



ISSN 0125-1724

วิศวกรรม

ลาดกระบัง

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

LADKRABANG ENGINEERING JOURNAL

ปีที่ 23 ฉบับที่ 3

กันยายน 2549

1. ข้อมูลสมมูลของการสกัดน้ำมันจากโดยใช้เอนไซม์จากเห็ดเป็นตัวย่อยสลาย
รีนฤดี เบญจางคประเสริฐ 1
2. การกำจัดสีย้อมฟาสต์บลูบีในน้ำเสียสังเคราะห์ด้วยวิธีโอโซนเข้มข้น
สุธาสิณี เนรมิตตภพพงศ์ อาทิตย์ เนรมิตตภพพงศ์ 7
3. การศึกษาพื้นที่โวลุ่มประสิทธิผลของซิลิคอนไฟฟไดโอดชนิด p-i-n แบบพลาแนรี
คงศักดิ์ อิมอุไร สมเกียรติ ศุภเดช 13
4. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเซลล์แสงอาทิตย์สำหรับแบบจำลองแหล่งจ่ายไฟจากเซลล์แสงอาทิตย์
ที่ถูกต้อง
เอก เอื้อตระกูลวิวัฒน์ วิมลชัย ฐรัตน์ วิจิตร กิณเรศ 18
5. วงจรกำเนิดสัญญาณไซน์หลายเฟสแบบปรับค่าด้วยวิธีทางอิเล็กทรอนิกส์โดยใช้ไอทีเอแบบหลาย
เอาต์พุต
สดุติ จินตนาปัญญา กอบชัย เดชหาญ 24
6. การพยากรณ์ความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงสุดระยะยาวของระบบ กฟน. โดยใช้โครงข่ายประสาทเทียม
จตุพร ธรรมเจริญ สมชาติ จิรวิภากร 30
7. การทำนายค่าความสูญเสียในหม้อแปลงจำหน่ายโดยวิธีโครงข่ายประสาทเทียมชนิดแพร่ค่าย้อนกลับ
นุชทิศา สุทธิสินทอง มณฑล ลีลาจินดาไกรฤกษ์ 36
8. อินเวอร์เตอร์หลายระดับชนิดแคสเคดแหล่งจ่ายที่มีการส่งผ่านกำลังไฟฟ้าสมดุลโดยใช้เทคนิคการกำจัด
ฮาร์มอนิกส์ที่เหมาะสม
สิทธิพร เจียรนนทพิสุทธิ วิจิตร กิณเรศ 42
9. การศึกษาเชิงตัวเลขของผลของการปรับแต่งพื้นผิวของผิวหน้าพื้นต่อการหล่อขึ้นแบบ
อีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์
อานันท์พล แสนคำ มนต์ศักดิ์ พิมสาร 48

การศึกษาเชิงตัวเลขของผลของการปรับแต่งฟันเฟืองตรงโดยวิธี เฉือนหน้าฟันต่อการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์

A Numerical Study on the Effect of Spur Gear Tooth Shaving On Elastohydrodynamic Lubrication

อานันท์พล แสนคำ, มงคลศักดิ์ พิมพ์สาร

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

บทความนี้มีจุดมุ่งหมายเพื่อการศึกษาเชิงตัวเลข ผลของการปรับแต่งฟันเฟืองตรงโดยวิธีเฉือนหน้าฟัน ต่อแรงพลวัตที่เกิดขึ้น และประสิทธิภาพของการหล่อลื่น อันได้แก่ ความดันของฟิล์มของสารหล่อลื่นและความหนาฟิล์มต่ำสุดของสารหล่อลื่น ในการปรับแต่งฟันโดยวิธีเฉือนหน้าฟันจะมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องอยู่ 2 ตัวคือ ค่า Tip Relief และค่า Starting Angle ทฤษฎีที่ใช้ในการวิเคราะห์ประกอบด้วย พลศาสตร์ของระบบ เฟืองฟันตรง และการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ ที่ความเร็วรอบสูง ผลที่ได้จากการจำลองที่ความเร็วรอบ ที่ 9,000 และ 12,000 รอบต่อนาที แสดงให้เห็นว่าผลจากการปรับแต่งฟันเฟืองตรงโดยวิธีเฉือนหน้าฟัน จะส่งผลให้แรงพลวัตที่เกิดขึ้นบนหน้าสัมผัสของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มมากขึ้น ผลของการเพิ่มขึ้นของแรงพลวัตจะส่งผลให้ความดันของสารหล่อลื่นที่จุดสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นและความหนาฟิล์มต่ำสุดจะน้อยลง จากผลการจำลองยังสามารถบอกการกระจายของความดันและความหนาฟิล์มน้ำมันต่ำสุดที่ได้ ณ ตำแหน่งต่างๆ บนผิวหน้าสัมผัสของฟันเฟือง ซึ่งจะทำให้เราสามารถทำนายตำแหน่งที่จะเกิดความเสียหายมากที่สุด จากผลการจำลองพบว่า สำหรับระบบเฟืองที่ไม่มีปรับแต่ง ณ ตำแหน่งก่อนหน้าและหลังจุดพิทช์ความดันของสารหล่อลื่นมีค่าสูงสุดและความหนาฟิล์มจะบางที่สุด ดังนั้น ณ ตำแหน่งนี้จะเป็นตำแหน่งที่มีแนวโน้มต่อการเสียหายแบบบรอยน์ (pitting failure) มากที่สุดบนฟันเฟือง ส่วนระบบเฟืองที่มีการปรับแต่งฟันพบว่า ณ บริเวณจุดพิทช์จะเป็นตำแหน่งที่มีแนวโน้มต่อการเสียหายแบบบรอยน์มากที่สุดบนฟันเฟือง

Abstract

The purpose of this article is to numerically investigate the effect of tooth shaving on dynamic tooth load and lubrication performance of spur gear system. The lubrication performance considered in this research consists of oil film pressure and minimum oil film thickness. The parameters of tooth shaving method are an amount of tip relief and a starting roll angle. The theory of 3-D spur gear dynamics and elastohydrodynamic lubrication are employed to evaluate dynamic tooth load and lubrication performance of the gear system, respectively. The gear operating speeds used in this paper is 9,000 rpm and 12,000 rpm. The simulated results indicate that, the dynamic tooth load is increased when the gear system is operated at these speeds. With the increased of dynamic tooth load, oil film pressure is increased and

minimum oil film thickness is reduced. The calculated results are later plotted to display the oil film pressure and minimum oil film thickness is distributions as a function of contacting point on gear tooth surface. From these curves, it is found that, in the unmodified gear system, oil film pressure is maximum and minimum oil film thickness is lowest at the locations before and after the pitch point. Therefore, surface pitting failure is likely to occur at these positions. On the other hand, in the modified gear system, surface pitting failure is likely to occur at the pitch region.

1. บทนำ

การใช้งานเฟืองตรงในงานอุตสาหกรรมต่างๆ มีอย่างมากมาย ซึ่งการที่เฟืองจะใช้การไม่ได้จะเกิดจากการที่ฟันเฟืองได้รับความเสียหาย ซึ่งเกิดจากความเสียหายจากการคดตัว (Bending stress) หรือความเสียหายเนื่องจากรอยร้าว ความเสียหายของฟันเฟืองเกิดได้หลายกรณี เช่น การใช้วัสดุที่ไม่ดี การออกแบบไม่เหมาะสม หรือการใช้งานเกินกำลัง อย่างไรก็ตามการยืดอายุการใช้งานของเฟือง ทางหนึ่งคือการลดแรงพลวัตที่กระทำกับเฟืองให้ต่ำลงและมีผลกระทบต่อฟันเฟือง ซึ่งวิธีการปรับแต่งรูปร่างฟันเฟืองโดยการเลื่อนหน้าฟัน เป็นการอธิบายและนำค่าที่มีผลกระทบต่อแรงพลวัตของฟันเฟือง โดยเฉพาะมาพิจารณา การปรับแต่งนี้เป็นการปรับแต่งโดยเลื่อนหน้าฟันของหน้าฟันเฟืองออก

2. ทฤษฎี

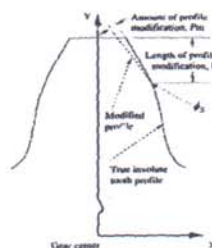
2.1 การปรับแต่งฟันเฟืองตรง

การปรับแต่งฟันเฟืองตรงนี้ใช้วิธีการเลื่อนหน้าฟัน ซึ่งจะอธิบายค่าพารามิเตอร์ต่างๆที่มีความสำคัญ ซึ่งมีผลกระทบต่อแรงพลวัตของฟันเฟืองโดยเฉพาะ ซึ่งการเลื่อนหน้าฟันจะทำการนำเนื้อฟันเฟืองออกด้านข้างในแนวตรงทั้งสองข้างเท่าๆกัน จุดที่ทำการเริ่มเลื่อนไปจนถึงจุดปลายของฟันเฟืองดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งแสดงการปรับแต่งฟันเฟืองจากจุดเริ่มหมุนถึงจุดปลาย ผลรวมของส่วนปลายฟันที่ปรับแต่ง P_m ที่จุด i ต่างๆ ได้กำหนดโดยสมการที่ [1]

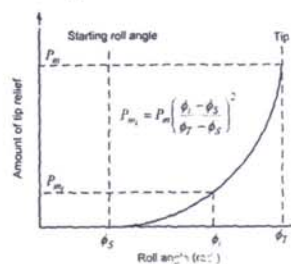
$$P_m(\phi) = P_m \left(\frac{\phi - \phi_s}{\phi_t - \phi_s} \right)^2 \quad (1)$$

เมื่อ

P_m คือ ผลรวมของฟันเฟืองที่ทำการปรับแต่งที่จุดปลาย ϕ_s คือ มุมหมุนที่จุดเริ่มของการปรับแต่งฟัน ϕ_t คือ มุมหมุนที่จุดปลายของการปรับแต่งฟันเฟือง ซึ่งสมการที่ (1) นี้ นำมาหาค่าผลรวมการส่งถ่ายที่มุมวนจากการปรับแต่งฟันเฟือง [1]



รูปที่ 1 แสดงรูปร่างการปรับแต่งฟันเฟือง [1]



รูปที่ 2 แสดงฟังก์ชันการปรับแต่งฟันเฟือง [1]

2.2 แรงพลวัต

แรงที่กระทำกับระบบฟันเฟืองที่ส่งถ่ายการเคลื่อนที่ระหว่างฟันเฟืองสองฟันในการขบกันจะมีแรงกระทำเกิดขึ้นซึ่งเรียกว่าแรงพลวัตที่เกิดขึ้นกับคู่ฟันเฟือง ซึ่งจะ

พิจารณาจากพลศาสตร์การเคลื่อนที่ของพื้นเพื่องตรงจะ
ได้สมการดังนี้[1]

$$\sum \vec{F}^{ext} = m\vec{a}_{cm} \quad (2)$$

$$\sum \vec{M}_{cm}^{ext} = \dot{\vec{H}}_{cm} \quad (3)$$

เมื่อ $\vec{F}^{ext}$ คือ แรงภายนอกที่กระทำต่อเพื่อง

m คือ มวลของพื้นเพื่อง

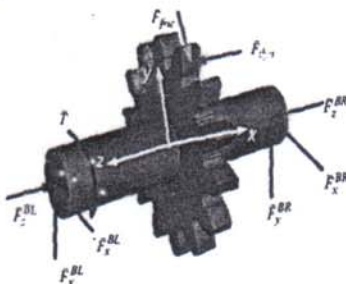
$\vec{a}_{cm}$ คือ ความเร่งของจุดศูนย์กลางมวลของพื้นเพื่อง

$\vec{M}_{cm}^{ext}$ คือ โมเมนต์รอบจุดศูนย์กลางมวลของเพื่อง

$\dot{\vec{H}}_{cm}$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลง โมเมนตัมเชิงมุม

รอบจุดศูนย์กลางมวล

ซึ่งพลศาสตร์ของพื้นเพื่องตรงจะมีแรงที่กระทำดังแสดง
ในรูปที่ 3



รูปที่ 3 แสดงถึงแรงที่กระทำต่อระบบเพื่องตรง[1]

เมื่อ $\vec{F}_{dyn}$ แรงพลวัตที่พื้นเพื่อง

$\vec{F}_{fric}$ แรงเสียดทานที่พื้นเพื่อง

$\vec{F}_x^{BL}, \vec{F}_y^{BL}, \vec{F}_z^{BL}$ คือแรงจากเบร็กรองรับด้านซ้าย

$\vec{F}_x^{BR}, \vec{F}_y^{BR}, \vec{F}_z^{BR}$ คือแรงจากเบร็กรองรับด้านขวา

$\vec{T}$ คือแรงบิดที่กระทำกับเพลา

แรงพลวัต จะได้จากสมการ [1]

$$\vec{F}_{dyn} = \vec{F}_{cont} + \vec{F}_{damp} \quad (4)$$

เมื่อ $\vec{F}_{cont}$ คือแรงสัมผัสกันระหว่างพื้นเพื่อง

$\vec{F}_{damp}$ คือแรงหน่วงระหว่างพื้นเพื่อง

ในการสัมผัสกันระหว่างพื้นเพื่องสองพื้นประมาณว่า

เป็นการสัมผัสระหว่างทรงกระบอกสองอันที่มีรัศมี

ต่างกัน ซึ่งรัศมีที่เปลี่ยนไปตามเส้นแนวการกระทำจะได้
ว่า[2]

$$\rho_r = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 + \rho_1} \quad (5)$$

เมื่อ ρ_r คือ รัศมีสมมูลของตัวโค้ง ณ จุดสัมผัสของ
พื้นเพื่อง

ρ_1 คือ รัศมีตัวโค้งของเพื่องขับ

ρ_2 คือ รัศมีตัวโค้งของเพื่องตาม

พื้นเพื่องที่ขบกัน ณ จุดสัมผัส จะมีการหมุน
และการเลื่อนไถลได้ในกรณีนี้พิจารณาเพียงสภาวะที่มีการ
หมุนเพียงอย่างเดียว ซึ่งจะได้ความเร็วของผิวพื้นเพื่อง
ดังนี้ [2]

$$v_{r1} = \omega_1 \rho_1 \quad (6)$$

$$v_{r2} = \omega_2 \rho_2 \quad (7)$$

เมื่อ

v_{r1}, v_{r2} คือ ความเร็วการหมุนเพื่องขับและเพื่องตาม

ω_1, ω_2 คือ ความเร็วเชิงมุมของเพื่องขับและเพื่องตาม

2.3 อีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์

ในการหาค่าสั่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์จะใช้
สมการเรย์โนลด์สประยุกต์, สมการความหนาฟิล์ม, สมการ
ความสัมพันธ์ของค่าความหนืดและความดัน และสมการ
บาลานซ์ภาระในการแก้สมการ ซึ่งสมการเรย์โนลด์สเป็น
สมการที่ใช้ในการอธิบายการเกิดความดันของของไหล
ในขณะที่ของไหลไหลเป็นแผ่นบางโดยที่ของไหลนี้มี
พื้นที่หน้าตัดเล็กของตามทิศทางการไหลซึ่งลักษณะเช่นนี้
จะทำให้เกิดความดันขึ้นในของไหล ในกรณีนี้ประยุกต์
สมการเรย์โนลด์สกับการหล่อลื่นแบบอีลาสโต
ไฮโดรไดนามิกส์ของวัสดุทรงกระบอกสัมผัสกัน โดยตั้ง
สมมุติฐานว่าความหนาฟิล์มจะยาวกว่าเมื่อเทียบกับ
ความกว้างของหน้าสัมผัส ดังนั้นการไหลในแนวแกน
Z จึงไม่พิจารณา จะได้สมการเรย์โนลด์สประยุกต์ ดังนี้ [3]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h^3 \left(\frac{1}{\mu_{e,2}} - \frac{\mu_{e,0}}{\mu_{e,1}^2} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] = \quad (8)$$

$$\left(\frac{u_2 + u_1}{2} \right) \frac{\partial (\rho h)}{\partial x} + \left(\frac{u_2 - u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho h \left(1 - 2 \frac{\mu_{e,0}}{\mu_{e,1}} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h)$$

จากสมมติฐานของเอิร์ท สมการความหนาแน่นจะได้[4]

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{x_m}^{x_m} p \ln(x-x')^2 dx' \quad (9)$$

สมการความหนาแน่น โดย Dowson-Higginson [3]

จะได้

$$\rho = \rho_0 \left[1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right] \quad (10)$$

สมการความหนืด โดย Roelands [3] จะได้

$$\mu = m_0 \left| \frac{\partial \mu}{\partial \gamma} \right|^{p-1} \exp \left\{ \ln(\mu_0) + 9.67 \left[1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{-1} \right] \right\} \quad (11)$$

การกระจายความดันที่เกิดขึ้นสามารถคำนวณจากสมการบาลานซ์ภาระได้ ดังนี้[3]

$$w = \int_{x_m}^{x_{out}} p_i dx \quad (12)$$

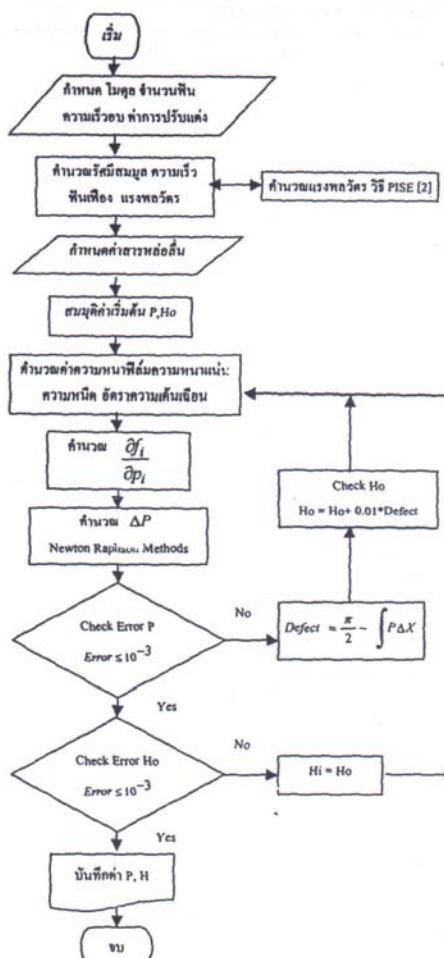
ซึ่งในการวิเคราะห์ทางกลศาสตร์นั้นนิยมนำให้สมการมีรูปแบบไว้มีดังนี้ซึ่งอ้างอิงจากเอกสารอ้างอิง[3]

3. กระบวนการคำนวณ

กระบวนการคำนวณดังแสดงในรูปที่ 5 จากระบบพื้นผิวของเครื่องจักรหาค่าแรงพลวัตจากวิธี PISE [1] ที่มุมหมุนที่มีการปรับแต่งพื้น และไม่มีมีการปรับแต่งพื้น นำค่าแรงพลวัตที่ได้ พร้อมทั้งรัศมีสมมูล และความเร็วพื้นผิว มาพิจารณาการหล่อลื่น โดยการแก้สมการเรย์โนลด์ประยุกต์ใช้วิธีการแก้สมการโดยวิธีผลต่าง สืบเนื่องซึ่งจะแบ่งกิต ของการสัมผัสออกเป็น 256 กิต และใช้วิธีการผลต่างสืบเนื่องแบบตรงกลาง, แบบไปข้างหน้า และแบบย้อนหลังในการแก้สมการ และใช้วิธีนิวตัน-ราฟสันในการหาค่าในแต่ละจุด ซึ่งการแก้สมการนิยมนำในรูปแบบของคิวเปอร์ไว้มี

4. ผลจากการจำลอง

ในจำลองนี้ใช้สารหล่อลื่น SAE90 และไม่พิจารณาอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในกระบวนการหล่อลื่นระบบเพียง



รูปที่ 5 แสดงกระบวนการคำนวณ

4.1 ข้อมูลเบื้องต้น

ข้อมูลที่ใช้ในตารางการปรับแต่งมาจากการทำออฟติไมเซชันของแรงพลวัตที่น้อยที่สุด[1]

ตารางที่ 4.1 ข้อมูลการปรับแต่งพื้นผิว [1]

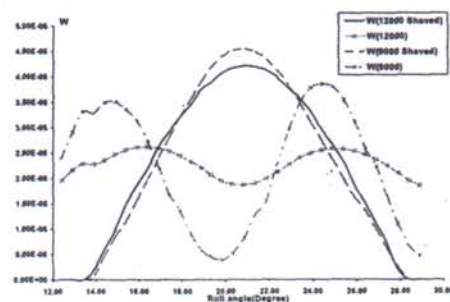
เพื่องขับ	P_{m1} (in)	3.67×10^{-4}
	ϕ_{S1} (rad)	0.36397
เพื่องตาม	P_{m1} (in)	3.67×10^{-4}
	ϕ_{S1} (rad)	0.36397

ตารางที่ 4.2 ข้อมูลเฟืองตรง

ข้อมูลเฟืองตรงมาตรฐานฟันลึกเต็ม	
โมดูล (มม.)	3.175
จำนวนฟันของเฟืองขับ,เฟืองตาม (มม.)	36,36
มุมกด (องศา)	20
โมดูลัสความยืดหยุ่น (นิวตัน/เมตร)	207×10^9
อัตราส่วนผิวของ	0.3
แรงบิด (นิวตัน.เมตร)	112.98
ความกว้างหน้าฟัน (มม.)	25.4
ความเร็วรอบ (รอบ/นาที)	9,000
ความเร็วรอบ (รอบ/นาที)	12,000

ตารางที่ 4.3 ข้อมูลสารหล่อลื่น[3]

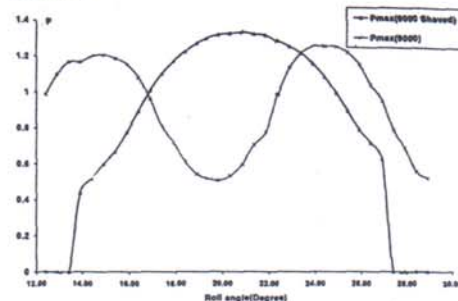
คุณสมบัติ	SAE90
ความหนาแน่น (kg/m^3)	892.8
ความหนืดสมบูร์น ที่ $P = 0$ (Pa.s)	0.1946304
ดัชนีความหนืด-ความดันสารหล่อลื่น(Z)	0.511
ดัชนีเพาเวอร์ลอร์ (n)	1



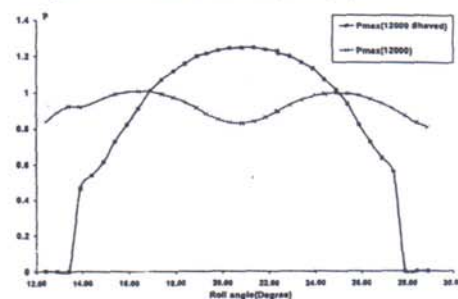
รูปที่ 6 แสดงแรงพลวัต(ไร้มิติ) ที่มุมหมุนต่างๆ

รูปที่ 6 จะเห็นว่าแรงพลวัตที่ความเร็วรอบ 9,000 รอบต่อนาที ในกรณีที่ไม่มี การปรับแต่งฟัน จะมีค่ามากกว่าที่ปรับแต่ง และน่าสนใจคือว่า ที่ความเร็วรอบ 12,000 รอบต่อนาที แรงพลวัตของกรณีที่ไม่ปรับแต่งฟันจะมีค่าน้อยกว่าในกรณีที่ปรับแต่งฟัน ซึ่งพิจารณาได้ว่า ที่ความเร็วรอบสูงมาก การปรับแต่งฟันเฟืองจะลดแรงพลวัตที่เกิดขึ้นได้ในช่วงมุมหมุนเริ่มต้น(12-16 องศา)และมุมท้ายๆ(26-29 องศา) เนื่องจากการเข้าขบกันของฟันเฟืองที่มีการปรับแต่ง

จะมีความนุ่มนวลในการเข้าขบกันมากกว่าเฟืองที่ไม่ปรับแต่ง

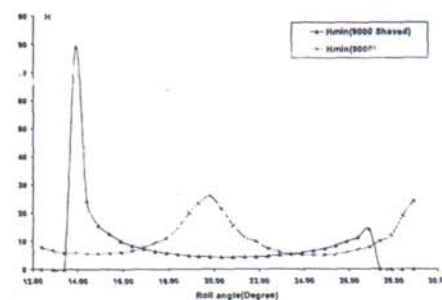


รูปที่ 7 การกระจายความดัน(ไร้มิติ) 9,000 RPM

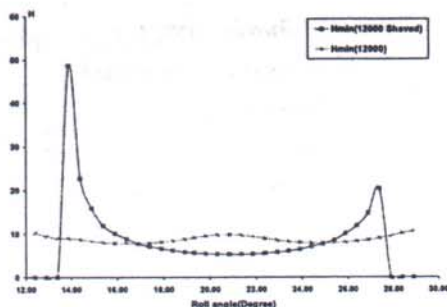


รูปที่ 8 การกระจายความดัน(ไร้มิติ) 12,000 RPM

จากรูปที่ 7 และ 8 จะเห็นว่าเมื่อมีการปรับแต่งฟัน การกระจายความดันที่เกิดขึ้นจะมีค่ามากกว่าการกระจายความดันของการไม่ปรับแต่ง ซึ่งพิจารณาได้ว่า ที่มุมหมุนช่วงเริ่มต้น(12-16 องศา) การกระจายแรงดันของฟันเฟืองที่ปรับแต่งจะน้อยกว่า ฟันเฟืองที่ไม่ปรับแต่งเป็นผลเนื่องมาจากขนาดแรงพลวัต ในทำนองเดียวกัน ในช่วงท้ายของมุมหมุน(26-29 องศา) แรงพลวัตของการปรับแต่งฟันเฟืองก็น้อยกว่าฟันเฟืองที่ไม่ปรับแต่ง เป็นผลให้การกระจายแรงดันน้อยกว่า



รูปที่ 9 การกระจายความหนาฟิล์ม(ไร้มิติ) 9,000 RPM



รูปที่ 10 การกระจายความหนาฟิล์ม(ไร้มิด)12,000 RPM

จากรูปที่ 9 และ 10 จะเห็นได้ว่า การกระจายความหนาฟิล์มที่ได้จากการปรับแต่งจะมีความการกระจายความหนาฟิล์มที่บางกว่า แบบที่ไม่ปรับแต่งพื้น ซึ่งจะเห็นว่าความหนาฟิล์มจะมีความหนาฟิล์มน้อยมากเมื่อมีความดันกระทำมากขึ้น ซึ่งความหนาฟิล์มของพื้นเพียงที่มีการปรับแต่งจะมีความหนาฟิล์ม หนามากในช่วงมุมหมุนประมาณ 14 องศา ซึ่งเป็นผลมาจากการที่แรงพลวัตรที่เกิดขึ้นจากการปรับแต่งพื้นเพียงมีค่าลดลงอย่างมาก เป็นผลให้มีมีความดันที่กระทำกับพื้นเพียงที่ปรับแต่น้อยลง

5. สรุปและวิจารณ์ผล

จากผลการจำลองจะพบว่าความหนาฟิล์มที่เกิดขึ้นจะมีความสัมพันธ์กับความดันที่เกิดขึ้นนั่นคือเมื่อมีความดันสูงขึ้นจะทำให้การกระจายความหนาฟิล์มบางลง และจากการจำลองจะพบว่าเมื่อมีการปรับแต่งพื้นเพียงแรงพลวัตรที่เกิดขึ้นจะมีค่าสูงขึ้นกว่าที่ไม่ปรับแต่งพื้นบริเวณจุดพิช ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ที่ความเร็วรอบสูง (12,000 rpm) การปรับแต่งพื้นเพียงจะไม่ลดแรงพลวัตรที่เกิดขึ้นกับพื้นเพียงบริเวณจุดพิช ดังนั้น ความหนาฟิล์มบริเวณจุดพิช ที่ความเร็วรอบสูง จะบางกว่าที่ความเร็วรอบต่ำ (9,000 rpm) นั่นแสดงว่าโอกาสที่จะเกิดความสึกหรอของพื้นเพียงที่บริเวณจุดพิชในการทำงานที่ความเร็วรอบสูง จะมีมากกว่าที่ต่ำกว่าความเร็วรอบต่ำ การเปลี่ยนแปลงแรงพลวัตรของพื้นเพียง แต่ในกรณีที่ปรับแต่งพื้นเพียงจะลดแรงพลวัตรในช่วงมุมหมุนเริ่มต้น (12-14 องศา) และมุมหมุนท้ายๆ (26-29 องศา) เนื่องมาจากการเข้าขบกันของพื้นเพียงมีความนุ่มนวลกว่าที่ไม่มีการ

ปรับแต่ง จากการจำลองผลนี้ การปรับแต่งพื้นเพียงที่ความเร็วรอบสูงไม่ทำให้แรงพลวัตรที่บริเวณจุดพิชที่กระทำกับพื้นเพียงมีค่าลดลง ซึ่งนั่นแสดงว่าการปรับแต่งพื้นเพียงโดยวิธีเจียนหน้าพื้นจะเหมาะสมกับค่าความเร็วรอบอื่นๆ ซึ่งจะมีการศึกษาเพิ่มเติมในส่วนความเร็วรอบอื่นๆ ต่อไป

6. กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้วิจัยขอขอบคุณ สำนักวิจัยและบริการคอมพิวเตอร์ของ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ความอนุเคราะห์ในการใช้เครื่องคอมพิวเตอร์ในการประมวลผลการจำลอง และคุณกิตติ อนุศิษฐ์วิวัฒน์ ที่คอยอำนวยความสะดวกโดยตลอด

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] M. Pimsarn., 2005. "Effect of Tooth Modification on Durability of Spur Gear Teeth." ICRAMME 05, Paper No.224, Kuala Lumpur, Malaysia, 30-31 May 2005.
- [2] American Gear Manufacturers Association, Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth, Revision of AGMA 2001-B88 , April 1944
- [3] เกษม ธรรมโกศล "อิทธิพลของสารหล่อลื่นของแข็งต่อการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮโดรไดนามิกส์", วิทยานิพนธ์ วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาวิศวกรรมเครื่องกล, บัณฑิตวิทยาลัย, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง, 2545
- [4] B. J. Hamrock, "Fundamentals of fluid film Lubrication", 1994