกติของฟันเฟือง

โดยประยุกต์ใช้ระเบียบผลต่างสืบเนื่อง ระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน ร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด เพื่อคำนวณหาพฤติกรรมการณ์การกระจายตัวของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์ม สารหล่อลื่น และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้น

2. ทฤษฎีการหล่อลื่น

2.1 ลักษณะทางกายภาพของฟันเฟือง

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

$$R_1(\bar{S}) = r_b \sin \bar{\psi} + \bar{S} \quad (1)$$

$$R_2(\bar{S}) = r_a \sin \bar{\psi} - \bar{S} \quad (2)$$

ความเร็วที่ผิวของฟันเฟืองที่ขบกัน

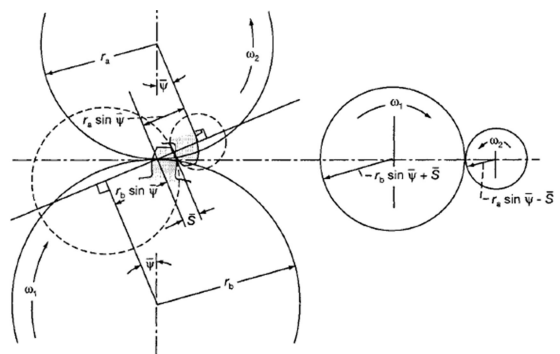
$$u_1(\bar{S}) = \omega_a R_1(\bar{S}) \quad (3)$$

$$u_2(\bar{S}) = \omega_b R_2(\bar{S}) \quad (4)$$

ระยะการขบกันทั้งหมดของฟันเฟือง

$$s = \sqrt{(r_a + a_a)^2 - (r_a \cos \bar{\psi})^2} - r_a \sin \bar{\psi} + \sqrt{(r_b + a_b)^2 - (r_b \cos \bar{\psi})^2} - r_b \sin \bar{\psi} \quad (5)$$

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



รูปที่ 1 ระยะรัศมีวงกลมพิตช์ของเฟืองขับและเฟืองตามของเฟืองแบบฟันตรง

2.2 สมการเรย์โนลด์และสมการพลังงาน

สมการเรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัวแบบไร้มิติที่สัมผัสเป็นเส้น จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) = K \left\{ C_{UT}(t) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} H) \right\} \quad (6)$$

TSF-10

เมื่อ $\varepsilon = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}}$ และ $K = \frac{12u_0\mu_0R_0^2}{b^3P_H}$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{INLET}, \bar{t}) = 0, \quad P(X_{EXIT}, \bar{t}) = \frac{\partial P}{\partial X} \Big|_{X=X_{EXIT}} = 0$$

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

พลังงานความร้อนที่ขึ้นจากการสัมผัสกันของ
พื้นผิวของฟิล์มสารหล่อลื่นในสภาวะไม่คงตัวใน
รูปแบบไร้มิติ

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} = K_{T1} \left(\frac{\bar{\rho}H^2}{\bar{k}_p} \right) \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{t}} + u^* \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) \right) \quad (7)$$

$$-K_{T2} \left(\frac{\bar{\mu}}{\bar{k}_p} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial \bar{t}} \right)^2 - K_{T3} \left(\frac{\theta H^2}{\bar{k}_p} \right) \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right) \right)$$

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 [8]

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

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

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

สมการความหนาฟิล์มขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพ
ของพื้นผิวและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของพื้นผิว
จากความดันของสารหล่อลื่น

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P \ln |X - X'| dX' \quad (8)$$

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันที่
ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
ในรูปแบบไร้มิติ [1]

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

ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น เปลี่ยนแปลงตาม
ความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อ
ลื่นในรูปแบบไร้มิติ [9]

$$\bar{\mu} = \exp \left[\left\{ \left(\ln \mu_0 + 9.67 \right) \times \right. \right. \\ \left. \left. \left\{ -1 + \left(1 + 5.1 \times 10^{-9} p \right)^2 \right\} \right\} \right] \quad (10)$$

ผลกระทบจากความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ ทำ
ให้ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฟิล์มสารหล่อลื่น
เปลี่ยนแปลงไป [10]

$$\bar{k}_p = 1 + \frac{\alpha_{K,1} p}{1 + \alpha_{K,2} p} \quad (11)$$

ภาระที่พื้นผิวได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่
กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P dX = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \quad (12)$$

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทำงานของ
เฟืองฟันตรงแบบไร้มิติ

$$f = \left(\frac{\mu_0 u_0 R_0}{C_{WT} w_0 b} \right) \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}_R^* \bar{\mu}_s^*}{H} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX \quad (13)$$

3. ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

การหาคำตอบของสมการเรย์โนลด์และสมการพลังงาน
ร่วมกับซึ่งเป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นสูง เพื่อหาความดัน
และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ได้ประยุกต์ใช้ระเบียบ
วิธีผลต่างสืบเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน ใน
สภาวะไม่คงตัว ทำการหาคำตอบซ้ำๆ จนกระทั่ง

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

$$\text{และ} \quad \left| 1 - \frac{2}{\pi C_{WT}} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P_i dX \right| < 0.0001$$

4. ผลการคำนวณ

คุณสมบัติของพื้นผิวและสารหล่อลื่นที่ใช้ แสดงตาม
ตารางที่ 1 และตารางที่ 2

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของพื้นผิว

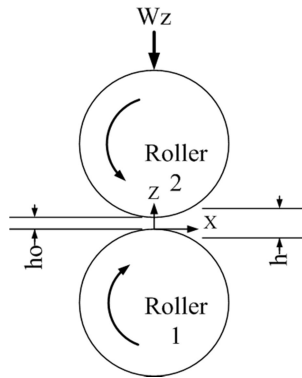
คุณสมบัติของพื้นผิว	เฟือง ขับ	เฟือง ตาม
จำนวนฟันเฟือง	35	140
โมดูล (มม)	2	
Pressure Angle (องศา)	20	
ความกว้างของฟันเฟือง (มม)	20	
Modulus of Elasticity (GPa)	117	
Poisson ratio	0.28	
Thermal conductivity (W/m-K)	55.4	
Specific heat (J/kg-K)	736.8	

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

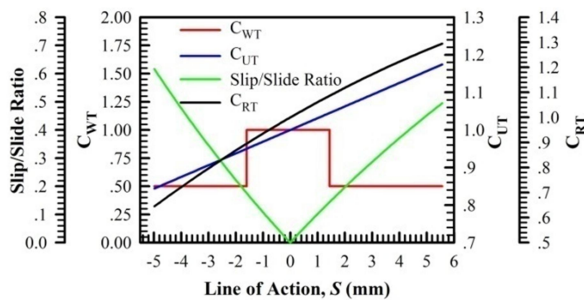
คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	SAE-90
Inlet Density (kg/m ³)	892.80
Inlet Viscosity (Pa-s)	0.195
Viscosity-Pressure Index	0.5685
Viscosity-Temperature coefficient (K ⁻¹)	0.05763
Coefficient of thermal expansivity (K ⁻¹)	0.00074
Thermal conductivity (W/m-K)	0.126
Specific heat (J/kg-K)	1870

TSF-10

ภาระที่พื้นเฟืองได้รับในสภาวะการทำงานของพื้นเฟืองที่ระยะการขบต่าง ๆ และพิกัดที่ใช้ในการจำลองผลแสดงดังรูปที่ 2 และรูปที่ 3



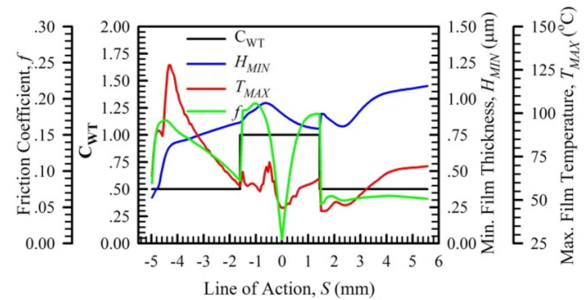
รูปที่ 2 พิกัดที่ใช้ในการจำลองผลการทำงานของพื้นเฟือง



รูปที่ 3 สภาวะการทำงานของพื้นเฟืองในสภาวะปกติที่ระยะการขบต่างๆ

รูปที่ 4 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด (H_{MIN}) สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (f) และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด (T_{MAX}) ที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟืองเมื่อเฟืองรับภาระ 10 kW และทำงานที่ความเร็วรอบ 1,000 rpm พบว่าที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน ($S = -4.98$ mm) ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด เนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัวจากการกดอัดของผิวพื้นเฟือง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเท่ากับ $0.317 \mu\text{m}$, 63.63°C และ 0.083 ตามลำดับ เมื่อระยะการขบกันของพื้นเฟืองเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ที่ระยะการขบกันของพื้นเฟือง $S = -4.28$ mm อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงสุดที่ 127.83°C จากนั้น อุณหภูมิของ

ฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง จนถึงตำแหน่งที่พื้นเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่ มาเป็นขบกัน 1 คู่ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้ง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด เนื่องจากผลของการกดอัดของฟิล์มสารหล่อลื่น โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเพิ่มขึ้นจาก 0.087 ไปเป็น 0.193 แล้วจึงค่าลดลงเข้าใกล้ศูนย์ที่ตำแหน่งพิตช์ $S = 0.00$ mm

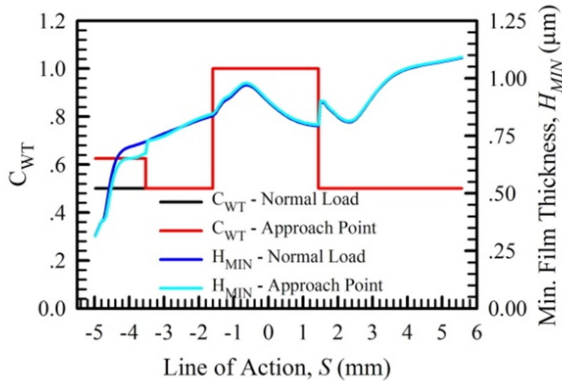


รูปที่ 4 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง

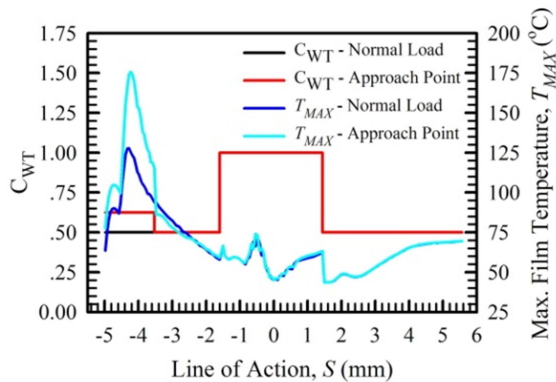
การเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในสภาวะการทำงานปกติของพื้นเฟืองกับสภาวะที่พื้นเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน แสดงดังรูปที่ 5 รูปที่ 6 และรูปที่ 7 พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าลดลง โดยที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เนื่องจากผลของการกดอัดของฟิล์มสารหล่อลื่น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อพื้นเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน เนื่องจากเมื่อภาระที่พื้นเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นจากการกระแทกกันขณะที่พื้นเฟืองขบกัน จะทำให้ฟิล์มสารหล่อลื่นเกิดการยุบตัวและทำให้ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความเครียดเฉือน และการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนและการอัดตัวมีค่าเพิ่มขึ้น โดยที่ระยะการขบกันของพื้นเฟือง $S = -4.23$ mm ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะการทำงานปกติของพื้นเฟืองกับสภาวะที่พื้นเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบ

TSF-10

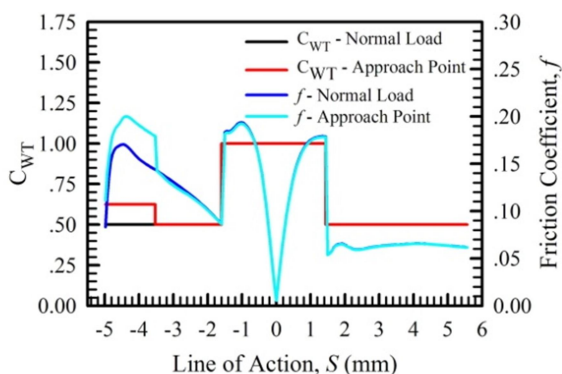
กัน มีค่าเท่ากับ ($0.681 \mu\text{m}$, 125.39°C และ 0.164)
และ ($0.639 \mu\text{m}$, 175.64°C และ 0.198) ตามลำดับ



รูปที่ 5 ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน

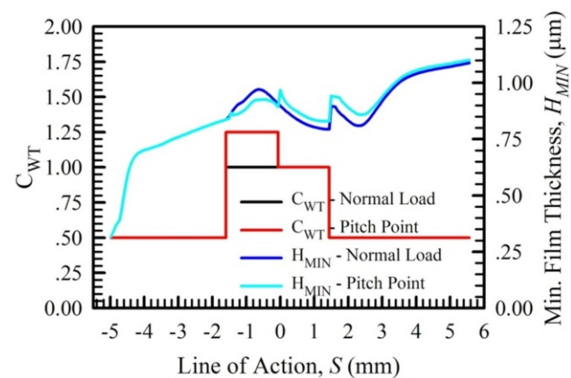


รูปที่ 6 อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน



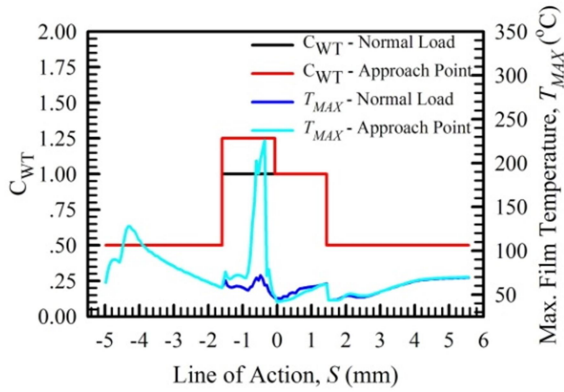
รูปที่ 7 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน

รูปที่ 8 รูปที่ 9 และรูปที่ 10 การเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์ แสดงดัง พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง เนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวการเคลื่อนที่เป็นลักษณะการหมุน(Rolling) มากกว่าการเลื่อนไถล(Sliding) เมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นจากการกระแทกกันขณะที่ฟันเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ ทำให้ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และความหนืดของฟิล์มสารมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง การผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนและจากการอัดตัว รวมทั้งความเค้นเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นจากความหนืดที่มีค่าเพิ่มขึ้น มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง โดยที่ระยะการขบกันของฟันเฟือง $S = -0.36 \text{ mm}$ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์ มีค่าเท่ากับ ($0.951 \mu\text{m}$, 60.60°C และ 0.124) และ ($0.924 \mu\text{m}$, 225.66°C และ 0.258) ตามลำดับ

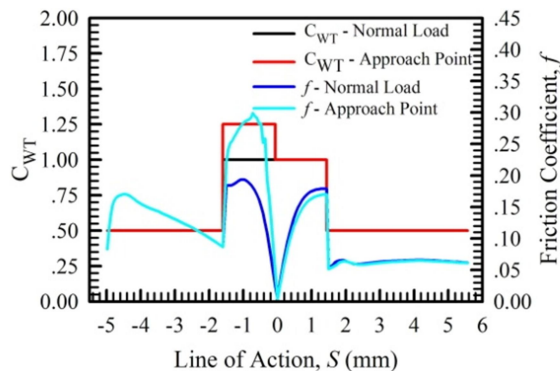


รูปที่ 8 ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์

TSF-10



รูปที่ 9 อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์



รูปที่ 10 อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์

5. สรุปผล

จากการจำลองผลพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน เมื่อฟันเฟืองเกิดการกระแทกกันที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและที่ตำแหน่งพิตช์ สรุปได้ว่า

1. ที่บริเวณฟันเฟืองเริ่มขบกันความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดและมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟืองกับสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน มีค่าไม่แตกต่างกัน ทำให้ที่ตำแหน่งดังกล่าวฟันเฟืองมีโอกาสเกิดความเสียหายได้มากที่สุด

2. ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานช่วงแรกมีค่า

เพิ่มขึ้นและลดลง เมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น

3. เมื่อฟันเฟืองรับภาระเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่เป็นขบกัน 1 คู่ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์มีค่าลดลงมากกว่า ในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟือง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในสภาวะที่ฟันเฟืองกระแทกกันที่ตำแหน่งพิตช์ มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรงกว่าในสภาวะการทำงานปกติของฟันเฟือง

4. ที่ตำแหน่งพิตช์ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าน้อยสุด เนื่องจากการเคลื่อนที่แบบหมุนเพียงอย่างเดียว (Pure Rolling)

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจาก ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

7. 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
 $1/E' = 1/2 [(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]$
- f Friction coefficient
- h Lubricant film thickness, m
- h_0 Rigid central film thickness, m
- 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
- k 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,
 $\bar{k}_p = k/k_0$
- K_{T1} Constant in Energy equation
- K_{T2} Constant in Energy equation

TSF-10

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

Ladkrabang Engineering Journal, Vol. 27, No. 4, pp.43-48.

- [5] Khanittha Wongseedakeaw (2011), 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.
- [6] Lubrecht A.A., Napel ten W.E. and Bosma R. (1986), Multigrid an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts, ASME Journal of Tribology, Vol. 108, 1986, pp. 551-556.
- [7] Francisco A., Frene J. and Blouin A. (2002), Multilevel Solution to Elastohydrodynamic Contact for the Water Lubricated 3D Line Contact, STLE Tribology Transactions, No. 45, pp. 110-116.
- [8] Carslaw J.W. and Jaeger J.C. (1959), Conduction of Heat in Solids, Oxford University Press, London.
- [9] Roelands C.J.A. (1996), Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils, Druk, V.R.B., Groingen, Netherland.
- [10] Wang S., Cusano C. and Conry T.F. (1991), Thermal analysis of elastohydrodynamic lubrication of line contact using the Ree-Eyring fluid model, Journal of Tribology, Vol. 113, pp. 232-244.

8. เอกสารอ้างอิง

- [1] Dowson D. and Higginson G.R. (1966), Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication, Pergamon, Oxford.
- [2] Larsson R. (1997), Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear, Wear, Vol. 207, pp 67-73.
- [3] Wang Y., Li H., Tong J. and Yang P. (2004), Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear, Tribology International Vol. 37, pp 773-782.
- [4] Khanittha Wongseedakeaw (2011), Performance Characteristics of Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear with non-Newtonian Lubricant,