

การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก ในเฟืองฟันตรง Transient Thermoelastohydrodynamic Lubrication in Spur Gear

เจษฎา พานิชกรณ¹ และ มงคล มงคลวงศ์โรจน์²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สำนักวิจัยการสื่อสารและเทคโนโลยีสารสนเทศ

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

โทรศัพท์ 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-Mail : jesda.pa@gmail.com¹ , kmmongko@kmitl.ac.th²

Jesda Panichakorn¹ and Mongkol Mongkolwongroj²

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

Tel : 0-2326-4197 Fax : 0-2326-4198 E-Mail : jesda.pa@gmail.com¹ , kmmongko@kmitl.ac.th²

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก ของเฟืองชนิดฟันตรง ซึ่งสัดส่วนของความโค้งที่ผิวสัมผัสจะเปลี่ยนแปลงตามเวลา โดยทำการศึกษาในกรณีที่สารหล่อลื่นมีพฤติกรรมแบบนิวโตเนียน การศึกษาในบทความนี้ใช้การจำลองด้วยวิธีคณิตศาสตร์เชิงตัวเลข โดยใช้วิธีของนิวตันราฟสัน เพื่อหาการกระจายของความดัน การกระจายตัวของอุณหภูมิ ของฟิล์มสารหล่อลื่น รวมทั้งค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในการทำงานของเฟืองแบบฟันตรง เมื่อทำการเปลี่ยนแปลง ภาวะที่กระทำ ความเร็วรอบในการทำงานของเฟือง ความหยาบของผิวฟันเฟือง และชนิดของสารหล่อลื่น จะพบว่าเมื่อผิวฟันเฟืองเป็นแบบผิวหยาบ การกระจายความดันจะเป็นไปตามการกระจายตัวของความหยาบที่ผิวของฟันเฟือง โดยที่ความดันจะเพิ่มขึ้นตามความหยาบของผิวที่เพิ่มขึ้น เมื่อความเร็วในการทำงานของเฟืองเพิ่มขึ้น ความดันที่ทางออกของการสัมผัส อุณหภูมิของสารหล่อลื่น และความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะลดลง เมื่อภาวะที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น ความดันที่ทางออกของการสัมผัส อุณหภูมิของสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเพิ่ม ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะลด เมื่อเปลี่ยนชนิดของสารหล่อลื่นที่มีความหนืดเพิ่มขึ้น อุณหภูมิและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะเพิ่มขึ้น แต่ ความดันที่ทางออกของการสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จะลดลง

คำสำคัญ : การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก , เฟืองแบบฟันตรง , สมการเรย์โนลด์

Abstract

This paper presents the study of thermoelastohydrodynamic characteristics of gear tooth in line contact included surface roughness in spur gear with Newtonian lubricants. The time dependent Reynolds equation , energy equation and elastic

equation were formulated for compressible fluid. Newton Raphson method was implemented to obtain the film pressure, film temperature, film thickness profiles in the contact region as well as friction coefficient at various loads , speeds , tooth surface roughness and lubricants. The simulation results show that film pressure profile strongly depended on tooth surface roughness amplitude. For increasing of the gear speeds , film pressure, film temperature and film thickness increase but friction coefficient decreases. For increasing the loads, film pressure, film temperature and friction coefficient increase but film thickness decreases. For the increasing of viscosity of lubricant, film temperature and film thickness increase but film pressure and friction coefficient decreases.

Key word : Thermoelastohydrodynamic lubrication , Spur gear , Time dependent Reynolds equation , Line contact

1. บทนำ

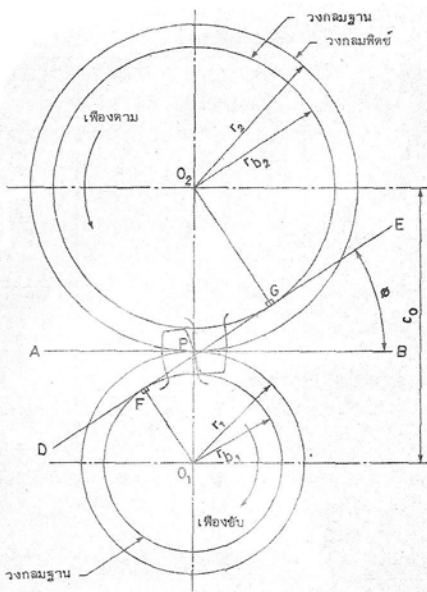
ในปัจจุบัน เฟืองมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง ในระบบส่งกำลัง แต่ในการศึกษา การหล่อลื่นของเฟืองมีความสลับซับซ้อนค่อนข้าง มาก ดังนั้นในการศึกษาในงานวิจัยนี้ จะเป็นการพฤติกรรมการหล่อลื่นของเฟืองแบบฟันตรง แบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก โดยใช้สมการเรย์โนลด์ สำหรับลูกกลิ้งประยุกต์ใช้กับฟันเฟือง สมการความหนาฟิล์มที่พิจารณาการเสวยรูปของฟันเฟือง สมการความสัมผัสของความหนืดกับความดันและอุณหภูมิ สมการความสัมพันธ์ของความหนาแน่นกับความดันและอุณหภูมิ และสมการพลังงานเพื่อหาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของสารหล่อลื่นในการทำงานของฟัน โดยทำการศึกษา การกระจายของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น การกระจายตัวของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น การกระจายตัวของความหนืด การกระจายตัวของความหนาแน่น และ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในการทำงานของ

พื้นเฟืองเมื่อทำการเปลี่ยนแปลง ความเร็วรอบในการทำงานของเฟือง ภาวะที่พื้นเฟืองได้รับ และชนิดของสารหล่อลื่นที่ใช้ในการทำงานของ พื้นเฟือง โดยทำการศึกษเปรียบเทียบระหว่างพื้นเฟืองที่มีผิวเรียบ กับ พื้นเฟืองที่มีผิวหยาบ

2. ทฤษฎี

2.1 ลักษณะทางภาพของพื้นเฟือง

ในการทำงานของเฟืองแบบฟันตรง ลักษณะทางกายภาพ ของพื้นเฟืองตามรูปที่ 1



รูปที่ 1 แสดงระยะรัศมีวงกลมพิทช์ของเฟืองขับและเฟืองตาม ของเฟืองแบบฟันตรง

เมื่อพื้นเฟืองเคลื่อนที่เข้าหากัน ความเร็วบริเวณที่ผิวหน้า ของการสัมผัสระหว่าง เฟืองขับ และเฟืองตาม จะขึ้นอยู่กับระยะรัศมี ความโค้งของพื้นเฟือง โดยจะมีค่าขึ้นกับเวลาที่เปลี่ยนไปในช่วงเวลา ที่พื้นเฟืองทำการขบกัน ระยะการขบกันของพื้นเฟือง

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

เมื่อ a_p, a_g เป็นค่าแอดเดนดัมของพีเนี่ยนและเกียร์
 r_p, r_g เป็นรัศมีวงกลมพิทช์ของเฟืองขับและเฟืองตาม
 φ เป็นค่า Pressure angle

2.2 สมการเรย์โนลด์

สมการเรย์โนลด์ ในรูปแบบไร้มิติ สำหรับการหล่อลื่นแบบ เทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก แบบสัมผัสเชิงเส้น เมื่อความหนืดและ ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น จะได้ว่า

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

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

$$K = \frac{12 \eta_0 R_0^2 u_0}{P_H b^3} \quad (4)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$\bar{P}(\bar{X}_{IN}, \bar{t}) = 0, \bar{P}(\bar{X}_{OUT}, \bar{t}) = \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right)_{OUT} = 0$$

$$\bar{P} \geq 0 \quad (\bar{X}_{IN} < \bar{X} < \bar{X}_{OUT})$$

2.3 สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น

สมการความหนาฟิล์ม จะขึ้นอยู่กับลักษณะกายภาพของ พื้นเฟืองและการเสียรูปของพื้นเฟือง

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \frac{\bar{X}^2}{2C_{RT}} + \bar{\lambda}_G - \bar{\lambda}_P - \frac{1}{\pi} \int_{\bar{X}_{IN}}^{\bar{X}_{OUT}} \bar{P}(\bar{X}, \bar{t}) \ln |\bar{X} - \bar{X}'| d\bar{X}' \quad (5)$$

2.4 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น จะขึ้นอยู่กับความดัน และอุณหภูมิ ที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ [8]

$$\bar{\rho}_i = \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H \bar{P}_i}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H \bar{P}_i} \right) [1 - \beta T_0 (\bar{\theta} - 1)] \quad (6)$$

2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

สมการความหนืดของสารหล่อลื่น จะขึ้นอยู่กับความดัน และอุณหภูมิ ที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ [9]

$$\bar{\eta} = \exp \left\{ \left[\ln \eta_0 + 9.61 \right] \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H \bar{P}_i)^{Z_1} \right] \right\} \left[-\gamma T_0 (\bar{\theta} - 1) \right] \quad (7)$$

2.6 สมการสมดุลแรง

ภาวะที่พื้นเฟืองได้รับจะเท่ากับผลรวมของแรงที่กระทำผ่าน ฟิล์มของสารหล่อลื่น

$$\int_{\bar{X}_{IN}}^{\bar{X}_{OUT}} \bar{P} d\bar{X} = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \quad (8)$$

2.7 สมการพลังงาน

เมื่อพื้นเฟืองรับภาระ จะเกิดพลังงานความร้อนขึ้น พลังงาน ความร้อนที่เกิดขึ้นจะเป็นผลมาจากการอัดตัวของสารหล่อลื่นและความ แค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในฟิล์มของสารหล่อลื่น สมการพลังงานในรูปแบบไร้ มิติ สำหรับเฟืองแบบฟันตรง เมื่อการสัมผัสเป็นแบบสัมผัสเชิงเส้น

$$\frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{Y}^2} = K_{T1} \left(\frac{\bar{\rho} \bar{h}^2}{k_p} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} + U \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{X}} \right) - K_{T2} \left(\frac{\bar{\eta}}{k_p} \right) \left[\frac{\partial U}{\partial \bar{Y}} \right]^2 \quad (9)$$

$$- K_{T3} \left(\frac{\bar{\theta} \bar{h}^2}{k_p} \right) \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial t} + U \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{X}} \right)$$

$$\text{เมื่อ } K_{T1} = \frac{u_0 \rho_0 C_p b^3}{k_0 R_0^2} \quad (10)$$

$$K_{T2} = \frac{\eta_0 u_0^2}{k_0 T_0} \quad (11)$$

$$K_{T3} = \frac{\beta u_0 b^3 P_H}{k_0 R_0^2} \quad (12)$$

$$\bar{k}_p = 1 + \frac{1.73 \times 10^{-9} P_H \bar{P}}{1 + 6.91 \times 10^{-10} P_H \bar{P}} \quad (13)$$

โดยมีเงื่อนไขขอบสำหรับสมการพลังงาน [10]

$$\bar{\theta}_p = 1 + D_1 \int_{\bar{x}_i}^{\bar{x}_i} \left(\frac{\bar{k}_{p,i}}{\bar{h}} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{Y}} \right)_{\bar{Y}=0} \frac{d\bar{X}'}{\sqrt{\bar{X}_i - \bar{X}'}} \quad (14)$$

$$D_1 = \frac{k_0 R_0}{\sqrt{\pi \rho_p C_{p,p} k_p b^3 u_0 C_{UT} \left(1 - \frac{S_0}{2} \right)}}$$

$$\bar{\theta}_G = 1 - D_2 \int_{\bar{x}_i}^{\bar{x}_i} \left(\frac{\bar{k}_{p,i}}{\bar{h}} \right) \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{Y}} \right)_{\bar{Y}=1} \frac{d\bar{X}'}{\sqrt{\bar{X}_i - \bar{X}'}} \quad (15)$$

$$D_2 = \frac{k_0 R_0}{\sqrt{\pi \rho_G C_{p,G} k_G b^3 u_0 C_{UT} \left(1 + \frac{S_0}{2} \right)}}$$

2.8 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทำงานของเฟืองแบบฟันตรง ในรูปแบบไร้มิติ

$$\mu = \left(\frac{\eta_0 u_0 R_0}{C_{WT} w' b} \right) \int_{\bar{x}_{IN}}^{\bar{x}_{OUT}} \left(\frac{\bar{\eta}}{\bar{h}} \right) \left(\frac{\partial U}{\partial \bar{Y}} \right)_{\bar{Y}=0} d\bar{X} \quad (16)$$

3. ผลการคำนวณ

ในการศึกษาการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิกในเฟืองแบบฟันตรง คุณสมบัติของฟันเฟืองและสารหล่อลื่น ดังตารางที่ 1 และตารางที่ 2

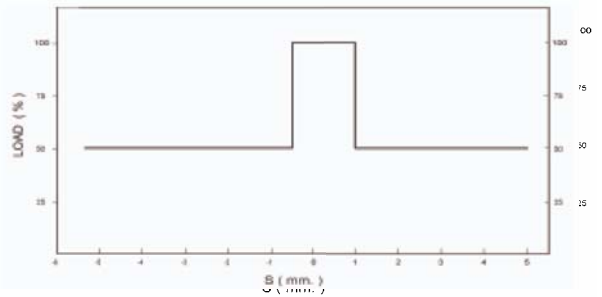
ตารางที่ 1 คุณสมบัติของฟันเฟือง

คุณสมบัติของฟันเฟือง	PINION	GEAR
จำนวนฟันเฟือง	35	105
โมดูล (m)	2	2
Pressure Angle (φ)	20 องศา	
ความกว้างของฟันเฟือง	25 mm.	
MATERIAL	UNB C61300	UNB C61300

ตารางที่ 2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

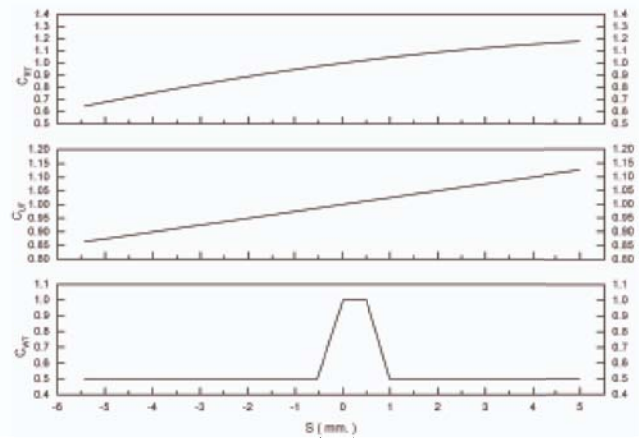
คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	SAE 40	SAE 90
Inlet Density, kg/m ³	879.625	892.80
Inlet Viscosity, Pa-s	0.1140574	0.1946304
Viscosity-Pressure Index	0.62	0.5685
Viscosity-Temperature Coeff, K ⁻¹	0.046	0.05763
Coeff of Thermal Expansivity, K ⁻¹	0.000771	0.000740
Specific Heat, J/(kg-K)	1900.0	1870.0
Thermal Conductivity, W/(m-K)	0.125	0.126

ภาระที่ฟันเฟืองได้รับที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เป็นไปตามรูปที่ 2

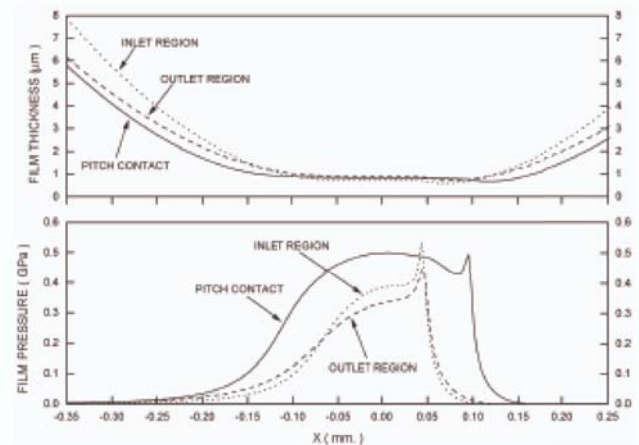


รูปที่ 2 แสดงภาระที่ฟันเฟืองได้รับที่ระยะการขบต่างๆ

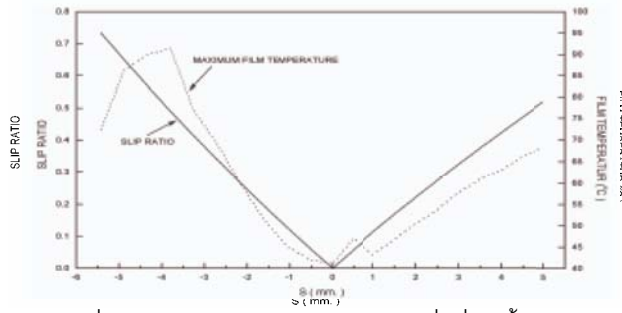
ผลจากการจำลองการหล่อลื่นแบบ เทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิกของฟันเฟือง เมื่อเฟืองรับภาระ 10 kW และทำงานที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่น Mineral Oil Grade SAE-40 จะพบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าน้อยสุด เมื่อฟันเฟืองเริ่มขบกัน จากนั้นจะความหนาฟิล์มจะมีค่าเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ตามระยะการขบกันของฟันเฟือง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น จะมีค่าลดลงตาม Slip Ratio และจะมีค่าต่ำสุดที่ Pitch Contact เมื่อผ่านตำแหน่ง Pitch Contact ไปแล้ว อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จะมีค่าลดลงตามระยะการขบกันของฟันเฟือง และจะมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่ง Pitch Contact เมื่อผ่านตำแหน่ง Pitch Contact ไปแล้ว สัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าเพิ่มขึ้น ตามรูปที่ 3 ถึงรูปที่ 6



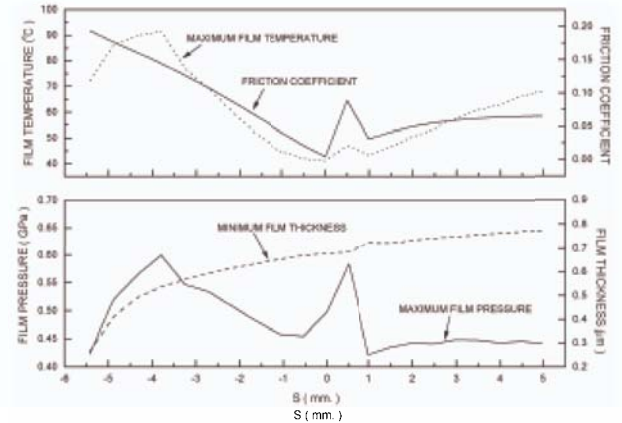
รูปที่ 3 แสดงค่า C_{RT}, C_{UT} และ C_{WT} ที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง



รูปที่ 4 แสดงการกระจายของความหนาฟิล์มและความดันเมื่อฟันเฟืองขบกัน

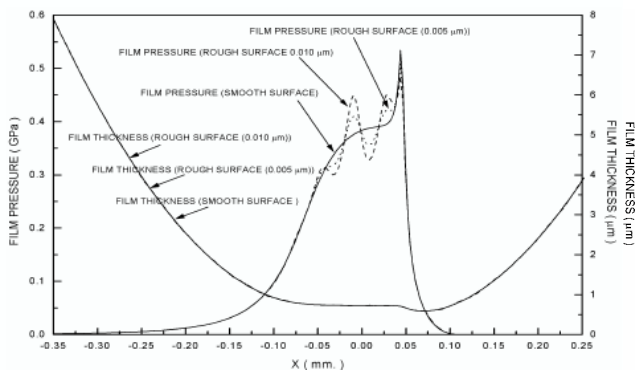


รูปที่ 5 แสดงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้น และค่า Slip Ratio ที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง



รูปที่ 6 แสดงค่าความดัน อุณหภูมิ ความหนาฟิล์ม และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เกิดขึ้น ที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง

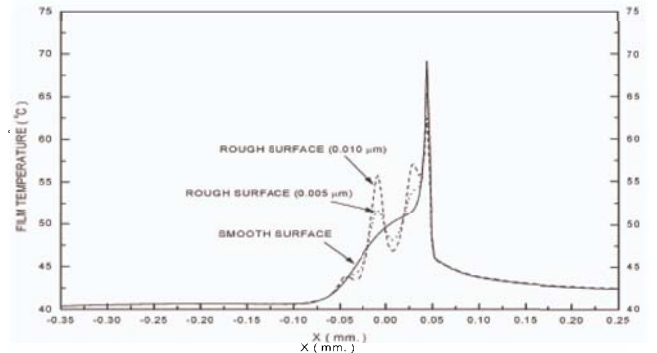
เมื่อคิดผลกระทบที่เกิดขึ้นจากความหยาบของผิวฟันเฟืองที่มีค่าความหยาบต่างๆ จะได้ผลการจำลองการหล่อลื่น ของฟันเฟืองจะพบว่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงการสัมผัส จะมีค่าเปลี่ยนแปลงตามความหยาบของผิวฟันเฟืองอย่างมาก ตามรูปที่ 7 ถึงรูปที่ 8 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จะเป็นไปตามรูปที่ 9 และรูปที่ 10



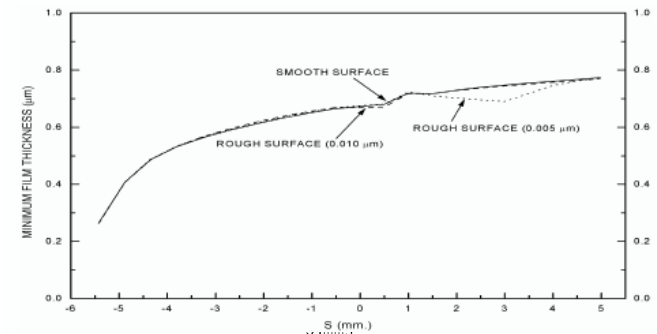
รูปที่ 7 แสดงความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มของสารหล่อลื่นเมื่อผิวฟันเฟืองมีค่าความหยาบต่างๆ

ผลจากการจำลองการหล่อลื่นแบบ เทอร์โมไฮโดรไดนามิก ของฟันเฟือง เมื่อภาวะของฟันเฟืองเปลี่ยนไป โดยที่ทำงานที่ความเร็วรอบ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่น Mineral Oil Grade SAE-40 จะพบว่า ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น

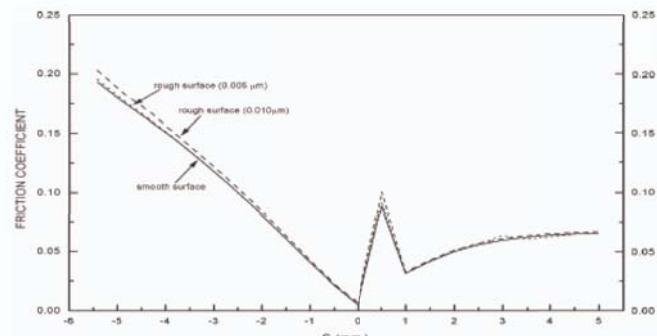
และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาวะที่ฟันเฟืองได้รับ แต่ค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าลดลง ตามรูปที่ 11 ถึงรูปที่ 16



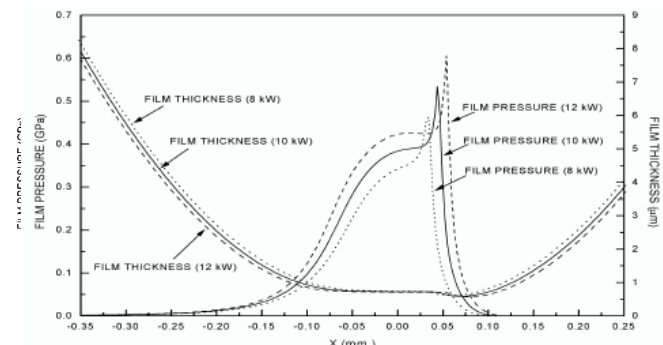
รูปที่ 8 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวฟันเฟืองมีค่าความหยาบต่างๆ



รูปที่ 9 แสดงค่าความหนาฟิล์มน้อยสุดเมื่อฟันเฟืองขบกัน ที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อผิวฟันเฟืองมีค่าความหยาบต่างๆ

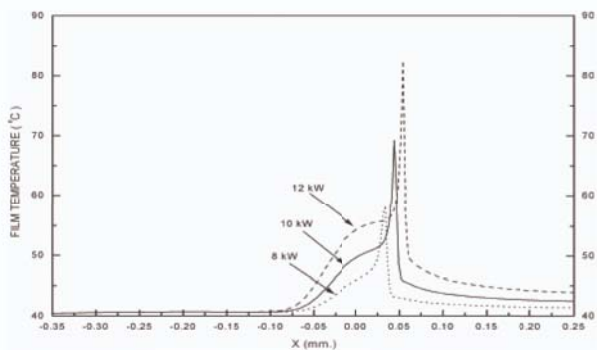


รูปที่ 10 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อผิวฟันเฟืองมีค่าความหยาบต่างๆ

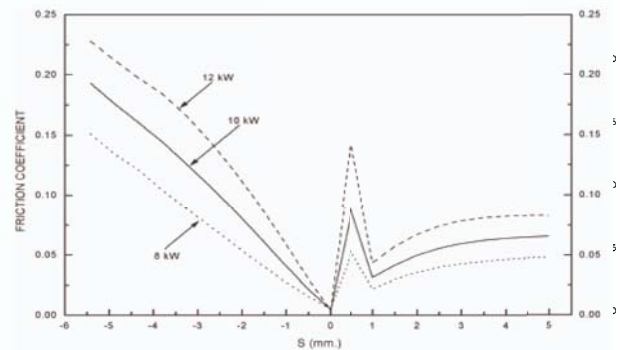


รูปที่ 11 แสดงการกระจายของความหนาฟิล์มและความดันเมื่อฟันเฟืองขบกัน ที่ภาวะต่างๆ

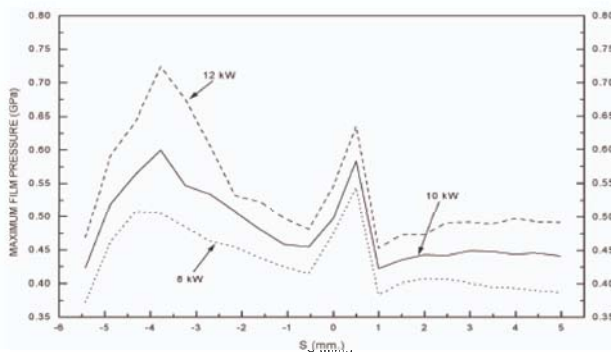
AMM056



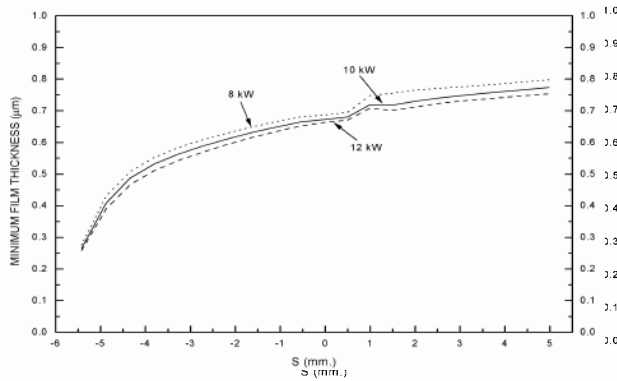
รูปที่ 12 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อพื้นเฟืองขบกัน ที่ภาระต่างๆ



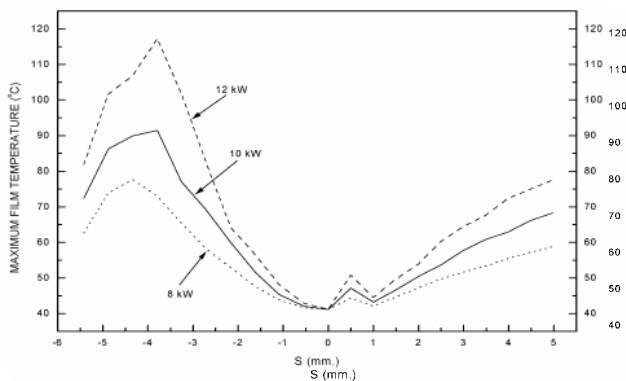
รูปที่ 16 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อพื้นเฟืองรับภาระต่างๆ



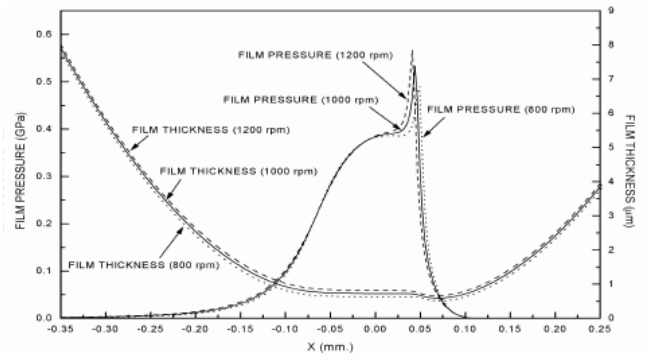
รูปที่ 13 แสดงค่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อพื้นเฟืองรับภาระต่างๆ



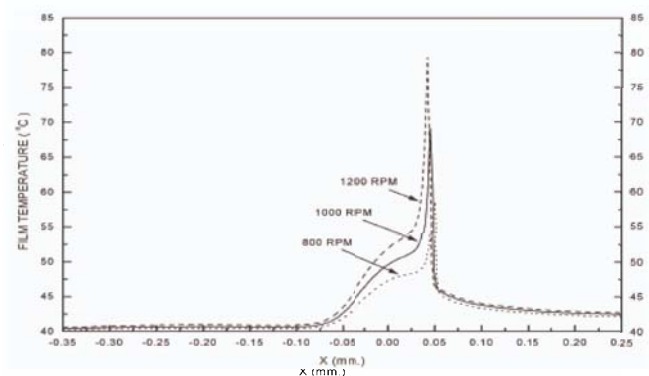
รูปที่ 14 แสดงค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อพื้นเฟืองรับภาระต่างๆ



รูปที่ 15 แสดงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของพื้นเฟือง เมื่อพื้นเฟืองรับภาระต่างๆ

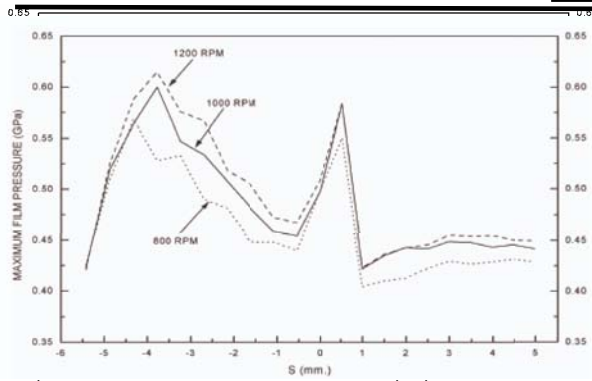


รูปที่ 17 แสดงการกระจายของความหนาฟิล์มและความดัน เมื่อพื้นเฟืองขบกัน ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเฟือง

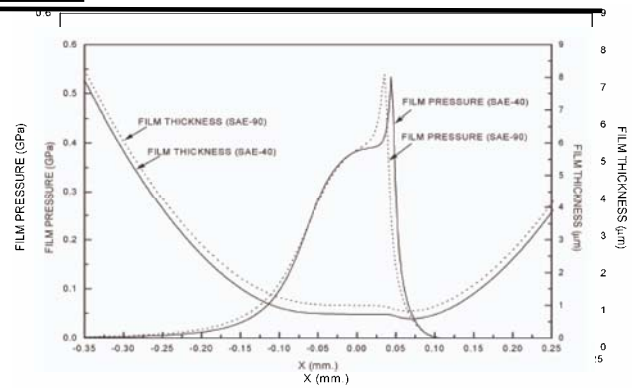


รูปที่ 18 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อพื้นเฟืองขบกัน ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเฟือง

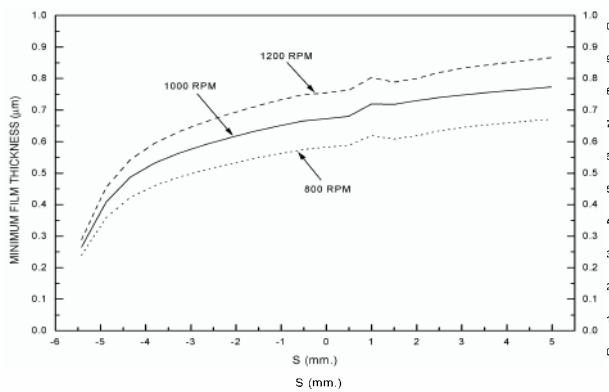
AMM056



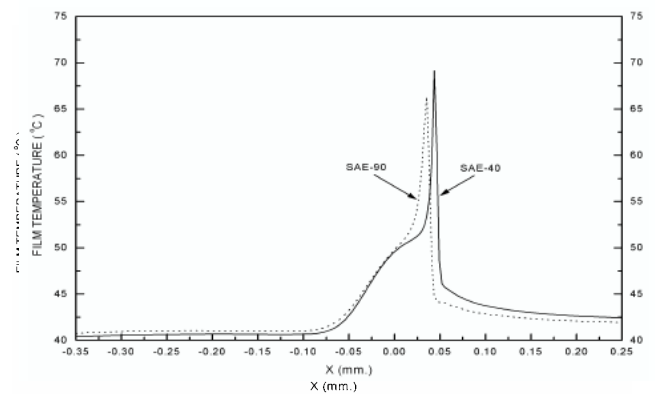
รูปที่ 19 แสดงค่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเฟือง



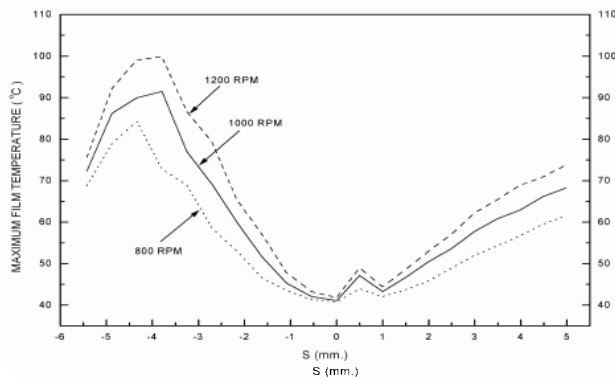
รูปที่ 23 แสดงการกระจายของความหนาฟิล์มและความดัน ขณะฟันเฟืองขบกัน เมื่อใช้สารหล่อลื่นต่างกัน



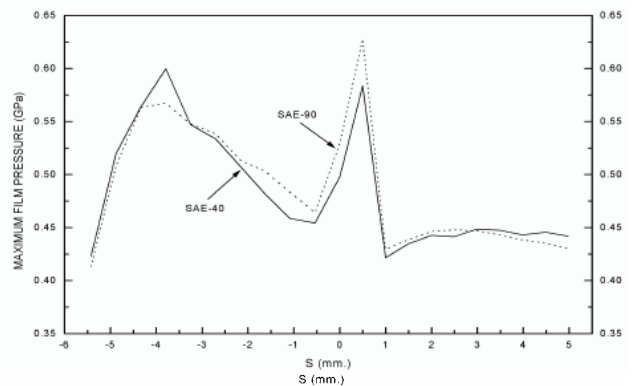
รูปที่ 20 แสดงค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเฟือง



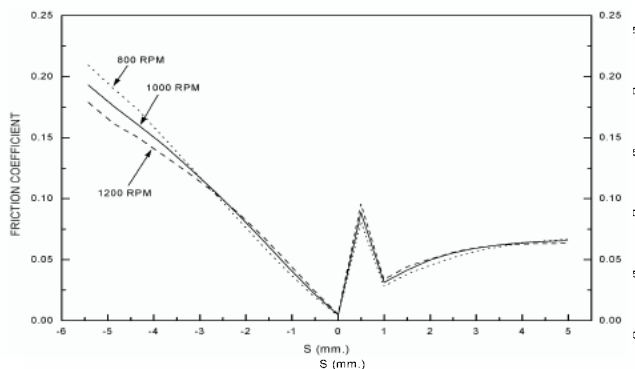
รูปที่ 24 แสดงการกระจายของอุณหภูมิฟิล์มของสารหล่อลื่น ขณะฟันเฟืองขบกัน เมื่อใช้สารหล่อลื่นต่างกัน



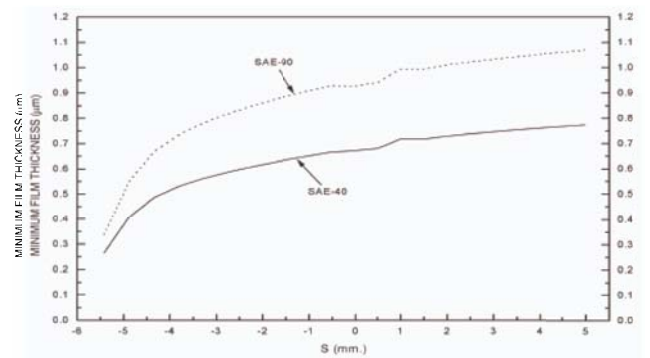
รูปที่ 21 แสดงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเฟือง



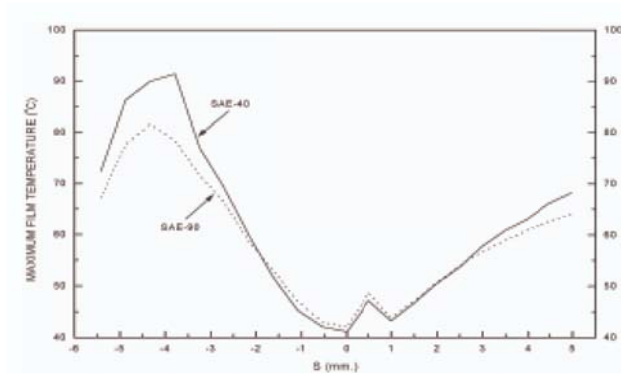
รูปที่ 25 แสดงค่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อใช้สารหล่อลื่นต่างกัน



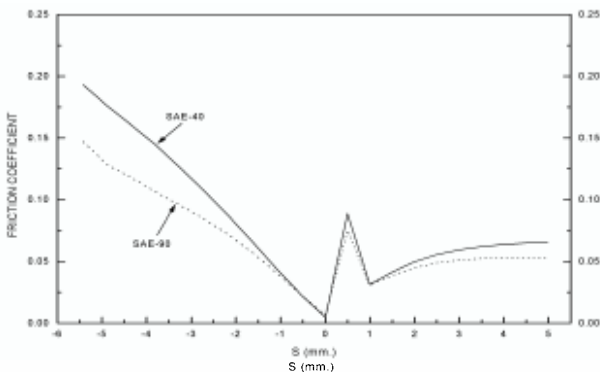
รูปที่ 22 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการขบต่างๆ ของ ฟันเฟือง ที่ความเร็วรอบต่างๆ ของเฟือง



รูปที่ 26 แสดงค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อใช้สารหล่อลื่นต่างกัน



รูปที่ 27 แสดงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อใช้สารหล่อลื่นต่างกัน



รูปที่ 28 แสดงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการขบต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อใช้สารหล่อลื่นต่างกัน

4. สรุปผล

จากการจำลองการหล่อลื่นแบบ เทอร์โมไฮดรอลิกไฮโดรไดนามิกของฟันเฟืองแบบฟันตรง เมื่อทำการเปลี่ยนค่าความหนืดของผิวฟันเฟือง ภาวะที่ฟันเฟืองได้รับ และที่ความเร็วรอบต่างๆ ในการทำงานของเฟืองจะสรุปได้ว่า

4.1 ความหนาฟิล์มจะมีค่าน้อยสุด เมื่อฟันเฟืองเริ่มขบกัน เกิดขึ้นจาก เมื่อฟันเฟืองเริ่มขบกัน จะยังไม่สามารถสร้างฟิล์มของสารหล่อลื่นขึ้นได้อย่างสมบูรณ์ จะส่งผลมีโอกาสเกิดการสึกหรอได้สูง

4.2 ในการทำงานของฟันเฟือง ตำแหน่งค่า Slip Ratio สูง ความเค้นเฉือนที่กระทำต่อฟิล์มของสารหล่อลื่นจะมีค่าสูงด้วย พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจากความเค้นเฉือนจะมีผล มากกว่า พลังงานความร้อนที่เกิดขึ้นจากการอัดตัวของฟิล์มสารหล่อลื่น ส่งผลให้อุณหภูมิของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับค่า Slip Ratio มากกว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น

4.3 ความหนืดของผิวฟันเฟืองจะมีผลค่อนข้างมากกับการกระจายความดันและอุณหภูมิฟิล์มของสารหล่อลื่น เมื่อความหนืดของผิวมีค่ามากจะทำให้ความดัน และอุณหภูมิฟิล์มของสารหล่อลื่น มีค่าเปลี่ยนแปลงมาก ค่าความหนืดของผิวฟันเฟืองส่งผลต่อความหนาฟิล์มที่บางสุดค่อนข้างน้อย เนื่องจากความความของผิวฟันเฟืองมีค่าน้อย เทียบกับความหนืดผิว แต่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อผิวของฟันเฟืองมีค่าความหนืดเพิ่มขึ้น

4.4 เมื่อฟันเฟืองรับภาระสูงขึ้น จะทำให้ความดันฟิล์มและอุณหภูมิฟิล์มของสารหล่อลื่น มีค่าสูงขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มของสาร

หล่อลื่นจะลดลง ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในการทำงานของเฟืองจะเพิ่มขึ้นด้วย

4.5 เมื่อฟันเฟืองทำงานที่ความเร็วรอบเพิ่มขึ้น ความดันของฟิล์ม ความหนาของฟิล์ม และอุณหภูมิฟิล์ม ของสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในการทำงานของเฟืองจะมีค่าลดลง

4.6 เมื่อเปลี่ยนชนิดของสารหล่อลื่น ที่มีความหนืดสูงขึ้น พบว่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น จะเพิ่มขึ้น แต่ความดันของฟิล์มจะลดลง ส่งผลให้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานในการทำงานของเฟืองลดลง

5. สัญลักษณ์ที่ใช้ในบทความ

\bar{X} dimensionless coordinates, $\bar{X} = x/b$

\bar{Y} dimensionless coordinate, $\bar{Y} = y/h$

\bar{P} dimensionless pressure, $\bar{P} = p/P_H$

\bar{h} dimensionless film thickness, $\bar{h} = h/(b^2/R_0)$

$\bar{\eta}$ dimensionless viscosity, $\bar{\eta} = \eta/\eta_0$

$\bar{\rho}$ dimensionless density, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$

$\bar{\lambda}_P$ ความหนืดของผิว Pinion แบบไรมิติ, $\bar{\lambda}_P = \bar{Z}_M \sin\left(2\pi \frac{\bar{X}}{X_P}\right)$

$\bar{\lambda}_G$ ความหนืดของผิว Gear แบบไรมิติ, $\bar{\lambda}_G = \bar{Z}_M \sin\left(2\pi \frac{\bar{X}}{X_G}\right)$

U dimensionless film velocity, $U = u/u_0$

$\bar{\theta}$ dimensionless film temperature, $\bar{\theta} = T/T_0$

\bar{k}_P dimensionless thermal conductivity of film, $\bar{k}_P = k/k_0$

t, \bar{t} time, s and dimensionless time, $\bar{t} = tu_0/b$

W_0 dimensionless reference load, $W_0 = w_0/ER_0$

C_{RT} transient dimensionless curvature sum, $C_{RT} = R_X/R_0$

C_{UT} transient dimensionless curvature sum, $C_{UT} = \bar{u}/u_0$

C_{WT} transient dimensionless curvature sum, $C_{RT} = w'/w_0$

p pressure, Pa

x, y coordinate, m

b semi-width of Hertzian contact under load, $b = R_0 \sqrt{8W_0/\pi}$, m

R_P radii of curvature of pinion, $R_P = r_P \sin \phi + s$, m

R_G radii of curvature of gear, $R_G = r_G \sin \phi + s$, m

R_0 pitch circle radii sum, $R_0 = R_P R_G \tan \phi / (R_P + R_G)$, m

R_X curvature sum, $R_X = R_P R_G / (R_P + R_G)$, m

u_P pinion teeth surface velocity, $u_P = \omega_P R_P$, m/s

u_p pinion teeth surface velocity, $u_G = \omega_G R_G$, m/s

ω_P, ω_G angular speed of pinion and gear, rad^{-1}

u, \bar{u} film velocity and entrainment velocity, $\bar{u} = (u_G + u_P)/2$, m/s

u_0 reference velocity, m/s

s action line coordinate, m

w', w_0 transient load and reference load, N/m

h lubricant film thickness, m
 k_0 thermal conductivity of lubricant at ambient, W/(m-K)
 T, T_0 transient temperature and reference temperature, K
 P_H maximum Hertzian pressure, $P_H = E' \sqrt{W_0 / 2\pi}$

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Youqiang Wang, Hongqi Li, Jingwei Tong, Peiran Yang , 2004 , Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of and involute spur gear , Tribology International 37 (2004) pp 773-782
- [2] Roland Larsson , 1997 , Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear , Wear 207 , pp 67-73
- [3] R.T. Lee, H.M. Chu, Y.C. Chiou , 2002 , Invers approach for calculating pressure and viscosity in elastohydrodynamic lubrication , Tribology International 35 , pp 809-817
- [4] J. Wang, M. Kaneta, P. Yang , 2005 , Numerical analysis of TEHL line contact problem under reciprocating motion , Tribology International 38 , pp 165-178
- [5] Xiaoling Liu, Peiran Yang , 2002 , Analysis of thermal elastohydrodynamic lubrication of finite line contact , Tribology International , pp 137-144
- [6] Punit Kumar, S.C. Jain, S. Ray , 2001 , Study of roughness effects in elastohydrodynamic lubrication of rolling line contacts using a deterministic model , Tribology International 34 (2001) pp 713-722
- [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
- [10] D.Y. Hua, M.H. Khonsari , Elastohydrodynamic Lubrication by Powder Slurries , Journal of Tribologu Vol. 118, pp 68-73
- [11] Bernard J. Hamrock , 1994 , Fundamental of fluid film lubrication , McGraw-Hill , Singapore