

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24
20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี

พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรง

Performance Characteristic of Elastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear

ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว

ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800
ติดต่อ: โทรศัพท์: 0-2913-2500 ต่อ 6408 E-mail: khaniithaw@kmutnb.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่มีการสัมผัสเป็นเส้น ในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน โดยไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลง อุณหภูมิของสารหล่อลื่น แก๊สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัว สมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ สมการการเปลี่ยนแปลงความหนืดและความหนาแน่นของสารหล่อลื่นโดยใช้ระเบียบวิธีนิวตัน – ราฟสัน ร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด เพื่อหาการกระจายตัวของความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระและความเร็วในการทำงานของเฟืองฟันตรง จากการจำลองผลพบว่าเมื่อเฟืองเริ่มสัมผัสกัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการสัมผัสของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น ที่ระยะพิตช์ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าน้อยสุด เมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มของสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น

คำหลัก: เฟืองฟันตรง, สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์, ระเบียบวิธีมัลติกริด, ของไหลนอนนิวโตเนียน

Abstract

This paper presents performance characteristics of transient isothermal elastohydrodynamic lubrication in line contact of spur gear with non-Newtonian fluids. The time dependent Reynolds equation, elastic equation and viscosity equation were formulated for compressible fluid. Newton-Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film pressure profiles, film thickness profiles and traction coefficient in the contact region at various loads and speeds. The simulation results show that the film thickness reaches its minimum at approach point when the line of action increase film thickness was increase. The minimum traction coefficient was occurrence at pitch point. The increasing load, film pressure and traction coefficient increase but film thickness decrease. The film thickness and traction coefficient increase when the speeds increase.

Keywords: Spur gear, Modified Reynolds equation, Multigrid method, non-Newtonian fluid.

1. บทนำ

ปัจจุบันการส่งถ่ายกำลังที่ต้องการอัตราทดและส่งถ่ายกำลังสูง ๆ จะใช้เฟืองเป็นอุปกรณ์หลักในการส่งถ่ายกำลัง ดังนั้นการทำงานของเฟืองจำเป็นต้องมีการหล่อลื่นที่ดีและรู้ถึงพฤติกรรมของการหล่อลื่น เพื่อลดความเสียหายที่จะเกิดขึ้นขณะใช้งาน การศึกษาพฤติกรรมการทำงานของเฟืองจึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง เพื่อนำข้อมูลที่ได้ไปวิเคราะห์และศึกษาการยืดอายุการใช้งานของเฟืองให้มีอายุการใช้งานได้นานที่สุด

Dowson and Higginson[1] ศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก Larsson[2] ศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงที่ทำงานในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนที่ความหนืดของสารหล่อลื่นเป็นตาม Circular Viscosity Model พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการขบกันของฟันเฟือง Al-Samieh[3] ศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัวจากการศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกเมื่อของไหลเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน สมการที่ใช้มีความไม่แน่นอนเชิงเส้นสูง ดังนั้นการหาคำตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการคำนวณนาน Lubrecht[4] และ Francisco [5] จึงได้นำเสนอวิธีมัลติกริดที่มีประสิทธิภาพเพื่อลดระยะเวลาการคำนวณ Wang[6] ศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน พบว่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงแต่อุณหภูมิสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น

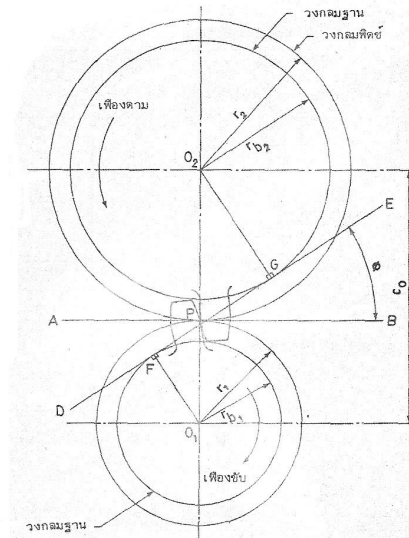
บทความนี้ศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงเป็นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้น เมื่อไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารหล่อลื่นและความหนืดของผิวฟันเฟืองและสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียนที่เป็นไป

ตาม Power Law Model เปรียบเทียบระหว่างสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลนิวโตเนียน ของไหล Pseudoplastic และของไหล Dilatant

2. ทฤษฎี

2.1 ลักษณะทางภาพของฟันเฟือง

การทำงานของเฟืองแบบฟันตรงและลักษณะทางกายภาพของฟันเฟืองตามรูปที่ 1



รูปที่ 1 แสดงระยะรัศมีวงกลมพิชชีของเฟืองขับและเฟืองตามของเฟืองแบบฟันตรง

เมื่อฟันเฟืองเคลื่อนที่เข้าหากัน ความเร็วบริเวณที่ผิวหน้าของการสัมผัสระหว่าง เฟืองขับ และเฟืองตามจะขึ้นอยู่กับระยะรัศมีความโค้งของฟันเฟือง โดยมีค่าขึ้นกับเวลาที่เปลี่ยนไปในช่วงเวลาที่ฟันเฟืองขบกัน ระยะการขบกันของฟันเฟืองแสดงดังสมการ

$$s = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - r_p \sin \phi + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - r_g \sin \phi \quad (1)$$

เมื่อ a_p, a_g ค่าแอดเดนดัมของเฟืองขับและเฟืองตาม r_p, r_g รัศมีวงกลมพิชชีของเฟืองขับและเฟืองตาม

ϕ ค่า Pressure angle

2.2 สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์

ในขณะที่ฟันเฟืองขบกันความกว้างของการขบกันของฟันเฟืองมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความกว้างของฟันเฟือง $((b/w) = 1)$ จึงสามารถสมมติให้พฤติกรรม

การหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงเป็นการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสกันเป็นเส้น ดังนั้นสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในสภาวะไม่คงตัวแบบไรมิตที่สัมผัสเป็นเส้น จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right) \right) = KC_{UT} \frac{\partial}{\partial X} (\bar{P}H) + KC_{UT} \left(\frac{S_0}{2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{P}H \left(1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \right) + K \frac{\partial}{\partial T} (\bar{P}H) \quad (2)$$

$$\text{เมื่อ } K = \frac{u_0 \mu_0 R_0}{b^3 P_H} \quad (3)$$

$$\varepsilon = \bar{P}H^3 \left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}^2} \right) \quad (4)$$

$$C_{UT} = \frac{\bar{u}}{u_0} \quad (5)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{IN}, T) = 0, P(X_{OUT}, T) = (\partial P / \partial X)_{OUT} = 0 \quad (6)$$

$$P \geq 0 \quad (X_{IN} < X < X_{OUT}) \quad (7)$$

2.3 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการความหนาฟิล์มขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของฟันเฟืองและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของฟันเฟืองจากความดันของสารหล่อลื่น

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} P(X, T) \ln |X - X'| dX' \quad (8)$$

2.4 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ [1]

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

2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับความดันและความเครียดเฉือนที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ

$$\mu = \mu_0 \bar{\mu}_R^* \bar{\mu}_S^* \quad (10)$$

ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความดันที่สารหล่อลื่นได้รับในรูปแบบไรมิต [7]

$$\bar{\mu}_R^* = \exp \left[\frac{(\ln(\mu_0) + 9.67)}{\left(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^z \right)} \right] \quad (11)$$

ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามความเครียดเฉือนที่สารหล่อลื่นได้รับเป็นไปตาม

Power Law Model ตามสมการที่ 12 และในรูปแบบไรมิตดังสมการที่ (13)

$$\mu_S = m_0 \left(\partial u / \partial y \right)^{n-1} \quad (12)$$

$$\bar{\mu}_S^* = \left\{ \left(\frac{m_0}{\mu_0} \right) \left| \frac{u_0 R_0}{b^2} \right|^{n-1} \right\} \left| \frac{1}{H} \right|^{n-1} \left| \frac{\partial u^*}{\partial Y} \right|^{n-1} \quad (13)$$

2.6 สมการสมดุลแรง

ภาระที่ฟันเฟืองได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่านฟิล์มของสารหล่อลื่น

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

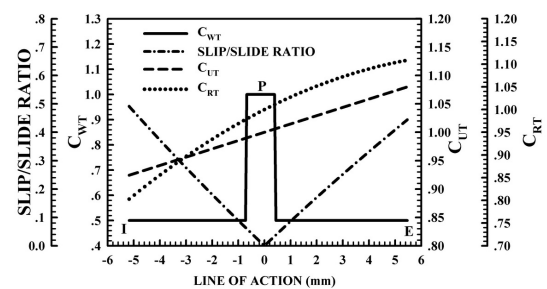
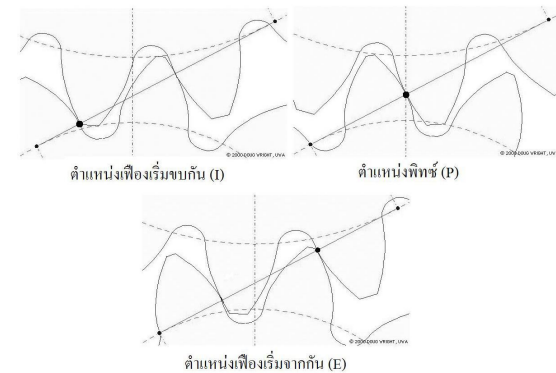
2.7 สมประสิทธิ์ความเสียหาย

สมประสิทธิ์ความเสียหายที่เกิดขึ้นในการทำงานของเฟืองฟันตรงแบบไรมิต

$$f = \left(\frac{\eta_0 u_0 R_0}{C_{WT} w' b} \right) \int_{X_{IN}}^{X_{OUT}} \left(\frac{\bar{\mu}}{H} \right) \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right)_{\bar{Y}=0} dX \quad (14)$$

3. ผลการคำนวณ

คุณสมบัติของฟันเฟืองและสารหล่อลื่นแสดงดังตารางที่ 1 และตารางที่ 2 ภาระที่ฟันเฟืองได้รับและสภาวะการทำงานของฟันเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ แสดงดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 สภาวะการทำงานของฟันเฟืองที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง

ตารางที่ 1 คุณสมบัติของฟันเฟือง

คุณสมบัติของฟันเฟือง	PINION	GEAR
จำนวนฟันเฟือง	50	100
โมดูล (m)	2	2
Pressure Angle (ϕ)	20 องศา	
ความกว้างของฟันเฟือง (w)	35 mm.	
MATERIAL	UNB C61300	

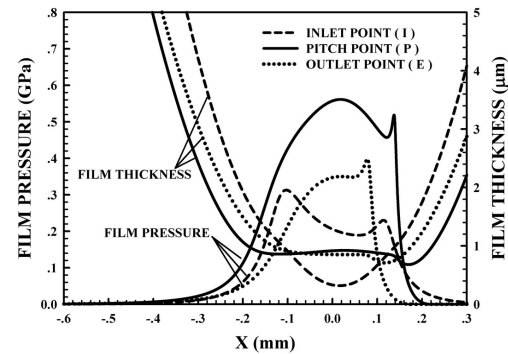
ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	SAE 90
Inlet Density (ρ_0), kg/m ³	892.80
Inlet Viscosity (μ_0), Pa-s	0.1946304
Power Law Index (n)	
- Pseudoplastic Fluid	0.975
- Newtonian Fluid	1.000
- Dilatant Fluid	1.025
Viscosity-Pressure Index (Z)	0.5685

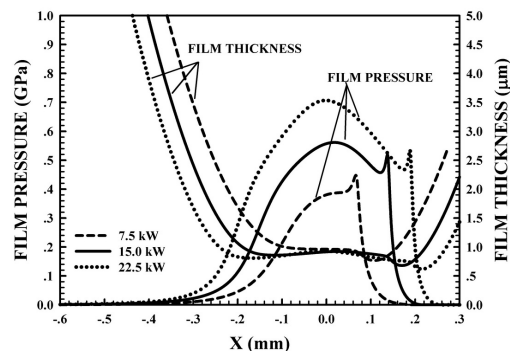
จากการจำลองการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกของเฟืองฟันตรง เมื่อเฟืองรับภาระ 15 kW และทำงานที่ความเร็วรอบ 500 rpm ด้วยสารหล่อลื่น Mineral Oil Grade SAE 90 ซึ่งมีคุณสมบัติเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนแบบ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) พบว่าที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (ตำแหน่ง I) ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด (0.32 ไมโครเมตร) เพราะความดันจะเริ่มก่อตัวจากการกดอัดของผิวฟันเฟืองเมื่อฟันเฟืองเริ่มขบกัน จากนั้นความดันและฟิล์มสารหล่อลื่นเริ่มก่อตัวได้เพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งพิทช์ (ตำแหน่ง P) เป็นตำแหน่งที่ฟันเฟืองรับภาระสูงสุดทำให้ความดันฟิล์มมีค่าสูงสุด และที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มจากกัน (ตำแหน่ง E) ความหนาฟิล์มจะมีค่ามากที่สุด เนื่องจากความเร็วของผิวฟันเฟืองมีค่ามากที่สุด แสดงดังรูปที่ 3

ภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นส่งผลให้ความดัน ความหนืด และความกว้างของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ความดัน

ฟิล์มสูงสุด(P_{max}) จะเกิดขึ้นที่ตำแหน่งพิทช์ ที่เฟืองรับภาระ 22.5 kW จะมีค่า $P_{max} = 0.81$ GPa ที่เฟืองรับภาระ 15.0 kW จะมีค่า $P_{max} = 0.56$ GPa และ $P_{max} = 0.47$ GPa เมื่อเฟืองรับภาระ 7.5 kW แสดงดังรูปที่ 4 และรูปที่ 5



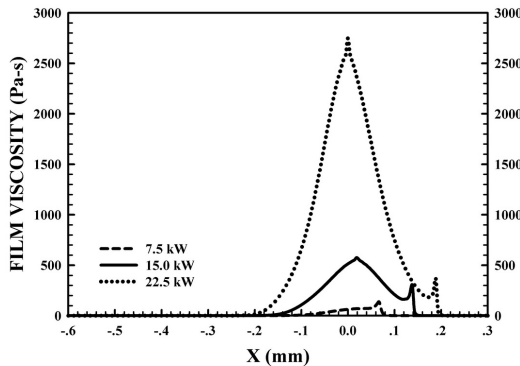
รูปที่ 3 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งการขบกันของฟันเฟืองต่างๆ



รูปที่ 4 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิทช์ เมื่อเฟืองรับภาระต่างๆ

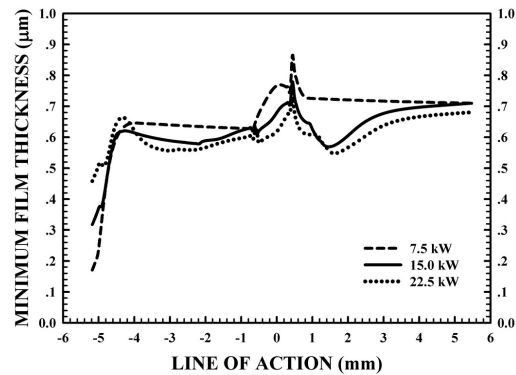
ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันหลังจากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากฟันเฟืองสร้างฟิล์มสารหล่อลื่นได้เพิ่มขึ้นและเริ่มมีค่าลดลงจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ลดลง จากนั้นจึงเพิ่มขึ้นเมื่อฟันเฟืองเปลี่ยนภาระที่กระทำเพราะความหนืดของสารหล่อลื่นของเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น หลังจากนั้นภาระที่ฟันเฟืองได้รับลดเมื่อผ่านบริเวณตำแหน่งพิทช์ทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นและลดลงอย่างรวดเร็วเพราะความ

หนืดของสารหล่อลื่นและการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของผิวพื้นเพื่อลดลงจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ลดลงจากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากความเร็วของพื้นผิวที่เพิ่มขึ้น และความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลงเมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 6

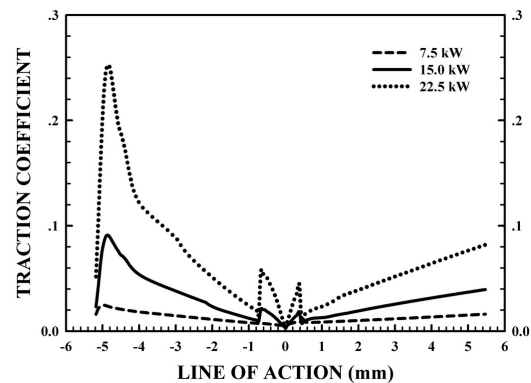


รูปที่ 5 แสดงการกระจายตัวของความหนืดของสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิทช์ เมื่อเฟืองรับภาระต่างๆ

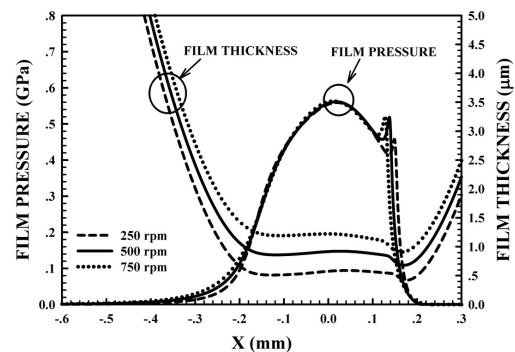
ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อผ่านตำแหน่งที่พื้นผิวเริ่มขบกันเป็นเพราะความหนืดของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น จากนั้นจะมีค่าลดลงจากความเครียดเฉือนที่กระทำต่อฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเพราะความแตกต่างของความเร็วผิวของเฟืองขับและเฟืองตามลดลง หลังจากนั้นจะมีค่าเพิ่มอย่างรวดเร็วเมื่อภาระที่กระทำกับพื้นผิวเพิ่มขึ้นจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น แล้วมีค่าลดลงอีกครั้งจากความเครียดเฉือนที่กระทำต่อฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งพิทช์ เนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวความเครียดเฉือนมีค่าน้อยสุดจากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อผ่านตำแหน่งพิทช์จากความเครียดเฉือนเพิ่มขึ้น เพราะผลต่างของความเร็วของผิวพื้นเฟืองที่เพิ่มขึ้นและลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อภาระที่พื้นผิวได้รับลดลงจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่ได้รับลดลง จากนั้นจึงมีเพิ่มขึ้นตามผลต่างของความเร็วของผิวพื้นเฟืองที่เพิ่มขึ้น และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่เฟืองได้รับเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 7



รูปที่ 6 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นผิว เมื่อพื้นผิวรับภาระต่างๆ



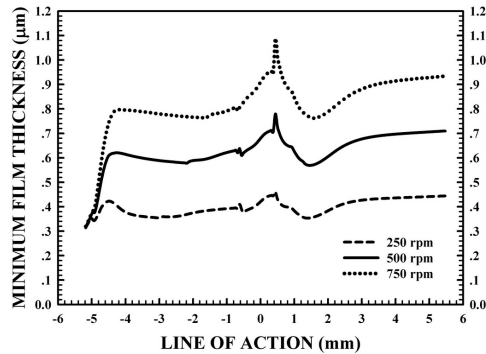
รูปที่ 7 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นผิว เมื่อพื้นผิวรับภาระต่างๆ



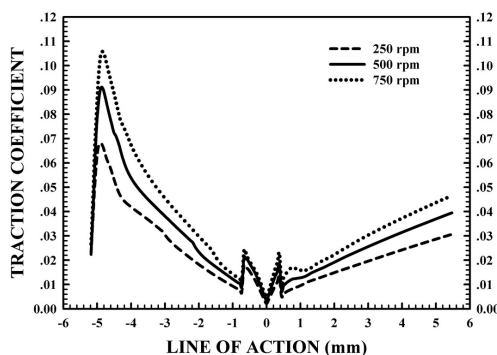
รูปที่ 8 แสดงการกระจายตัวของความดันและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิทช์ ที่ความเร็วต่างๆ

การเพิ่มขึ้นของความเร็วของเฟืองส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งพิทช์มีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากอัตราการไหลของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของผิวพื้นเฟืองเพิ่มขึ้น แต่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นไม่เปลี่ยนแปลง แสดงดังรูปที่ 8 ความหนา

ฟิล์มน้อยสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของพื้นเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 9 และรูปที่ 10



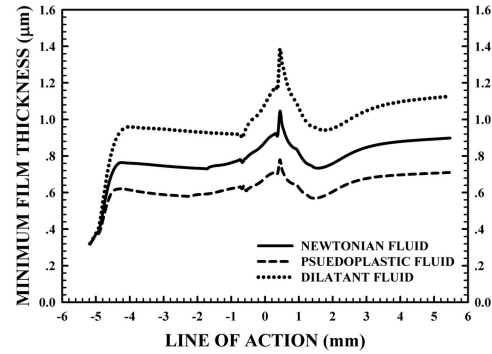
รูปที่ 9 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง ที่ความเร็วต่างๆ



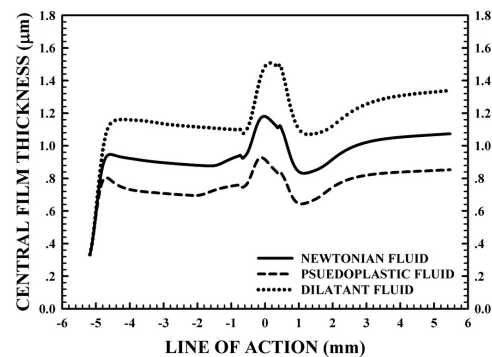
รูปที่ 10 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง ที่ความเร็วต่างๆ

จากการจำลองผลเปรียบเทียบพฤติกรรมของสารหล่อลื่นพบว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของระยะสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ของสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหล Dilatant ($n=1.025$) มีค่ามากที่สุด สารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนิวโตเนียน ($n=1.000$) และของไหล Pseudoplastic ($n=0.975$) มีค่าลดลงตามลำดับเนื่องจากของไหล Dilatant มีค่าความหนืดเพิ่มขึ้นเมื่อความเครียดเฉือนที่สารหล่อลื่นได้รับเพิ่มขึ้น ขณะที่สารหล่อลื่นที่เป็นของไหลนิวโตเนียนความเครียดเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นไม่ส่งผลต่อความหนืดของสารหล่อลื่น แต่ของไหล Pseudoplastic ความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

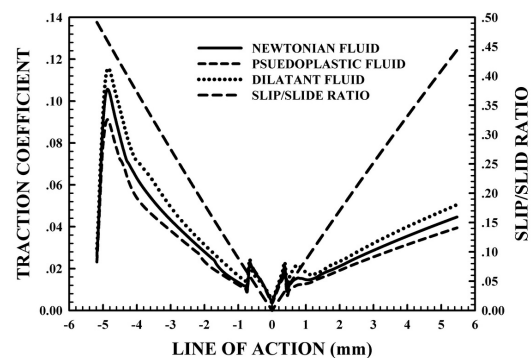
เมื่อความเครียดเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นไปตามแบบจำลองความหนืดของ Power Law แสดงดังรูปที่ 11 รูปที่ 12 และรูปที่ 13



รูปที่ 11 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบต่างๆ



รูปที่ 12 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส ที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบต่างๆ



รูปที่ 13 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลแบบต่างๆ

4. สรุปผล

จากการจำลองผลพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบ
อีลาสโตไฮโดรไดนามิกของเฟืองฟันที่สัมผัสเป็นเส้น
เมื่อไม่คิดผลของอุณหภูมิและความหยาบผิวของ
ฟันเฟืองพบว่า

4.1 ความหนาฟิล์มน้อยสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง
ฟันเฟืองเริ่มขบกัน

4.2 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่ำสุดเกิดที่
ตำแหน่งพิทช์

4.3 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นแต่
ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลงเมื่อเฟืองรับภาระ
เพิ่มขึ้น

4.4 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและความหนา
ฟิล์มน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของเฟืองมีค่า
เพิ่มขึ้น

4.5 สารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหล
Dilatant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และ
สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่ามากกว่าของไหลที่
มีพฤติกรรมเป็นนิวโตเนียน โดยที่สารหล่อลื่นที่เป็น
Pseudoplastic จะมีค่าความฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด
และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าต่ำสุด

5. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนทุนวิจัยนักวิจัยรุ่น
ใหม่ ประจำปี 2553 จากสำนักวิจัยวิทยาศาสตร์และ
เทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้า
พระนครเหนือ

6. สัญลักษณ์

b	ความกว้างครึ่งหนึ่งของการสัมผัส, m $b = R_0 (8W'_0/\pi)^{1/2}$
C_{RT}	สัดส่วนความโค้งที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับ ตำแหน่งพิทช์, $C_{RT} = R_X/R_0$
C_{UT}	สัดส่วนความเร็วที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับ ตำแหน่งพิทช์, $C_{UT} = \bar{u}/u_0$
C_{WT}	สัดส่วนภาระที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับตำแหน่ง พิทช์, $C_{WT} = w'/w_0$
E	โมดูลัสความยืดหยุ่นของฟันเฟือง, Pa

E'	โมดูลัสความยืดหยุ่นเฉลี่ยของฟันเฟือง, Pa $1/E' = 1/2 \left[(1-\nu_p^2)/E_p + (1-\nu_G^2)/E_G \right]$
f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
h	ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งใดๆ, m
h_0	ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลาง, m
H	ความหนาฟิล์มไรมิตี, $H = h(R_0/b^2)$
H_0	ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางไรมิตี $H_0 = h_0(R_0/b^2)$
m_0	พาวเวอร์ลอร์แฟกเตอร์ที่อุณหภูมิอ้างอิง, Pa-s
n	ดัชนีพาวเวอร์ลอร์
p	ความดัน, Pa
P	ความดันไรมิตี, $\bar{P} = p/P_H$
P_H	ความดันสูงสุดในการสัมผัสของ Hertz, Pa $P_H = E'(W'_0/2\pi)^{1/2}$
R_0	รัศมีความโค้งเฉลี่ย ที่ตำแหน่ง Pitch, m $\frac{1}{R_0} = \frac{1}{R_p \sin(\varphi)} + \frac{1}{R_g \sin(\varphi)}$
R_X	รัศมีความโค้งเฉลี่ย ที่ตำแหน่งพิทช์, m $1/R_X = 1/R_{PX} + 1/R_{GX}$
R_p	รัศมีของวงกลมพิทช์ของเฟืองขับ, m
R_g	รัศมีของวงกลมพิทช์ของเฟืองตาม, m
R_{PX}	รัศมีความโค้งของผิวเฟืองขับ, m $R_{PX} = R_p \sin(\varphi) + S$
R_{GX}	รัศมีความโค้งของผิวเฟืองตาม, m $R_{GX} = R_g \sin(\varphi) - S$
S	ระยะการขบของฟันเฟืองตามแนว Line of Action, m
S_0	อัตราส่วนการเลื่อนไถล, $S_0 = (u_g - u_p)/\bar{u}$
t	เวลา, s
T	เวลาไรมิตี, $T = (u_0/b)t$
u_{GX}	ความเร็วที่ผิวสัมผัสของเฟืองตาม, m $u_{GX} = \omega_G R_{GX}$
u_{PX}	ความเร็วที่ผิวสัมผัสของเฟืองขับ, m $u_{PX} = \omega_P R_{PX}$

$\bar{u}$	ความเร็วเฉลี่ยของผิวพื้นเฟืองตำแหน่งใดๆ, m
$\bar{u} = (u_{PX} + u_{GX})/2$	
u_0	ความเร็วเฉลี่ยผิวพื้นเฟืองตำแหน่งพิทช์, m
w	ความกว้างของพื้นเฟือง, m
w'	น้ำหนักที่ตำแหน่งใดๆในการขบกันของพื้นเฟือง, N/m
w_0	น้ำหนักที่ตำแหน่งพิทช์ในการขบกันของพื้นเฟือง, N/m
W'_0	น้ำหนักไร้มิติตำแหน่งพิทช์, $W'_0 = w_0/E'R_0^2$
x	โคออร์ดิเนต x ตามแนวสัมผัส, m
X	โคออร์ดิเนต x ไร้มิติ, $X = x/b$
y	โคออร์ดิเนต y , m
Y	โคออร์ดิเนต y ไร้มิติ, $Y = y/h$
Z	ดัชนีความหนืด-ความดัน
μ	ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute viscosity), Pa-s
$\bar{\mu}$	ความหนืดในรูปไร้มิติ, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$
μ_0	ความหนืดปรากฏของน้ำมันหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิอ้างอิง, Pa-s
ρ	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่น, kg/m ³
ρ_0	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิอ้างอิง, kg/m ³
$\bar{\rho}$	ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่น แบบไร้มิติ, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$
φ	Pressure Angle, degree

7. เอกสารอ้างอิง

7.1 บทความจากวารสาร (Journal)

- [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] Al-Samieh, M. and Rahnejat, H., (2001), Ultra-Thin Lubricating Films Under Transient

Conditions, *Journal Physics D:Applied Physics*, vol.34, pp. 2610-2621.

- [4] 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 J. Tribology*, vol.108, pp. 551-556.
- [5] 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.
- [6] Youqiang Wang, Hongqi Li, Jingwei Tong, Peiran Yang, (2004), Transient thermo-elastohydrodynamic lubrication analysis of and involute spur gear, *Tribology International* Vol. 37, pp 773-782.
- [7] Roelands, C.J.A., (1969), *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*, Druk, V.R.B., Groingen, Netherland.

7.2 หนังสือ

- [1] Hamrock, B.J., (1994). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill.
- [2] Gohar R., (1988). *Elastohydrodynamics*, New York: JOHN WILEY & SONS Inc.
- [3] Hashimoto, H and Mongkolwongrojn, M., (1993). *Advance Lubrication Theory*, King Mongkult's Institute of Technology Ladkrabang.