

ผลของความหยาบผิวต่อการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรง

The Effect of Surface Roughness to Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear

กานิตฐา วงษ์สีดาแก้ว

ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
1518 ถนนพิบูลสงคราม แขวงวงศ์สว่าง เขตบางซื่อ กรุงเทพมหานคร 10800
E-mail: khanitthaw@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ศึกษาผลของความหยาบของผิวฟันเฟืองที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียนโดยไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยมร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน – ราฟสัน และประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีมัลติกริด แก่สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัว สมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ สมการการเปลี่ยนแปลงความหนืดและความหนาแน่นของสารหล่อลื่น เพื่อหาการกระจายตัวของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของเฟืองฟันตรง จากการจำลองผลพบว่าเมื่อเฟืองเริ่มสัมผัสกันความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะเวลาการสัมผัสของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งพิตช์สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าน้อยสุด และความหยาบของผิวฟันเฟืองมีผลต่อความดันฟิล์มสารหล่อลื่นอย่างรุนแรง เมื่อขนาดของความหยาบผิวของฟันเฟืองเพิ่มขึ้นทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อ

ลื่นมีค่าลดลงแต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และค่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีการกวัดแกว่งมากขึ้น

คำหลัก : สมการเรย์โนลด์, การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก, ระเบียบวิธีมัลติกริด, เฟืองฟันตรง

Abstract

This paper presents the effect of surface roughness to transient elastohydrodynamic lubrication in spur gear that the line of contact is being in line using the Newtonian fluid lubricant under isothermal condition. The finite different method, Newton-Raphson Method and Multigrid method were applied to solve the transient modified Reynolds equation, elastic equation and viscosity equation in order to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and traction coefficient in the contact region. The simulation results show that the film

thickness reaches its minimum at the approach point, and as the line of action increases, the film thickness increase. The minimum traction coefficient was occurrence at pitch point. The surface roughness has a significant effect on the film pressure. The amplitude of surface roughness increases, the film thickness decreases while the traction coefficient and film pressure fluctuate.

Keyword: Reynold equation, elasto-hydrodynamic lubrication, multigrid method, spur gear.

1. บทนำ

การหล่อลื่นที่ดีมีความสำคัญต่อการทำงานของเฟืองฟันตรง เพราะทำให้การสึกหรอ และความเสียหายที่เกิดขึ้นลดลง ส่งผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของเฟืองฟันตรงดีขึ้น แต่พฤติกรรมการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงมีความยุ่งยากและซับซ้อน ตลอดจนลักษณะของผิวฟันเฟืองที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของฟันเฟืองจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยابของผิว ซึ่งความหยابของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นเนื่องจากความหยابของผิวสัมผัสกับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่แยกผิวสัมผัสออกจากกันมีค่าใกล้เคียงกัน Larsson[1] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงที่ทำงานในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

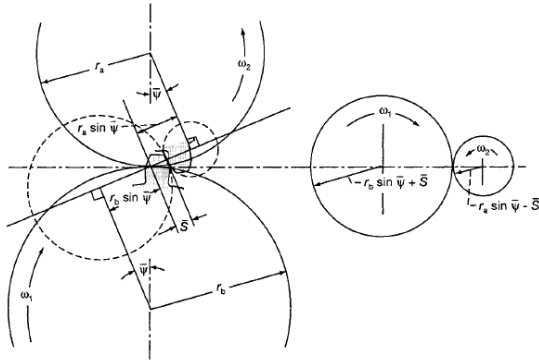
มีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการขบกันของฟันเฟือง Wang[2] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน พบว่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงแต่อุณหภูมิสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น Guangteng[3] ทดลองวัดค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของชิ้นงานเป็นผิวหยาบเปรียบเทียบกับผลทางทฤษฎีพบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกัน ขนิงสุธา[4][5] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นโรลเลอร์แบร์ริงด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนพบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นมีค่าบางมากและขึ้นภาระ ความเร็วในการทำงานของโรลเลอร์แบร์ริง และขนาดของความหยาบผิวสัมผัสสมการที่ใช้มีความไม่เป็นเชิงเส้นสูง ทำให้การหาคำตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการคำนวณนาน Lubrecht[6] และFrancisco[7] จึงได้นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการหาคำตอบ

บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน โดยไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น ด้วยการวิเคราะห์เปรียบเทียบผลต่างสี่บเนื่องร่วม ระเบียบวิธีนิวตัน – ราฟสัน ร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด ในการหาคำตอบของสมการโมดิไฟด์เรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัวสมการการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของวัสดุ สมการการเปลี่ยนแปลงความหนืดและความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

2. ทฤษฎีการหล่อลื่น

2.1 ลักษณะทางกายภาพของพื้นเฟือง

การทำงานของเฟืองแบบฟันตรงและลักษณะทางกายภาพของฟันเฟืองตามรูปที่ 1



รูปที่ 1 แสดงระยะรัศมีวงกลมพิตช์ของเฟืองขับและเฟืองตามของเฟืองแบบฟันตรง

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

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

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

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

2.2 สมการเรย์โนลด์

สมการเรย์โนลด์ในรูปแบบไร้มิติสำหรับการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน

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

เมื่อ

$$\varepsilon = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\eta}} \quad (7)$$

$$K = \frac{12\eta_0 R_0^2 u_0}{P_H b^3} \quad (8)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{IN}, T) = 0, \quad P(X_{OUT}, T) = (\partial P / \partial X)_{OUT} = 0 \\ P \geq 0 \quad (X_{IN} < X < X_{OUT}) \quad (9)$$

2.3 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการความหนาฟิล์มขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของฟันเฟือง ความหยาบของผิวฟันเฟือง และการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของฟันเฟืองจากความดันของสารหล่อลื่น

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} + Z_1(X) + Z_2(X) \quad (10)$$

$$- \frac{1}{\pi} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P(X, T) \ln |X - X'| dX'$$

เมื่อ $Z_1(X)$ เป็นความหยาบของผิวของเฟืองขับ

$Z_2(X)$ เป็นความหยาบของผิวของเฟืองตาม

2.4 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ [8]

$$\bar{p} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \quad (11)$$

2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความดันที่สารหล่อลื่นได้รับในรูปแบบไร้มิติ [9]

$$\bar{\eta} = \exp \left[\frac{(\ln(\mu_0) + 9.67) \times (-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^z)}{\quad} \right] \quad (12)$$

2.6 สมการสมดุลแรง

ภาระที่พื้นเฟืองได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} PdX = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \quad (13)$$

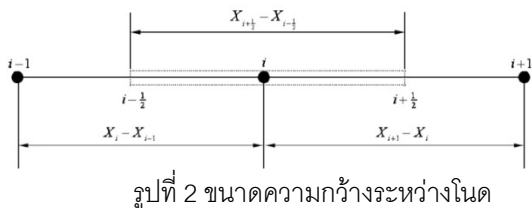
2.7 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทำงานของเฟืองฟันตรงแบบไร้มิติ

$$f = \left(\frac{\eta_0 u_0 R_0}{C_{WT} w_0 b} \right) \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\eta}}{H} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX \quad (14)$$

3. ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์เป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นสูงจึงได้ประยุกต์ใช้ วิธีผลต่างสี่บเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสันมาใช้ในการแก้สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ โดยทำการแบ่งโหนดออกเป็นได้ดังรูป 2



การศึกษาครั้งนี้ได้กำหนดให้ความกว้างระหว่างโหนดเท่ากัน

$$X_{i+1} - X_i = X_i - X_{i-1} = \Delta X \quad (15)$$

กระจายสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ด้วยระเบียบวิธีผลต่างสี่บเนื่องร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน จะได้ว่า

$$F(P_i) = \frac{\varepsilon_{i+\frac{1}{2}} \left(\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta X} \right) - \varepsilon_{i-\frac{1}{2}} \left(\frac{P_i - P_{i-1}}{\Delta X} \right)}{\Delta X} - K \left(C_{UT}(t) \left(\frac{(\bar{p}H)|_i - (\bar{p}H)|_{i-1}}{\Delta X} \right) + \left(\frac{(\bar{p}H)|_i - (\bar{p}H)|_i^0}{\Delta T} \right) \right) \quad (16)$$

เมื่อ

$$\varepsilon_{i+\frac{1}{2}} = \frac{\varepsilon_{i+1} + \varepsilon_i}{2} \quad (17)$$

$$\varepsilon_{i-\frac{1}{2}} = \frac{\varepsilon_i + \varepsilon_{i-1}}{2} \quad (18)$$

เมื่อประยุกต์ระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสันกับสมการเรย์โนลด์เพื่อหาคำคำตอบจะได้ว่า

$$\left[\frac{\partial F(P_i)}{\partial P_i} \right] [\Delta P_i] = [-F(P_i)] \quad (19)$$

คำนวณซ้ำจนกระทั่ง

$$\frac{\sum_{i=0}^N |P_i^{k+1} - P_i^k|}{\sum_{i=0}^N |P_i^{k+1}|} < 0.0001 \quad (20)$$

และ

$$\left| 1 - \frac{\int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P_i dX}{C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right)} \right| < 0.001 \quad (21)$$

4. ผลการคำนวณ

คุณสมบัติของฟันเฟืองและสารหล่อลื่นแสดงดังตารางที่ 1 และตารางที่ 2 ลักษณะของความหยابผิวของฟันเฟือง ภาวะที่ฟันเฟืองได้รับและสภาวะการทำงานของฟันเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ แสดงดังรูปที่ 3a ถึงรูปที่ 3c

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของฟันเฟือง

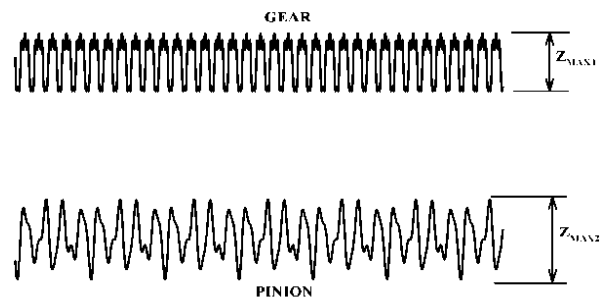
คุณสมบัติของฟันเฟือง	PINION	GEAR
จำนวนฟันเฟือง	50	100
โมดูล (m)	2	2
Pressure Angle (ϕ)	20 องศา	
ความกว้างของฟันเฟือง	25 mm.	
MATERIAL	AISI 304	

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

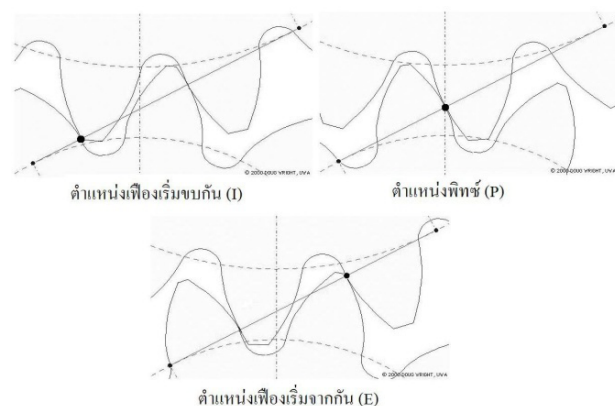
คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	PAO 40
Inlet Density (ρ_0), kg/m ³	845.0
Inlet Viscosity (η_0), Pa-s	0.3338
Viscosity-Pressure Index (Z)	0.366

จากการจำลองการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดร ไดนามิกของเฟืองฟันตรงที่สัมผัสเป็นเส้นเมื่อเฟืองรับภาระ 20 kW และทำงานที่ความเร็วรอบ 500 rpm ด้วยสารหล่อลื่นที่มีคุณสมบัติเป็นของไหลนิวโตเนียนไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารหล่อลื่น พบว่าที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (ตำแหน่ง I) ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดเนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัวจากการกดอัดของผิวฟันเฟือง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดเท่ากับ $0.39 \mu\text{m}$ และ

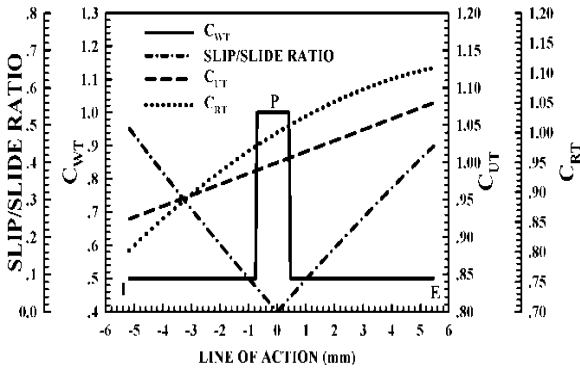
$0.37 \mu\text{m}$ เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ จากนั้นความดันและฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัวได้เพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งพิทช์ (ตำแหน่ง P) เป็นตำแหน่งที่ฟันเฟืองรับภาระสูงสุด ส่งผลให้ความกว้างของการสัมผัสและความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มมีค่าสูงสุดที่ 0.927 GPa และ 0.999 GPa เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ และที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มจากกัน (ตำแหน่ง E) ความหนาฟิล์มมีค่ามากที่สุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $1.01 \mu\text{m}$ และ $0.974 \mu\text{m}$ เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ เนื่องจากความเร็วของผิวฟันเฟืองมีค่ามากที่สุดและภาวะที่ฟันเฟืองได้รับลดลงแสดงดังรูปที่ 4



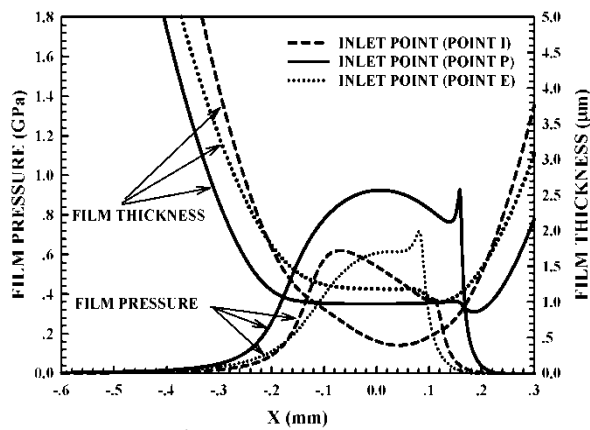
รูปที่ 3a ลักษณะความหยาบของผิวฟันเฟือง



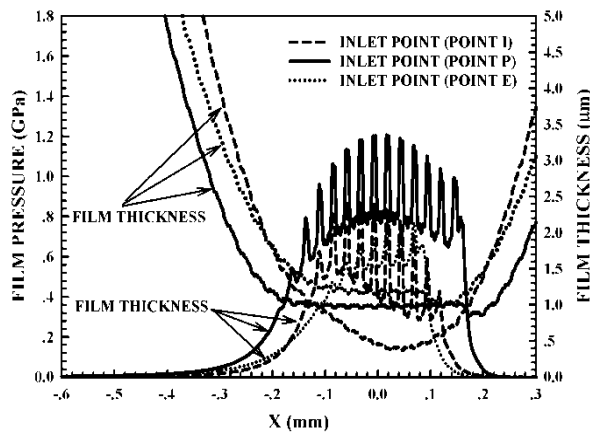
รูปที่ 3b ตำแหน่งที่ฟันเฟืองขบกัน



รูปที่ 3c สภาวะการทำงานของพื้นเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง



a) เมื่อไม่คิดความหยาบของผิวพื้นเฟือง



b) เมื่อคิดความหยาบของผิวพื้นเฟือง

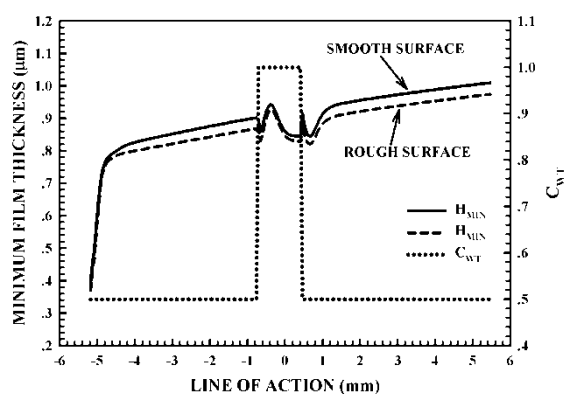
รูปที่ 4 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งการขบกันของพื้นเฟืองต่างๆ เมื่อผิวของพื้นเฟืองเป็นแบบผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ

เมื่อพิจารณาการทำงานของเฟืองฟันตรงที่ระยะการขบกันต่างๆ ของเฟือง พบว่าที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าน้อยสุด เมื่อระยะการขบกันของพื้นเฟืองเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากพื้นเฟืองสร้างฟิล์มสารหล่อลื่นได้เพิ่มขึ้นและเริ่มมีค่าคงที่เมื่อระยะการขบกันของพื้นเฟืองมากกว่า -4.81 mm. จากตำแหน่งพิตช์ ที่ระยะการขบกันของพื้นเฟืองเท่ากับ -0.71 mm. จากตำแหน่งพิตช์ พื้นเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ ภาวะของพื้นเฟืองเพิ่มขึ้นทันทีทันใดเป็น 2 เท่า ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลงอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่งดังกล่าวจากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นและลดลงอีกครั้ง เมื่อพื้นเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 1 คู่มาเป็นขบกัน 2 คู่ ที่ระยะการขบกันของพื้นเฟืองเท่ากับ 0.46 mm. จากตำแหน่งพิตช์ ภาวะของพื้นเฟืองลดลงทันทีทันใด 2 เท่า ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใดและลดลงอย่างรวดเร็ว แล้วจึงมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้งจนถึงระยะการขบกันของพื้นเฟืองเท่ากับ 1.16 mm. จากตำแหน่งพิตช์ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเริ่มมีค่าคงที่ แสดงดังรูปที่ 5

พิจารณาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของเฟือง พบว่าที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเท่ากับ 0.073 และ 0.118 เมื่อผิวของพื้นเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ เนื่องจากฟิล์มของสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัว ทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยและผลต่างของความเร็วผิวของเฟืองขับและเฟืองตาม (Slip/Slide Ratio) มีค่ามากที่สุด

ส่งผลให้ความเครียดเฉือนและความเค้นเฉือนมีค่ามาก เมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและมีค่าสูงสุดเมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองเท่ากับ -5.07 mm. จากตำแหน่งพิตช์ มีค่าเท่ากับ 0.106 และ 0.149 เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ เนื่องจากฟันเฟืองสร้างฟิล์มสารหล่อลื่นได้เพิ่มขึ้นทำให้ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ทำให้ความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงเมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากผลต่างของความเร็วผิวของเฟืองขับและเฟืองตาม (Slip/Slide Ratio) มีค่าลดลง ส่งผลให้ความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองเท่ากับ -0.71 จากตำแหน่งพิตช์ฟันเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ ภาวะของฟันเฟืองเพิ่มขึ้นทันทีทันใดเป็น 2 เท่า ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดจาก 0.008 ไปเป็น 0.020 และจาก 0.008 ไปเป็น 0.027 เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ ที่ระยะการขบกันของฟันเฟืองเท่ากับ -0.60 mm. จากตำแหน่งพิตช์ เนื่องจากภาวะที่เพิ่มขึ้นของฟันเฟืองทำให้ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความหนืดของสารหล่อลื่นและความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงเมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองเพิ่มขึ้นจนมีค่าน้อยสุดเท่ากับ 0.0001 ที่ตำแหน่งพิตช์ เนื่องจากที่ตำแหน่งพิตช์ความเร็วของฟันเฟืองขับและฟันเฟืองตามมีค่า

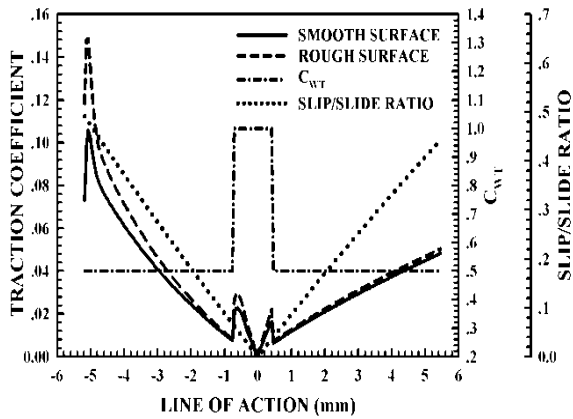
เท่ากัน (Pure Rolling) ส่งผลให้ค่าเครียดเฉือนและความเค้นเฉือนมีค่าน้อยสุดที่ตำแหน่งพิตช์ จากนั้นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการขบกันเพิ่มขึ้น จนถึงตำแหน่งที่ฟันเฟืองเปลี่ยนจากการขบกัน 1 คู่มาเป็นขบกัน 2 คู่ ที่ระยะการขบกันของฟันเฟืองเท่ากับ 0.46 mm. ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงจาก 0.017 ไปเป็น 0.006 และจาก 0.022 ไปเป็น 0.007 เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ เนื่องจากความหนืดและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลง และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มกลับขึ้นไปตามระยะการขบกันของฟันเฟืองที่เพิ่มขึ้น จนมีค่าเท่ากับ 0.048 และ 0.050 เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มแยกจากกัน แสดงดังรูปที่ 6



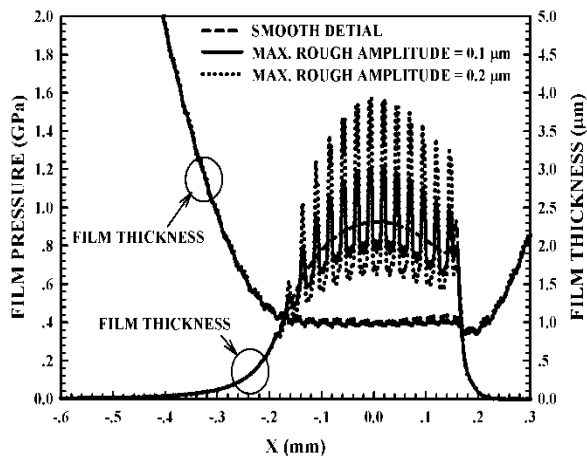
รูปที่ 5 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง

เมื่อพิจารณาผลจากเพิ่มขึ้นของความหยาบผิวของฟันเฟืองที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น พบว่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีการกวัดแกว่งเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เป็นผลเนื่องจากความหยาบของผิวทรงกระบอกทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงส่งผลให้ความดันของ

ฟิล์มสารหล่อลื่นมีการเปลี่ยนแปลงตามลักษณะของ ความหยาบผิวอย่างรุนแรงแสดงดังรูปที่ 7



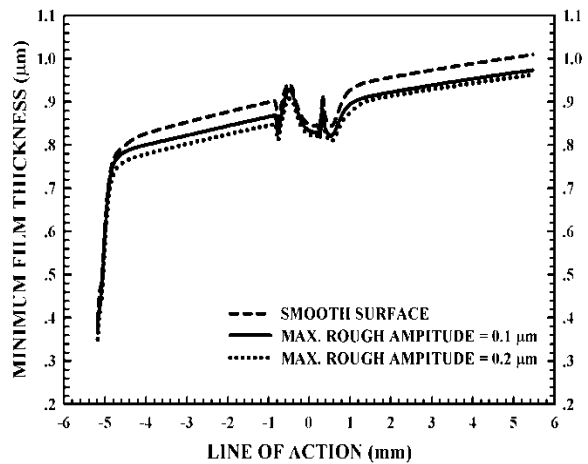
รูปที่ 6 แสดง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเพื่อง



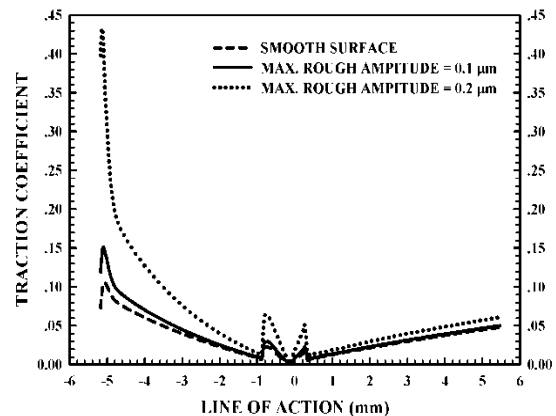
รูปที่ 7 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์ม สารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิตช์ ที่ความความของผิวของพื้นเพื่อง ต่างๆ

พิจารณาค่าความหนาฟิล์มน้อยสุดและ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของเพื่องพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อย สุดมีค่าลดลงแต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่า เพิ่มขึ้นเมื่อความหยาบผิวของพื้นเพื่องมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 8 และรูปที่ 9

ภาวะที่เพื่องได้รับเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความดัน ฟิล์มสารหล่อลื่น การกวัดแกว่งของความดันฟิล์มสาร หล่อลื่นและความกว้างของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แสดงดังรูป ที่ 10

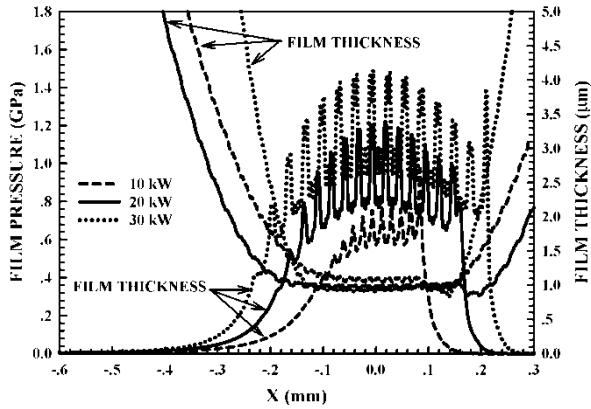


รูปที่ 8 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบ ต่างๆ ของพื้นเพื่องที่ความความของผิวของพื้นเพื่องต่างๆ

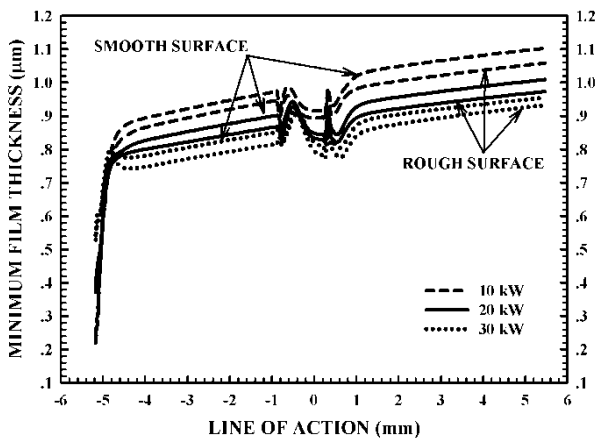


รูปที่ 9 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเพื่องที่ความความของผิวของพื้นเพื่องต่างๆ

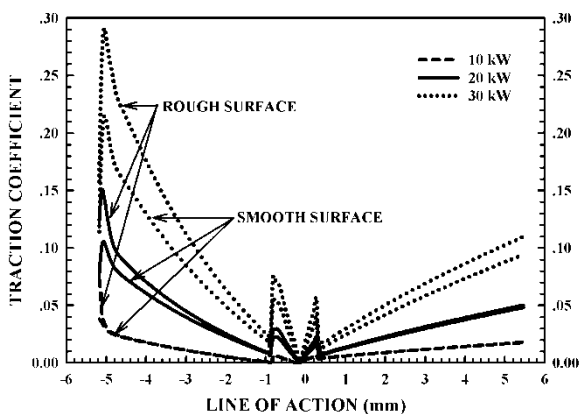
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของเพื่องพบว่าค่า ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลงแต่ค่า สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาวะที่ พื้นเพื่องได้รับเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 11 และรูปที่ 12



รูปที่ 10 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิตช์ ที่ภาวะของฟันเฟืองต่างๆ

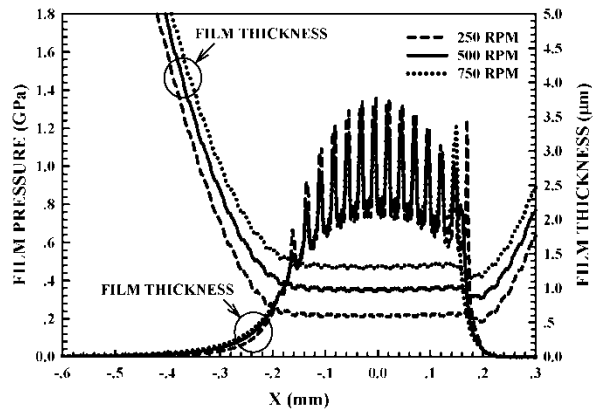


รูปที่ 11 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟืองที่ภาวะของฟันเฟืองต่างๆ

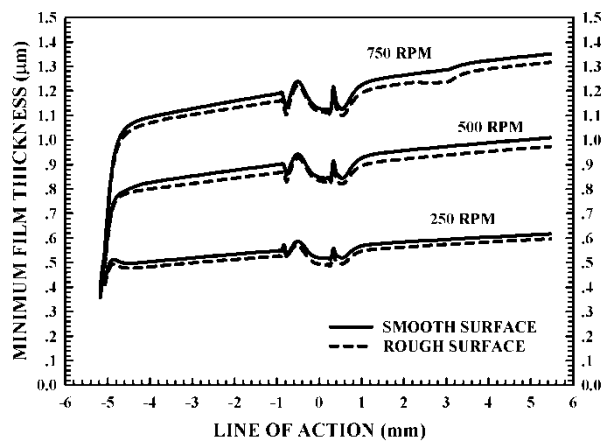


รูปที่ 12 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟืองที่ภาวะของฟันเฟืองต่างๆ

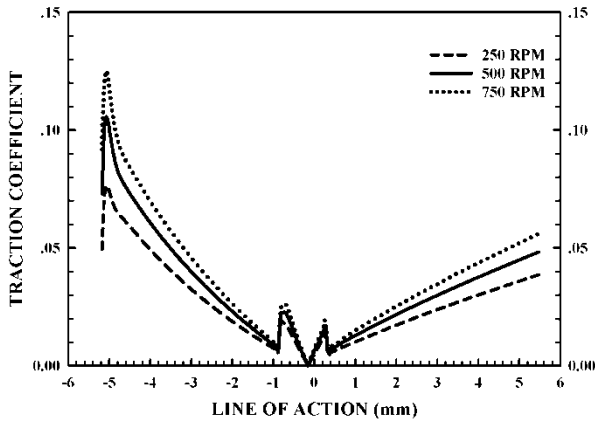
การเพิ่มขึ้นของความเร็วของเฟืองส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิตช์มีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากอัตราการไหลของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของผิวฟันเฟืองเพิ่มขึ้น แต่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและการกวัดแกว่งของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นไม่เปลี่ยนแปลง แสดงดังรูปที่ 13 ความหนาฟิล์มน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 14 และรูปที่ 15



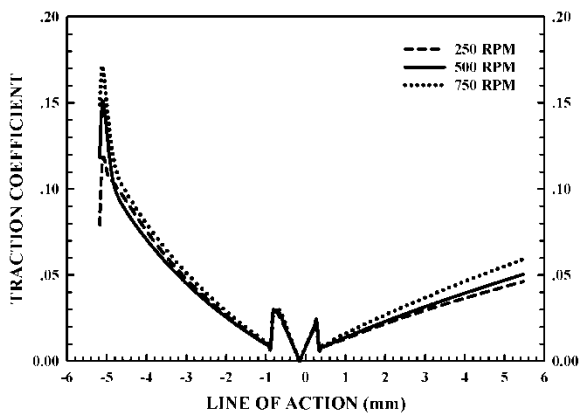
รูปที่ 13 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิตช์ ที่ความเร็วรอบต่างๆของฟันเฟือง



รูปที่ 14 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟืองที่ความเร็วรอบต่างๆของฟันเฟือง



a) เมื่อไม่คิดความหยาบของผิวพื้นเพียง



b) เมื่อคิดความหยาบของผิวพื้นเพียง

รูปที่ 15 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟืองที่ความเร็วรอบต่างๆของฟันเฟือง

5.สรุปผล

จากการจำลองผลความหยาบผิวที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกของเฟืองฟันตรงที่สัมผัสเป็นเส้น เมื่อไม่คิดผลของอุณหภูมิพบว่า

5.1 ความหนาฟิล์มน้อยสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและที่บริเวณฟันเฟืองเริ่มขบสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าสูงสุด

5.2 ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น

5.3 ที่ตำแหน่งพิทช์ ความกว้างของการสัมผัส ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่ามากที่สุด แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าน้อยสุด

5.4 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลงเมื่อความหยาบของผิวพื้นเพียงมีค่าเพิ่มขึ้น

5.5 เมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลง

5.6 ความเร็วรอบในการทำงานของเฟืองที่เพิ่มขึ้นทำให้ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น

6. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยนักวิจัยรุ่นใหม่ ประจำปี 2553 จากสำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

7. สัญลักษณ์

b ความกว้างครึ่งหนึ่งของการสัมผัส, m

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

C_{RT} สัดส่วนความโค้งที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับ

$$\text{ตำแหน่งพิทช์, } C_{RT} = R_X/R_0$$

C_{UT} สัดส่วนความเร็วที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับ

$$\text{ตำแหน่งพิทช์, } C_{UT} = \bar{u}/u_0$$

C_{WT} สัดส่วนภาระที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับตำแหน่ง

$$\text{พิทช์, } C_{WT} = w'/w_0$$

E โมดูลัสความยืดหยุ่นของฟันเฟือง, Pa

E' โมดูลัสความยืดหยุ่นเฉลี่ยของฟันเฟือง, Pa

	$1/E' = 1/2[(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2]$
f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
h	ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งใดๆ, m
h_0	ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลาง, m
H	ความหนาฟิล์มไรริมิตี, $H = h(R_0/b^2)$
H_0	ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางไรริมิตี $H_0 = h_0(R_0/b^2)$
p	ความดัน, Pa
P	ความดันไรริมิตี, $P = p/P_H$
P_H	ความดันสูงสุดในการสัมผัสของ Hertz, Pa $P_H = E'(W_0/2\pi)^{1/2}$
R_0	รัศมีความโค้งเฉลี่ย ที่ตำแหน่ง Pitch, m $\frac{1}{R_0} = \frac{1}{r_a \sin(\bar{\psi})} + \frac{1}{r_b \sin(\bar{\psi})}$
R_x	รัศมีความโค้งเฉลี่ย ที่ตำแหน่งพิทช์, m $1/R_x = 1/R_1 + 1/R_2$
r_a	รัศมีของวงกลมพิทช์ของเฟืองขับ, m
r_b	รัศมีของวงกลมพิทช์ของเฟืองตาม, m
t	เวลา, s
T	เวลาไรริมิตี, $T = (u_0/b)t$
u_2	ความเร็วที่ผิวสัมผัสของเฟืองตาม, m/s
u_1	ความเร็วที่ผิวสัมผัสของเฟืองขับ, m/s
\bar{u}	ความเร็วเฉลี่ยของผิวฟันเฟืองตำแหน่งใดๆ, m/s $\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$
u_0	ความเร็วเฉลี่ยผิวฟันเฟืองตำแหน่งพิทช์, m/s
w'	น้ำหนักที่ตำแหน่งใดๆของฟันเฟือง, N/m
w_0	น้ำหนักที่ตำแหน่งพิทช์ของฟันเฟือง, N/m
W_0	น้ำหนักไรริมิตีตำแหน่งพิทช์, $W'_0 = w_0/E'R_0^2$
x	โคออร์ดิเนต x ตามแนวสัมผัส, m
X	โคออร์ดิเนต x ไรริมิตี, $X = x/b$

Z	ดัชนีความหนืด-ความดัน
μ	ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute viscosity), Pa-s
μ_0	ความหนืดที่ความเครียดเฉือนมีค่าน้อย, Pa-s
ρ	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่น, kg/m ³
ρ_0	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและที่อุณหภูมิอ้างอิง, kg/m ³
$\bar{\rho}$	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่น แบบไรริมิตี, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$
$\bar{\psi}$	Pressure angle, degree

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Larsson R., (1997), "Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear", Wear, Vol. 207, pp 67-73.
- [2] Youqiang Wang, Hongqi Li, Jingwei Tong, Peiran Yang, (2004), "Transient thermo elastohydro-dynamic lubrication analysis of and involute spur gear", Tribology International Vol. 37, pp 773-782.
- [3] Guangteng G., Cann P.M., Olver A.V., Spikes H.A., (2000), "An experimental study of film thickness between rough surfaces in EHD contacts", Tribology International, Vol. 33, pp 183-189.
- [4] ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว, "พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในโรลเลอร์เบริงด้วยน้ำมันพีช", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23, 4-7 พฤศจิกายน 2552 จังหวัดเชียงใหม่

- [5] ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว, “ผลของความหยาบผิวต่อการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกในร่องลื่นกันรุนด้วยสารหล่อลื่นอนินวโตเนียน”, วิศวกรรมลาดกระบัง, ปีที่ 26, ฉบับที่ 4, 2552
- [6] Lubrecht A.A., ten Napel 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, 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, Vol.45, pp. 110-116.
- [8] Dowson D. and Higginson G.R., (1966), Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication, Pergamon, Oxford.
- [9] Roelands C.J.A., (1969), Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils, Druk, V.R.B., Groingen, Netherland.