

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาเชิงตัวเลขของการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกของ
ลูกกลิ้งภายใต้การกดสัมผัสแบบเส้น

NUMERICAL STUDY OF THERMO-ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION
(TEHL) IN ROLLERS UNDER LINE CONTACT



T128580

เจษฎา พานิชกรณ์
JESDA PANICHAKORN

QP
จ ๖๕๕๓
๒๕๕๕

๓ en

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 128580
วัน, เดือน, ปี..... 5 11 ๒๕๕๖

b. 12552665
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2555

KMITL-2012-EN-D-058-165

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**NUMERICAL STUDY OF THERMO-ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION
(TEHL) IN ROLLERS UNDER LINE CONTACT**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2012**

KMITL-2012-EN-D-058-165

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2012

FACULTY OF ENGINEERING

เอกสาร KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาเชิงตัวเลขของการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกของลูกกลิ้งภายใต้การกดสัมผัสแบบเส้น
นักศึกษา	นายเจษฎา พานิชกรณ์
รหัสนักศึกษา	50060102
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2555
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.มงคล มงคลวงโรจน์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอผลของความหยาบผิวต่อพฤติกรรมกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางและการหล่อลื่นแบบผสมที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัว ของทรงกระบอกและของเฟืองฟันตรง เมื่อใช้สารหล่อลื่นที่เป็นของเหลวและเป็นของเหลวผสมสารหล่อลื่นที่เป็นของแข็ง ด้วยการจำลองโดยใช้วิธีคณิตศาสตร์เชิงตัวเลข หาคำตอบของสมการโมดิไฟด์เรย์โนลด์ สมการพลังงาน สมการการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุ สมการการรับภาระของอนุภาคของสารหล่อลื่นแข็งและการรับภาระของความหยาบผิว ร่วมกับสมการการเปลี่ยนแปลงความหนืด ความหนาแน่นและการนำความร้อนของสารหล่อลื่น โดยใช้วิธีระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม ร่วมกับระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน และระเบียบวิธีมัลติกริด เพื่อหาการกระจายของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน การรับภาระของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็งและการรับภาระของความหยาบผิวในช่วงการสัมผัส พบว่าเมื่อสารหล่อลื่นของเหลว สำหรับการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง ความหยาบของผิวสัมผัสมีผลอย่างรุนแรงต่อ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น การเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความหยาบของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับการหล่อลื่นแบบผสม ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น การรับภาระของความหยาบผิวและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเมื่อความหยาบของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อสารหล่อลื่นเป็นของเหลวผสมสารหล่อลื่นที่เป็นของแข็ง กรณีการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น ในกรณีของการหล่อลื่นแบบผสม อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิวมีค่าลดลง แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Numerical study of thermo-elastohydrodynamic lubrication (TEHL) in rollers under line contact
Student	Mr. Jesda Panichakorn
Student ID	50060102
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2012
Thesis Advisor	Assoc. Prof. Dr. Mongkol Mongkolwongrojn

ABSTRACT

This research presents the effects of surface asperity on characteristics of steady state and transient condition of thin film lubrication and mixed lubrication for cylinders in line contact and spur gear in line contact with liquid lubricant and liquid-solid lubricant. The time dependent modified Reynolds equation, energy equation elastic equation, rheology of lubricant and load carrying both by solid particles and liquid film were formulated for compressible fluid. Finite difference method, Newton-Raphson method and multigrid method were implemented to obtain the film pressure profile, film temperature profile, film thickness profile, and load carrying capacity in the contact region as well as friction coefficient. The simulation results for thin film condition with liquid lubricant, the roughness amplitude has a significant effect on the film pressure and film temperature in the contact region. For increasing the surface roughness, the fluctuation of film thickness, film pressure and film temperature profile strongly depended on surface roughness amplitude. For mixed lubrication condition with liquid lubricant, friction coefficient, film temperature, load carrying capacity and central film thickness increase but minimum film thickness, film pressure and load carryings by lubricant film decrease when surface roughness increases. For liquid-solid lubricant, the film thickness increases but film temperature, film pressure and friction coefficient decrease when the concentration of solid lubricant increases. For mixed lubrication, film temperature and load carrying capacity decrease but film thickness and friction coefficient increase when the concentration of solid lubricant increases.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาของอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครูและอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

เจษฎา พานิชกรณ์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

104	4.8 ปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัว
102	4.7 การหล่อลื่นในไม่สภาวะคงตัว
80	แบบ Liquid-Solid Lubricant
78	4.6 ปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัวของสารหล่อลื่น สไปนในสารหล่อลื่น SAE-90
57	4.5 การหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัวเมื่อผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MOS ₂
55	4.4 ปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว
46	4.2 ปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว
44	4.1 การหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว
41	บทที่ 4 ผลการจำลอง
34	3.6 ระเบียบวิธีกริด (Multigrid Method)
33	3.5 วิธีนิวตันราฟสัน
31	3.4 ระเบียบวิธีผลต่างจำกัด (Finite Difference Method)
30	3.3 การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Film Lubrication)
27	3.2 การหล่อลื่นแบบขอบเขตไฮโดรไดนามิก
26	3.1 สมการในรูปแบบปริมาตร
26	บทที่ 3 วิธีเชิงตัวเลข
22	2.3 การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication)
13	2.2 การหล่อลื่นแบบขอบเขตไฮโดรไดนามิก
6	2.1 ความหมายทั่วไป
6	บทที่ 2 ทฤษฎีการหล่อลื่น
5	1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ
4	1.4 ขอบเขตของงานวิจัย
3	1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษาคณะวิจัย
1	1.2 บทควมวิจัยที่พามา
1	1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของการศึกษา
1	บทที่ 1 บทนำ
XXXXVII	รายการคำย่อและสัญลักษณ์
VII	สารบัญรีไฟ
VI	สารบัญรีตาราง
IV	สารบัญรี
III	คู่มือการพิมพ์
II	บทคัดย่อภาษาไทย
I	บทคัดย่อภาษาอังกฤษ
หน้า	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
4.9 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในเฟืองฟันตรง	111
4.10 การหล่อลื่นในเฟืองฟันตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant	125
4.11 การหล่อลื่นแบบผสมในไม่สภาวะคงตัว	140
4.11 ปัจจัยต่างๆที่มีผลการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัว.....	142
บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ.....	150
5.1 สรุปผลการการวิจัย	150
5.2 ข้อเสนอแนะ	153
บรรณานุกรม	154
Flow Chart การทำงานของโปรแกรม	157
ภาคผนวก ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์	159
ประวัติผู้เขียน	185



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 คุณสมบัติของทรงกระบอก	41
4.2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	41
4.3 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นของแข็ง	41
4.4 คุณสมบัติของพื้นผิวและสารหล่อลื่น	112
4.5 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นของแข็ง	112



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ลักษณะของผิวสัมผัสที่มีความหยาบ	6
2.2 ลักษณะของผิวสัมผัสที่มีความหยาบที่อาจทำให้การวัดผิดพลาด	7
2.3 เปรียบเทียบเส้นอ้างอิง 3 แบบ	
a.) ระบบ M b.) ค่าเฉลี่ย 10 จุด c.) กำลังสองน้อยสุด	8
2.4 แสดงโค้งแบบบอทของพื้นผิวสองแบบที่แตกต่างกัน	11
2.5 แสดงการหาความโค้งน่าจะเป็นจากผิวหยาบที่วัดได้	12
2.6 แสดงแรงที่กระทำต่อออลิเมนต์ของของไหล	14
2.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของอนุภาคที่อยู่ในช่วงสัมผัส	18
2.8 ความหยาบของผิวชิ้นงานที่มีการกระจาย Gaussian Distribution	22
2.9 ความแตกต่างความหยาบผิวกับความสูงของความหยาบผิว	24
3.1 แสดงขนาดความกว้างระหว่างโนด	31
3.2 แสดงการประมาณค่าของเวกเตอร์จากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบ Ω_H ไปเป็นระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียด Ω_h	36
3.3 การประมาณค่าของเวกเตอร์ส่งถ่ายของระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบ (Ω_H) จากการถ่ายโอนค่าจากระดับที่ละเอียดกว่า (Ω_h)	37
3.4 (ก) วัฏจักรของมัลติกริดแบบวี และ (ข) แสดงการถ่ายโอนค่าระหว่างระดับ	38
3.5 วัฏจักรของมัลติกริดแบบ W-cycle	38
3.6 ขั้นตอนการคำนวณแบบ FMG 3 รูปแบบคือ V-cycle, 2V-cycle และ W-cycle	40
4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมุติของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของ ทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงจำนวนกริดที่ใช้ในการคำนวณ	42
4.2 แสดงการเปรียบเทียบค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมุติของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ที่ได้จาก การคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขเทียบกับค่าที่ได้จากสมการของ Hamrock[30]	43
4.3 แสดงลักษณะของความหยาบผิวของทรงกระบอก	43

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่น และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ในกรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวหยาบ เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอก เท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90	45
4.5 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น ในกรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวหยาบ เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90	45
4.6 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ	46
4.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ.....	47
4.8 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ.....	47

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.9 แสดงการเปลี่ยนแปลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอกต่างๆ	48
4.10 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ.....	50
4.11 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ผิวของทรงกระบอก มีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ.....	50
4.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ผิวของทรงกระบอก มีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ.....	47
4.13 แสดงการเปลี่ยนแปลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกต่างๆ	51

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio= 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980(Pseudoplastic), 1.000(Newtonian) และ 1.025(Dilatant) ตามลำดับ	52
4.15 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio= 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980(Pseudoplastic), 1.000(Newtonian) และ 1.025(Dilatant) ตามลำดับ	53
4.16 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio= 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980(Pseudoplastic), 1.000(Newtonian) และ 1.025(Dilatant) ตามลำดับ	53
4.17 แสดงการเปลี่ยนแปลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นต่างๆ.....	54
4.18 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90	55

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.19 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยตัวหล่อลื่น SAE-90 เมื่อไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น..... 56
- 4.20 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{rms} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 58
- 4.21 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{rms} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 58
- 4.22 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{rms} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ..... 59
- 4.23 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{rms} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 59

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น เมื่อนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจะถือว่าผิดกฎหมาย

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.24 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอก.....	60
4.25 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิว (Asperity Load) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอก.....	60
4.26 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ	62
4.27 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ	62
4.28 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ	63

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.29 แสดงความดันของการสัมผัส(Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรง กระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ	63
4.30 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง กึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอก รับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็ว ทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperity) ของทรงกระบอก	64
4.31 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิว (Asperity Load) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperity) ของทรงกระบอก	64
4.32 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ	66

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.33 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว
 $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว
(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90
เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ
0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ..... 66
- 4.34 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว
 $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว
(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90
เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ
0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ..... 67
- 4.35 แสดงความดันของการสัมผัส(Contact Pressure)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว
 $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว
(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90
เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ
0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ 67
- 4.36 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลาง
การสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว
 $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)
เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่ารัศมี
ของความหยาบผิว(Radius of Asperity)ของทรงกระบอก 68

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.37 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหยาบผิว
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว
 $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)
เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่ารัศมี
ของความหยาบผิว(Radius of Asperity)ของทรงกระบอก..... 68
- 4.38 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum=
25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio
= 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities
เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)
เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus
ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPตามลำดับ 70
- 4.39 แสดง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum=
25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio
= 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities
เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)
เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus
ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ 70
- 4.40 แสดง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum=
25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio
= 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities
เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)
เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus
ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ 71
- 4.41 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum=
25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio
= 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities
เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)
เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus
ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ 71

เอกสารนี้เป็นเอกสารหลวงวิไลรักษ์การเชิงกลเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้เอกสารนี้เป็นการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.42 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Young Modulus ของทรงกระบอก	72
4.43 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับ โดยความหยาบผิว (Asperity Load) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Young Modulus ของทรงกระบอก	72
4.44 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และ ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid($n=0.980$), Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Dilatant Fluid($n=1.0250$) ตามลำดับ	74
4.45 แสดง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และ ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid($n=0.980$), Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Dilatant Fluid($n=1.0250$) ตามลำดับ	74

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.46 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$
รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และ
ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid($n=0.980$),
Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Dilatant Fluid($n=1.0250$) ตามลำดับ 75
- 4.47 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก
(Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ
0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$
รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และ
ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid($n=0.980$),
Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Dilatant Fluid($n=1.0250$) ตามลำดับ 75
- 4.48 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่ง
กึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm,
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5
ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2}
และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm
ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$
เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่น 76
- 4.49 แสดง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับ
โดยความหยาบผิว (Asperity Load)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm,
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5
ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2}
และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm
ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$
เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่น 76

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.50 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น
อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว
(Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m
รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s
โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$,
Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เปรียบเทียบกับ
สารหล่อลื่น SAE-90 ที่เติม MoS_2 ลงไป ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก 79
- 4.51 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50
ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90
และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90
ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก 81
- 4.52 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50
ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90
และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90
ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก..... 81
- 4.53 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m
รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s
โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$,
Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2
ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก 82
- 4.54 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50
ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90
และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90
ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก 82

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.55 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของการเติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90	83
4.56 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิวและภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของการเติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90	83
4.57 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ	84
4.58 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ	85

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.59 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ	85
4.60 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ	86
4.61 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลาง ของการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาด ของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง	86
4.62 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาด ของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง	87

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.63 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50,
Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂
ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 89
- 4.64 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50,
Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂
ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 89
- 4.65 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50,
Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂
ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 90
- 4.66 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50,
Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2}
เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂
ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ 90

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.67 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบของผิวทรงกระบอก	91
4.68 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบของผิวทรงกระบอก	91
4.69 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาระของทรงกระบอก มีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/mตามลำดับ	93
4.70 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาระของทรงกระบอก มีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/mตามลำดับ	93

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

4.71 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น

กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s

โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm

และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90

เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90

ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ

ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาวะของทรงกระบอก

มีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/mตามลำดับ 94

4.72 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure)

กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s

โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm

และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90

เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90

ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ

ที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาวะของทรงกระบอก

มีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/mตามลำดับ 94

4.73 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่ง

กึ่งกลางของการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด

กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s

โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm

และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ

Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความ

เข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$

เมื่อเปลี่ยนแปลงภาวะที่กระทำกับทรงกระบอก 95

4.74 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาวะที่รองรับด้วยความหยาบผิว

และภาวะที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง

กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s

โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm

และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ

Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความ

เข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$

เมื่อเปลี่ยนแปลงภาวะที่กระทำกับทรงกระบอก 95

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.75 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant
ที่เติม MoS_2 ลงในสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ... 97
- 4.76 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant
ที่เติม MoS_2 ลงในสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ... 97
- 4.77 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant
ที่เติม MoS_2 ลงในสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ... 98
- 4.78 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure)
กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm
โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm
และ Density of Asperity = 100 m^{-2} ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ
ที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant
ที่เติม MoS_2 ลงในสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก
เมื่อความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ... 98

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.79 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลาง ของการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ ที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงในสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอก	99
4.80 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาวะที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาวะที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบ ที่ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงในสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอก	99
4.81 แสดงภาวะแบบไรมิตีที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา	102
4.82 แสดงการเปลี่ยนแปลงของภาวะแบบไรมิตี ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m รัศมีทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90.....	103
4.83 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{\text{rms}} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 0.25 \mu\text{m}$ กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{\text{WT}} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาวะสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90	105

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.84 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu m$ กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90	105
4.85 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามเวลาที่เปลี่ยนไป เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu m$ กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90.....	106
4.86 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ตามลำดับ	107
4.87 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ตามลำดับ	107

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.88 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ตามลำดับ	108
4.89 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) ตามลำดับ.....	109
4.90 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) ตามลำดับ	109

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.91 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับ เป็นไปตามรูปที่ 4.81 เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) ตามลำดับ	110
4.92 ลักษณะทางกายภาพของเฟืองฟันตรงขณะชบกันที่ตำแหน่งต่างๆ	111
4.93 แสดงการเปลี่ยนแปลงของภาระแบบไรมิตที่ฟันเฟืองได้รับ (C_{WT}) รัศมีความโค้งของฟันเฟืองแบบไรมิต (C_{RT}) ความเร็วของฟันเฟืองแบบไรมิต (C_{UT}) และค่า Slip/Slide Ratio ที่ระยะการชบกันต่างๆ ของฟันเฟือง	113
4.94 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการชบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Newtonian Fluid เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ	114
4.95 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะการชบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ และผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$ และ $R_{rms} = 0.10 \mu m$ ตามลำดับ	115
4.96 แสดงการเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการชบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ และผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$ และ $R_{rms} = 0.10 \mu m$ ตามลำดับ	117

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.97 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ
Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ
และผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$ และ
 $R_{rms} = 0.10 \mu m$ ตามลำดับ 117
- 4.98 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น
Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) ตามลำดับ... 119
- 4.99 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น
Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) ตามลำดับ... 119
- 4.100 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น
Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) ตามลำดับ.. 120
- 4.101 แสดงการเปลี่ยนแปลงภาระของฟันเฟือง
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อการรับภาระของฟันเฟือง
เป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload)
ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point)
และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใด
จากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$
ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) 121

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.102 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อการรับภาระของฟันเฟือง
เป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload)
ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point)
และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใด
จากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$
ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) 123
- 4.103 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อการรับภาระของฟันเฟือง
เป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload)
ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point)
และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใด
จากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$
ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) 123
- 4.104 แสดงการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อการรับภาระของฟันเฟือง
เป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload)
ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point)
และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใด
จากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu m$
ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n=0.975$) 124
- 4.105 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด
ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ
Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS2
ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและ
ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW
ที่ความเร็ว 1000 rpm 127

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.106 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและ ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm	127
4.107 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและ ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm	128
4.108 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบผิวของฟันเฟือง	130
4.109 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบผิวของฟันเฟือง	130
4.110 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง	132
4.111 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง	132

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.112 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเพื่อรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของสารอนุภาคหล่อลื่นของแข็ง	133
4.113 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเพื่อรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของสารอนุภาคหล่อลื่นของแข็ง	134
4.114 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าภาระแบบไรมิตี ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติ และในสภาวะที่ฟันเฟืองรับภาระ แบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน	135
4.115 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและเมื่อฟันเฟืองรับภาระ แบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน	137
4.116 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและเมื่อฟันเฟืองรับภาระ แบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน	137
4.117 แสดงการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS ₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและเมื่อฟันเฟืองรับภาระ แบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน	138

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.118 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง I, J และ K ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ กรณีฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและฟันเฟืองรับภาระแบบ กระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน เมื่อเปลี่ยนแปลง ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง 139
- 4.119 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง I, J และ K ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ กรณีฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและฟันเฟืองรับภาระแบบ กระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน เมื่อเปลี่ยนแปลง ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง 139
- 4.120 แสดงภาระแบบไรมิตีที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา 140
- 4.121 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อภาระแบบไรมิตีเปลี่ยนแปลงตามเวลา กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu m$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)เท่ากับ $1.0 \mu m$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระ สูงสุด $W_{TR} = 0.50$ 141
- 4.122 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้น ที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอก เท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu m$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)เท่ากับ $1.0 \mu m$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ 143

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.123 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอก เท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ 143
- 4.124 แสดงการกระจายของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอก เท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ 144
- 4.125 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอก เท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ 144

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

- 4.126 แสดงภาวะที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ(Aspeity Load) ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของผิวของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ 145
- 4.127 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n = 0.995$) Newtonian Fluid($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid($n = 1.005$) ตามลำดับ 146
- 4.128 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n = 0.995$) Newtonian Fluid($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid($n = 1.005$) ตามลำดับ 147

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.129 แสดงการกระจายของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้น ที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n = 0.995$) Newtonian Fluid($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid($n = 1.005$) ตามลำดับ	147
4.130 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้น ที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n = 0.995$) Newtonian Fluid($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid($n = 1.005$) ตามลำดับ	148
4.131 แสดงภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้น ที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid($n = 0.995$) Newtonian Fluid($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid($n = 1.005$) ตามลำดับ	148

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

<i>A</i>	พื้นที่หน้าตัด, m ²
<i>b</i>	ความกว้างครึ่งหนึ่งของการสัมผัส, m
	$b = R_X \left(\frac{8W'_Z}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}}$
<i>C_{RT}</i>	สัดส่วนความโค้งที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับความโค้งอ้างอิง
	$C_{RT} = \frac{R_X}{R_0}$
<i>C_{UT}</i>	สัดส่วนของความเร็วที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับความเร็วอ้างอิง
	$C_{UT} = \frac{\bar{u}}{u_0}$
<i>C_{WT}</i>	สัดส่วนของภาระที่ตำแหน่งใดๆ เทียบกับภาระอ้างอิง
	$C_{WT} = \frac{w'_Z}{w'_0}$
<i>D(X)</i>	Dimensionless of combined surface roughness ของทรงกระบอก
<i>E_{1,2}</i>	ค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอก 1 และ 2, Pa
<i>E_s</i>	ค่า Modulus of Elasticity ของสารหล่อลื่นของแข็ง, Pa
<i>E'</i>	Effective Modulus of Elasticity ของทรงกระบอก, Pa
	$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$
<i>E'_{PS}</i>	โมดูลัสความยืดหยุ่นของพื้นผิวเทียบกับสารหล่อลื่นของแข็ง, Pa
	$\frac{1}{E'_{PS}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_p} + \frac{1-\nu_2^2}{E_s} \right)$
<i>f</i>	สัมประสิทธิ์ความเสียหาย
<i>f_p</i>	สัมประสิทธิ์ความเสียหายระหว่างสารหล่อลื่นของแข็งและผิวสัมผัส
<i>f_s</i>	สัมประสิทธิ์ความเสียหาย ระหว่างผิวสัมผัส
<i>h</i>	ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น, m
<i>h₀</i>	ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อไม่คิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง, m
<i>H</i>	ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ
<i>H₀</i>	ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อไม่คิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างแบบไร้มิติ
<i>k</i>	ค่าการนำความร้อนของสารหล่อลื่น, W/(m-K)
<i>k₀</i>	ค่าการนำความร้อนของสารหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศ, W/(m-K)
<i>k_p</i>	ค่าการนำความร้อนของสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ
	$\bar{k}_p = \frac{k}{k_0}$
<i>m₀</i>	Apparent Viscosity ของสารหล่อลื่น, Pa-s
<i>n</i>	Power law index
<i>p</i>	ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น, Pa
<i>P</i>	ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

P_H ความดันสูงสุดในการสัมผัสของ Hertz, Pa

$$P_H = E' \left(\frac{W'_Z}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$R_{1,2}$ รัศมีของทรงกระบอก 1 และ 2, m

R_0 รัศมีของทรงกระบอกอ้างอิง, m

R_X Curvature Sum, m

$$\frac{1}{R_X} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

\bar{S} ระยะการขบของพื้นเฟืองตามแนว Line of Action, m

S_X อัตราส่วนการเลื่อนไถล

t เวลา, s

\bar{t} เวลาแบบไร้มิติ

T อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น, K

u ความเร็วของฟิล์มสารหล่อลื่น, m/s

$u_{1,2}$ ความเร็วผิวของทรงกระบอก 1 และ 2, m/s

u_0 ความเร็วผิวอ้างอิง, m/s

u^* ความเร็วของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ

w'_Z ภาระที่กระทำ, N/m

w'_0 ภาระที่กระทำอ้างอิง, N/m

z โคออร์ดิเนต z , m

x โคออร์ดิเนต x , m

X โคออร์ดิเนต x แบบไร้มิติ

z โคออร์ดิเนต z , m

Z โคออร์ดิเนต z แบบไร้มิติ

Z_1 Viscosity-Pressure index

Greek symbols

θ ค่าอุณหภูมิของสารหล่อลื่นแบบไร้มิติ

μ ค่าความหนืดของสารหล่อลื่น, Pa-s

μ_0 ความหนืดของสารหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและอุณหภูมิอ้างอิง, Pa-s

τ Shear stress, Pa

ρ ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น, kg/m^3

ρ_0 ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นที่ความดันบรรยากาศและที่อุณหภูมิอ้างอิง, kg/m^3

ρ_p ความหนาแน่นของสารหล่อลื่นขบวนการแข็ง, kg/m^3

λ เปรอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งโดยน้ำหนัก

φ Pressure Angle, degree

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ โดยเฉพาะในเครื่องจักรกลจำเป็นจะต้องมีการหล่อลื่นเพื่อยืดอายุการใช้งาน เพิ่มประสิทธิภาพการทำงาน ลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานและลดการสูญเสียกำลังการผลิตจากการเปลี่ยนอุปกรณ์ของเครื่องจักรหรือการปิดซ่อมบำรุง เนื่องมาจากการใช้อุปกรณ์ที่ไม่เหมาะสมกับการทำงาน การหล่อลื่นที่ต้องรับภาระสูงๆ อย่างเช่น เฟือง โรลเลอร์แบร์ริง เป็นต้น ลักษณะของผิวชิ้นงานที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของวัสดุจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น เนื่องจากชิ้นส่วนต่างๆ ที่มีการสัมผัสกันจะต้องมีการออกแบบให้มีการสึกหรอให้น้อยที่สุด โดยจะให้มีการหล่อลื่นที่ดีที่สุดแก่ชิ้นงานเพื่อลดการเสียดทานและการสึกหรอที่เกิดขึ้น ดังนั้นผิวสัมผัสจึงมีผลเป็นอย่างมากต่อการหล่อลื่นเพราะหากขนาดของความหยาบของผิวสัมผัสมีค่ามากกว่าความหนาฟิล์มก็จะทำให้เกิดการสัมผัสกันของชิ้นส่วนทำให้เกิดการสึกหรอขึ้น

ในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาของความหยาบผิวพฤติกรรมต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง ที่มีพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่เกิดขึ้นในทรงกระบอกมีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัว พฤติกรรมการหล่อลื่นที่เกิดขึ้นในเฟืองฟันตรง และพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication) ในทรงกระบอกที่มีการสัมผัสเป็นเส้นในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัว ด้วยสารหล่อลื่นที่เป็น Liquid Lubricant และสารหล่อลื่นที่เป็น Liquid - Solid Lubricant โดยทำการศึกษาผลกระทบที่เกิดขึ้น เมื่อทำการเปลี่ยนแปลง ภาระ ความเร็ว ความหยาบของผิว ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งในน้ำมัน ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็ง เป็นต้น

1.2 บทควมวิจัยที่ผ่านมา

การหล่อลื่นที่ต้องรับภาระสูงๆ อย่างเช่น เฟือง โรลเลอร์แบร์ริง เป็นต้น ลักษณะของผิวชิ้นงานที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของฟันเฟืองจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น เมื่อภาระที่ผิวของชิ้นงานได้รับมากเกินไป หรือเมื่อความเร็วของผิวชิ้นงานต่ำเกินไป หรือเมื่อความหยาบของผิวชิ้นงานมีค่ามากกว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จะทำให้ผิวของชิ้นงานเกิดการสัมผัสกันโดยไม่มีสารหล่อลื่นกั้นอยู่ระหว่างกลาง แต่ส่วนที่ไม่สัมผัสกันยังคงมีสารหล่อลื่นกั้นกลางระหว่างผิวของชิ้นงานไว้ พฤติกรรมดังกล่าวเราเรียกว่า การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication)

ในปี ค.ศ. 1966 Dowson and Higginson[1] ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีสัมผัสเป็นเส้นโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข พบว่าฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบางมาก ในปี ค.ศ. 1989 Lee และ Hamrock [2] ได้นำเสนอการใช้ระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน เพื่อใช้หาคำตอบของปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกในสภาวะไม่คงตัวภายใต้สภาวะที่รับภาระต่ำ ในปี ค.ศ. 1992 Venner [3] ได้ศึกษาถึงผลของความหยาบของผิวสัมผัสที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีการสัมผัสเป็นเส้นพบว่าความหยาบของผิวสัมผัสมีผลกระทบต่อ

พฤติกรรมการณ์หล่อลื่นอย่างรุนแรง ในปี 1993 Hook [4] ศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางพบว่า ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะขึ้นอยู่กับชนิดของสารหล่อลื่นและวัสดุ ในปี ค.ศ. 1995 Hua and Khonsari [5] ได้นำเสนอการหาค่าตอบของการหล่อลื่นในสภาวะไม่คงตัวของเฟืองฟันตรงโดย ไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงภาระแบบพลวัตในแบบจำลอง ในปี ค.ศ. 1997 Larsson [6] ศึกษา พฤติกรรมการณ์หล่อลื่นของเฟืองฟันตรงที่ทำงานในสภาวะไม่คงตัวด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนที่ ความหนืดของสารหล่อลื่นเป็นตาม Circular Viscosity Model พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อ ลื่นมีค่าต่ำสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันและมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะการขบกันของฟันเฟือง ในปี ค.ศ. 2000 Guangteng [7] ทำการทดลองวัดค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อผิวของชิ้นงาน เป็นผิวหยาบเปรียบเทียบกับผลจากทางทฤษฎีพบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกัน ในปี ค.ศ. 2001 Al-Samieh [8] ศึกษาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัวจากการศึกษาพฤติกรรมการณ์หล่อลื่น แบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกเมื่อของไหลเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน สมการที่ใช้มีความไม่ไม่ เป็นเชิงเส้นสูง ในปี ค.ศ. 2003 Kaneta [9] ศึกษาผลกระทบจากค่าการนำความร้อนของวัสดุที่มีผล ต่ออุณหภูมิและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ในปี ค.ศ. 2004 Wang [10] ศึกษาพฤติกรรมการณ์ หล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหล นิวโตเนียนพบว่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงแต่อุณหภูมิสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่ฟันเฟือง ได้รับเพิ่มขึ้น ในปี ค.ศ. 2012 Mongkolwongrojn and Panichakorn [11] นำเสนอพฤติกรรม การณ์หล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงภายในสภาวะการรับภาระแบบ กระแทก พบว่าผลของการรับภาระแบบกระแทกมีผลอย่างรุนแรงต่อสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ในปี ค.ศ. 1988 Sayles [12] ได้ นำเสนอการใช้สารหล่อลื่นของแข็งที่ขนาดอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็งมีขนาดโตกว่าความหนา ของฟิล์มสารหล่อลื่น ซึ่งสามารถความเสียหายที่เกิดขึ้นกับผิวสัมผัสและยืดอายุการใช้งานของ ผิวสัมผัส ในปี ค.ศ. 1989 Khonsari, Wang, and Qi [13] นำเสนอสมการเรย์โนลด์และสมการ พลังงานสำหรับของไหลนอนนิวโตเนียนแบบ Liquid-Solid Lubricant ที่มีการสัมผัสเป็นเส้น ในปี ค.ศ. 1994 Yousif [14] ได้นำเสนอและพิสูจน์การหล่อลื่นของสารหล่อลื่นผสมระหว่างโมลิตินัมได ซัลไฟด์ และกราไฟต์ กับน้ำมันหล่อลื่น ในปี ค.ศ. 1996 Hua และ Khonsari [15] ได้ทำการวิจัย การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก โดยการใช้ โมลิตินัมไดซัลไฟด์ (MoS_2) ผสมกับเอ ทิลีนไกลกอฮอล์ ในอัตราส่วน 1:1 โดยน้ำหนัก โดยสารผสมมีลักษณะคล้ายโคลน เมื่อใช้สารนี้เป็นสาร หล่อลื่นจะช่วยลดความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และยังสามารถรับโหลดได้เพิ่มขึ้น โดยในการวิจัยจะพิจารณาว่าสารหล่อลื่นมีคุณสมบัติเป็นแบบ non-Newtonian Fluid ตาม Power law Model ในปี ค.ศ. 2006 Mongkolwongrojn, Aiumpornsin and Thammakosol [16] ได้นำเสนอผลของการหล่อลื่นแบบ Liquid-Solid Lubricant ว่ามีผลต่ออุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่รับภาระ แบบทันทีทันใด ในปี ค.ศ. 2006 Wang [17] ศึกษาลักษณะของความหยาบผิวที่ไม่ได้มีการกระจาย แบบ Gaussian ที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสมพบว่าพื้นที่ของการสัมผัส ภาระที่รับและความดันสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความไม่สมมาตรและความหยาบผิว R_{rms} มีค่าเพิ่ม ในปี ค.ศ. 2007 Choo [18] ได้ ศึกษาลักษณะของความหยาบผิวที่มีต่อความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น พบว่าลักษณะของความ หยาบผิวมีผลต่อความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกและการ หล่อลื่นแบบผสม ในปี ค.ศ. 2007 Zhang [19],[20] ศึกษาพฤติกรรมการณ์หล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไดนามิกที่รับภาระสูงๆ ที่มีความเร็วในการหมุนต่ำๆ พบว่าพฤติกรรมการหล่อลื่นในช่วงการสัมผัสบางส่วนเปลี่ยนจากการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกไปเป็นการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง

แต่ศึกษาการหล่อลื่นแบบผสม เมื่อของไหลเป็นของไหลแบบนอนนิวโตเนียน สมการที่ใช้มีความไม่ไม่เป็นเชิงเส้นสูง ดังนั้นการหาค่าตอบมีความยุ่งยากและใช้เวลาการคำนวณนาน ในปี ค.ศ. 1986 Lubrecht, Ten Napel, และ Bosma[21] ได้นำเสนอระเบียบวิธีมัลติกริด ซึ่งมีประสิทธิภาพสูงในการแก้ปัญหาการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก ที่มีความไม่ไม่เป็นเชิงเส้นสูงและคิดผลกระทบจากความหนืด ในปี ค.ศ. 1992 Osborn และ Sadeghi [22]. ได้นำเสนอระเบียบวิธีมัลติกริด สำหรับปัญหาการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในสภาวะไม่คงตัว ในปี ค.ศ. 1994 Ai และ Cheng[23] ได้นำเสนอการแก้ปัญหาการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในสภาวะไม่คงตัวเมื่อคิดความหนืด พบว่าความหนืดมีผลกระทบอย่างรุนแรงต่อการเปลี่ยนแปลงความดันในช่วงสัมผัส

1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษาและวิจัย

ในวิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1.3.1 เพื่อศึกษาผลของความหนืดต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัวของทรงกระบอก ที่มีการสัมผัสเป็นเส้น ด้วยสารหล่อลื่นที่เป็น Liquid Lubricant และเป็น Solid-Liquid Lubricant โดยศึกษาความดันฟิล์มสารหล่อลื่น, ความหนาฟิล์มของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น, ความหนาแน่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นที่มีการเปลี่ยนแปลงไป เมื่อเปลี่ยนค่า ภาระ ความเร็ว ความหนืดของผิว ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็ง ชนิดของสารหล่อลื่น

1.3.2 เพื่อศึกษาผลของความหนืดต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication) ในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัวของทรงกระบอก ที่มีการสัมผัสเป็นเส้น ด้วยสารหล่อลื่นที่เป็น Liquid Fluid และเป็น Solid-Liquid Lubricant โดยศึกษาความดันฟิล์มสารหล่อลื่น, ความหนาฟิล์มของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น, ความหนาแน่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นที่มีการเปลี่ยนแปลงไป เมื่อเปลี่ยนค่า ภาระ ความเร็ว ความหนืดของผิว ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็ง ชนิดของสารหล่อลื่น

1.3.3 เพื่อศึกษาผลของความหนืดต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในเฟืองฟันตรง ที่มีการสัมผัสเป็นเส้น ด้วยสารหล่อลื่นที่เป็น Liquid Fluid และเป็น Solid-Liquid Lubricant เมื่อรับภาระแบบกระแทก โดยศึกษาความดันฟิล์มสารหล่อลื่น, ความหนาฟิล์มของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น, ความหนาแน่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นที่มีการเปลี่ยนแปลงไป เมื่อเปลี่ยนค่า ความหนืดของผิว ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็ง ชนิดของสารหล่อลื่น และขนาดของภาระแบบกระแทกที่เกิดขึ้นกับฟันเฟือง

1.3.4 เขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน การรับภาระของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง การรับภาระของความหนืด รวมทั้งความหนาแน่นและความหนืดของสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้น ในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัว

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

ทำการศึกษาลักษณะของความหยาบผิวพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง โดยจะกำหนดค่าตัวแปรต่างๆ ดังต่อไปนี้

- 1.4.1. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นเป็นแบบฟิล์มบางของทรงกระบอกที่สัมผัสเป็นเส้น เมื่อคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
- 1.4.2. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่เกิดขึ้นในสภาวะคงตัวและไม่คงตัว
- 1.4.3. สารหล่อลื่นที่ทำการศึกษาเป็น Liquid Lubricant และเป็น Solid-Liquid Lubricant ที่เปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของ MoS_2 ต่างๆ
- 1.4.4. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของทรงกระบอกในสภาวะคงตัวและไม่คงตัว เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของความหยาบผิว ค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอก ชนิดของสารหล่อลื่น ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง และขนาดของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็ง เป็นต้น
- 1.4.5. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเฟืองฟันตรงในสภาวะไม่คงตัว เมื่อคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
- 1.4.6. สารหล่อลื่นที่ทำการศึกษาเป็น Liquid Lubricant และเป็น Solid-Liquid Lubricant ที่เปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของ MoS_2 ต่างๆ
- 1.4.7. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของทรงกระบอกในสภาวะคงตัวและไม่คงตัว เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของความหยาบผิว ชนิดของสารหล่อลื่น ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง และขนาดของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็ง เป็นต้น
- 1.4.8. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเฟืองฟันตรงเมื่อรับภาระแบบกระแทกเทียบกับการสภาวะการทำงานปกติ ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบ ที่ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งและขนาดภาระแบบกระแทก ต่างๆ
- 1.4.9. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นเป็นแบบผสม (Mixed Lubrication) ของทรงกระบอกที่สัมผัสเป็นเส้น เมื่อคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
- 1.4.10. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสมที่เกิดขึ้นในสภาวะคงตัวและไม่คงตัว
- 1.4.11. สารหล่อลื่นที่ทำการศึกษาเป็น Liquid Lubricant และเป็น Solid-Liquid Lubricant ที่เปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของ MoS_2 ต่างๆ
- 1.4.12. ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสมของทรงกระบอกในสภาวะคงตัวและไม่คงตัว เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของความหยาบผิว ค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอก ชนิดของสารหล่อลื่น ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง และขนาดของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็ง เป็นต้น
- 1.4.13. เขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้วิธีระเบียบวิธีผลต่างสืบเนื่อง (Finite Difference) ระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสันร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด (Multigrid Method) แก๊สมการเรย์โนลด์และสมการพลังงานในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัว การรับภาระของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง การรับภาระของความหยาบผิว รวมทั้งความหนาแน่นและความหนืดของสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้น เพื่อศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางและการหล่อลื่นแบบผสมของทรงกระบอกและเฟืองฟันตรง เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid Lubricant และ Liquid-Solid Lubricant

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สิ่งที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัยนี้คือ ทำให้ทราบถึงพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัวและไม่คงตัวเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid Lubricant และ Liquid-Solid Lubricant ของทรงกระบอกและฟันเฟือง รวมทั้งทำให้ทราบถึงพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัวและไม่คงตัวเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid Lubricant และ Liquid-Solid Lubricant ของทรงกระบอก เพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาวิชาการทางด้าน ไตรโบโลยี (Tribology) และการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลให้มีการหล่อลื่นที่มีประสิทธิภาพต่อไป รวมทั้งพัฒนาสารหล่อลื่นที่เป็นแบบ Solid-Liquid Lubricant ซึ่งจะทำให้การสึกหรอที่ผิวของชิ้นงานลดลง ทำให้สามารถยืดอายุการใช้งานออกไปได้ และยังเป็นฐานข้อมูลสำหรับการวิจัยและพัฒนาสารหล่อลื่นได้ในอนาคต



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีการหล่อลื่น

การหล่อลื่นที่ต้องรับภาระสูงๆ อย่างเช่น เฟือง โรลเลอร์แบร์ริง เป็นต้น ลักษณะของผิวชิ้นงานที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของวัสดุจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นเนื่องจากชิ้นส่วนต่างๆ ที่มีการสัมผัสกันจะต้องมีการออกแบบให้มีการสึกหรอให้น้อยที่สุด โดยจะให้มีการหล่อลื่นที่ดีที่สุดแก่ชิ้นงานเพื่อลดการเสียดทานและการสึกหรอที่เกิดขึ้น ดังนั้นผิวสัมผัสจึงมีผลเป็นอย่างมากต่อการหล่อลื่นเพราะหากขนาดของความหยาบของผิวสัมผัสมีค่ามากกว่าความหนาฟิล์มก็จะทำให้เกิดการสัมผัสกันของชิ้นส่วนทำให้เกิดการสึกหรอขึ้น

2.1 ความหยาบผิว

2.1.1 ลักษณะทางเรขาคณิตของพื้นผิว (Geometric characteristics of surfaces)

รูปร่างทางเรขาคณิตของพื้นผิว โดยทั่วไปจะแบ่งออกเป็น 3 ประเภทแสดงดัง รูปที่ 2.1

1. ความผิดพลาดของรูปร่าง (Error of form) ผิวที่เบนไปจากรูปแบบที่กำหนดไว้ สาเหตุเนื่องมาจากว่าความผิดพลาดที่มีอยู่ในกระบวนการผลิต
2. คลื่น (Waviness) คลื่นที่มีเกิดขึ้นจะเป็นแนวยาวในพื้นที่ผิว โดยมักจะเกิดจากความสั่นสะเทือนที่เราไม่ต้องการในเครื่องจักร ซึ่งมักจะเกิดขึ้นในเครื่องจักรเสมอ
3. ความหยาบ (Roughness) ความไม่สม่ำเสมอที่รวมอยู่ในคลื่นและความผิดรูปจากการผลิต ซึ่งมักจะเกิดขึ้นขณะการตัดหรือการทำผิวสำเร็จ



รูปที่ 2.1 ลักษณะของผิวสัมผัสที่มีความหยาบ

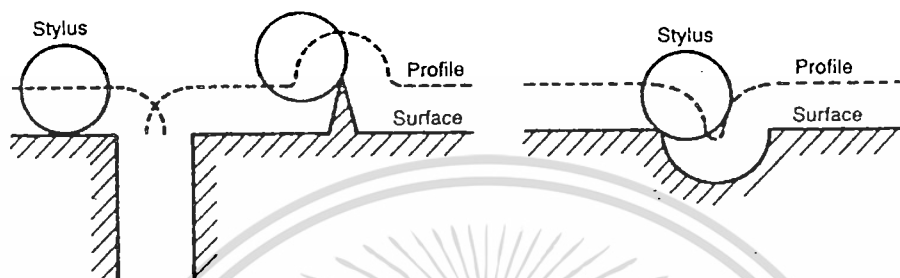
2.1.2 การวัดด้วยปลายปากกาแหลม (Stylus measurements)

เครื่องมือวัดผิวหยาบที่มีใช้อยู่โดยทั่วไป จะแบ่งออกเป็น 2 อย่างหลักๆ คือ เครื่องมือที่มีการสัมผัสโดยตรง กับแบบที่ไม่ต้องสัมผัสโดยตรง โดยในหัวข้อนี้จะอธิบายถึงเครื่องมือที่ทำการวัดผิวด้วยการใช้ปลายเข็มแหลมในการวัดขนาดของความหยาบ โดยจะอาศัยหลักการเคลื่อนที่ในแนวตั้งของแกนเข็มที่วัดชิ้นงานซึ่งจะมีการเลื่อนขึ้นและลงตามลักษณะของพื้นผิวที่ทำการวัด ในขณะที่แนวแกนเกิดการเลื่อนขึ้นลงก็จะทำให้เกิดกระแสไฟฟ้าขึ้นและแปลงออกมาเป็นสัญญาณดิจิทัล และนำสัญญาณที่ได้มากรองสัญญาณอีกครั้งก่อนที่จะทำการพลอตกราฟ ซึ่งแนวความคิดนี้นำเสนอโดย แอบบอทและไฟล์สโตนในปี 1933

โดยทั่วไปปลายเข็มแหลมจะทำมาจากเพชร มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ $4 \mu\text{m}$ และจะมีแรงกระทำคงที่โดยประมาณไม่เกิน 0.0007 N ซึ่งเป็นไปได้ยากที่ปลายหัวเพชรจะมีความสัมพันธ์กับพื้นผิวที่ทำการวัด เนื่องจากพื้นผิวที่จะทำการวัดมีลักษณะที่แตกต่างกันออกไป ดังนั้นในการวัดจึงอาจทำให้เกิดข้อผิดพลาดได้จากขนาดของหัวเพชรไม่สัมพันธ์กับพื้นผิวที่ทำการวัด ดังรูปที่ 2.2 ซึ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แสดงถึงข้อผิดพลาดจากการวัดในพื้นที่ผิวที่มีลักษณะต่างๆ กัน คือกรณีที่เป็นร่องลึกเท่ากับขนาดของปลายเข็มพอดี, กรณีที่เป็นยอดแหลมขึ้นมา และกรณีที่เป็นจุดเว้าเท่าหัวเข็มพอดี ซึ่งแนวเส้นที่ได้จะถูกรวมกับขนาดของหัวเข็มเข้าไปด้วย ดังนั้นจึงเป็นการยากมากที่จะได้รูปภาพของพื้นผิวที่แท้จริงจากการวัดค่าด้วยวิธีนี้ อย่างไรก็ตามวิธีนี้ก็ยังคงได้รับความนิยมสูง ความสามารถในการเคลื่อนที่แนวตั้งของปลายเข็มจะอยู่ที่ประมาณ 100 ถึง 100,000 และแนวระนาบจะอยู่ที่ประมาณ 10 ถึง 5000 หรืออยู่ในอัตราส่วนของแนวตั้ง : แนวราบ=50:1 ดังนั้นจึงเป็นสิ่งที่สำคัญมากในการที่จะเลือกขนาดของการเคลื่อนที่ของปลายเข็มกับลักษณะของพื้นผิวที่จะทำการวัด



รูปที่ 2.2 ลักษณะของผิวสัมผัสที่มีความหยวบที่อาจทำให้การวัดผิดพลาด

2.1.3 เครื่องมือวัดผิวที่ไม่สัมผัสโดยตรง (Some no contacting measurement Devices)

1. ชุดวัดแบบใช้ลม (Pneumatic Devices) เครื่องมือวัดชนิดนี้จะอาศัยหลักการร่วของอากาศที่ปลายของหัววัด โดยหัววัดจะมีลักษณะคล้ายหัวฉีดที่ตรงปลายจะเรียบและแบน ขณะที่หัววัดเคลื่อนที่ไปก็จะมีแรงดันลมออกมาบริเวณไหนที่มีการร่วของลมออกก็แสดงว่าไม่เรียบและมีช่องเล็กๆ อยู่วิธีนี้นิยมใช้วัดพื้นอาคารที่ต้องการผิวเรียบเนื่องจากสามารถทำการวัดได้เร็ว, ง่ายต่อการเคลื่อนย้ายและวัดได้สะดวก อีกทั้งหัววัดยังทนทานต่อสึกหรอเนื่องจากการเสียดสี

2. ชุดวัดแบบเลนส์ (Optical Devices) จะอาศัยหลักการสะท้อนจากแสงเลเซอร์ที่ปล่อยออกมาโดยจะคำนวณจากปริมาณของแสงที่มีการสะท้อนกลับซึ่งจะเป็นตัวบ่งชี้ให้ทราบถึงลักษณะของพื้นผิวที่วัดได้ วิธีนี้ไม่เหมาะกับการที่จะนำมาใช้กับงานที่มีการเคลื่อนย้ายอยู่เสมอเนื่องจากว่าเลนส์ที่ใช้ในการวัดจะมีความละเอียดอ่อนมาก หากเกิดการเคลื่อนย้ายจะทำให้ตำแหน่งในการตั้งค่าไว้เปลี่ยนไป

3. ชุดกล้องจุลทรรศน์แบบอิเล็กตรอน (Electron Microscope Devices) วิธีการวัดแบบนี้จะให้ผลการวัดที่ดีกว่า เมื่อเปรียบเทียบกับแบบเลนส์ธรรมดา เนื่องจากความยาวของคลื่นจะสั้นมาก ซึ่งกล้องจุลทรรศน์แบบอิเล็กตรอนจะแบ่งออกเป็น 2 แบบ คือ

3.1 กล้องจุลทรรศน์แบบอิเล็กตรอนทะลุผ่าน (Transmission Electron Microscopy , TEM) โดยลำของอิเล็กตรอนจะทะลุผ่านชิ้นงานที่ทำการวัดผิวและลำแสงจะเกิดการหักเหและกระจายไป และแสดงที่จอภาพเป็นรูปแสดงลักษณะของพื้นผิว วิธีนี้ส่วนใหญ่จะนำไปใช้หาปริมาณการสุกร่อนของผิวโครงสร้าง โดยปกติแล้วชิ้นงานต้องหนาไม่เกิน $3 \mu\text{m}$

3.2 กล้องจุลทรรศน์แบบสะท้อนแสง (Reflection Electron Microscopy , REM) อิเล็กตรอนจะกระจายจากผิวของชิ้นงานและถูกรวมแสง ซึ่งจะทำให้เกิดสัญญาณไฟฟ้า และสัญญาณนี้จะถูกนำมาแสดงเป็นรูปภาพลักษณะผิวของชิ้นงานที่ทำการวัดบนจอมอนิเตอร์

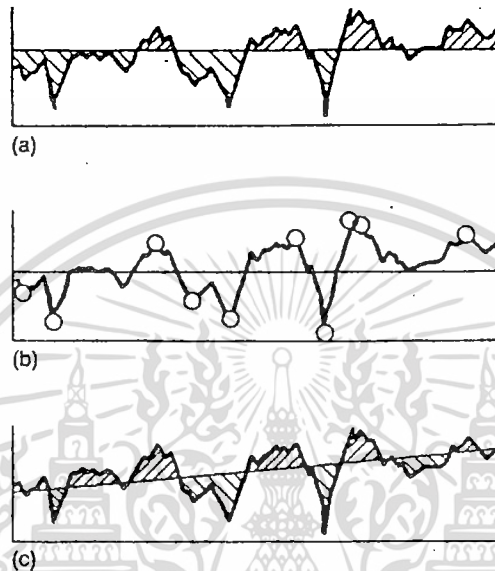
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ขึ้นตามการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำแสงของอิเล็กตรอนที่ยิงออกไปจะทำให้เกิดเป็นจุดโฟกัสซึ่งชัดเจนสแกนขึ้นบนจอ บางทีเรียกว่า “กล้องจุลทรรศน์แบบสแกน” โดยการสแกนแบบนี้สามารถปรับให้มีความละเอียดได้สูงสุดประมาณ 10 mm ซึ่งมีขนาดเล็กกว่าที่ TEM ทำได้

2.1.4 เส้นอ้างอิง (Reference lines)

ในการคำนวณจะต้องกำหนดตัวแปรเพื่อหาขนาดของความสูงของผิวหยาบ ซึ่งจะต้องมีจุดอ้างอิงว่าความสูงในแต่ละจุดมีขนาดเท่าไร ดังแสดงใน รูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 เปรียบเทียบเส้นอ้างอิง 3 แบบ

a.) ระบบ M b.) ค่าเฉลี่ย 10 จุด c.) กำลังสองน้อยสุด

1. เฉลี่ย หรือ ระบบเอ็ม (Mean or M system) วิธีค่าเฉลี่ยจะมีพื้นฐานมาจากการเลือกเส้นเฉลี่ยที่จุดกึ่งกลางของรูปร่าง ดังนั้นพื้นที่ด้านบนและด้านล่างเส้นต้องมีค่าเท่ากัน ถ้ารูปร่างกระจายของแต่ละรูปเป็นสี่เหลี่ยม วิธีนี้ก็เท่ากับว่าเป็นการหาค่าความสูงเฉลี่ยของทั้งหมด วิธีนี้อาจเรียกว่า “แนวระดับ” ซึ่งจะไม่ได้รวมค่าที่เป็นความลาดเอียงเข้าไปด้วย

2. ค่าเฉลี่ยสิบจุด (Ten point average) ค่าเฉลี่ยแบบสิบจุดเป็นวิธีที่อยู่บนพื้นฐานของการหาตำแหน่งจุดที่สูงที่สุดและจุดที่ต่ำที่สุดอย่างละห้าจุด ซึ่งค่าเฉลี่ยที่ได้ก็จะเท่ากับ 10 จุด เป็นเส้นอ้างอิง

3. วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least squares) วิธีนี้เป็นวิธีที่มีพื้นฐานมาจากเส้นอ้างอิงที่เอียงซึ่งมาแทนที่เส้นแนวระดับดังที่ได้กล่าวข้างต้น ดังนั้นหัวใจหลักของการหาวิธีนี้คือการนำค่าผิดพลาดมารวมกับวิธีที่มีอยู่เพื่อชดเชยค่าเอียงของแนวระดับ สามารถเขียนเป็นโมเดลทางคณิตศาสตร์ดังต่อไปนี้

$$z = mx + b \quad (2.1)$$

เมื่อ m = ค่าความชัน

b = ค่าตัดแกน z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าเราให้จุดเหล่านี้ คือ $P(x_1, z_1), P(x_2, z_2), \dots, P(x_n, z_n)$ เป็นค่าพิกัดที่แต่ละตำแหน่งของจุดบนแกน x โดยจะแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ

- 1.) ค่าที่ได้จากการวัดที่จุดนั้น
- 2.) ค่าที่ได้จากการคำนวณจากสมการ $z = \bar{m}x + b$ ซึ่งเราจะได้ค่าความแตกต่างของทั้งสองส่วนดังนี้

$$\bar{d}_1 = |z_1 - (\bar{m}x_1 + b)|, \dots, \bar{d}_n = |z_n - (\bar{m}x_n + b)| \quad (2.2)$$

ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ยเหล่านี้จะแสดงให้เห็นว่าข้อมูลมีความถูกต้องมากขนาดไหน ซึ่งถ้า $\sum_{i=1}^n d_i^2 = 0$ แสดงว่าข้อมูลที่ได้จากการกำหนดสมการมีความถูกต้องแต่ในความเป็นจริงแล้วเป็นไปได้ จึงได้มีการนำวิธีกำลังสองน้อยสุดมาใช้ เส้นอ้างอิงหรือเส้นเฉลี่ยไม่เพียงแต่จะมีความสำคัญกับแนวทิศทางแกน z ยังมีความสำคัญต่อช่วงตัวอย่างการทดสอบด้วย ซึ่งจะแสดงถึงความแตกต่างของผิวหยาบและคลื่น

$$\bar{f}(\bar{m}, b) = \sum_{i=1}^n d_i^2 \quad (2.3)$$

หรือ

$$\bar{f}(\bar{m}, b) = (z_1 - (\bar{m}x_1 + b))^2 + (z_2 - (\bar{m}x_2 + b))^2 + \dots + (z_n - (\bar{m}x_n + b))^2 \quad (2.4)$$

ในการที่จะหาค่าของ \bar{m} และค่า b สามารถหาได้จาก

$$\frac{\partial}{\partial \bar{m}} (\bar{f}(\bar{m}, b)) = \frac{\partial}{\partial b} (\bar{f}(\bar{m}, b)) = 0 \quad (2.5)$$

2.1.5 ค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณพื้นผิว

สมมุติว่าจะทำการวัดผิวหยาบด้วยเครื่องมือแบบปลายเข็มแหลม ซึ่งเส้นอ้างอิงที่ใช้เป็นแบบเฉลี่ยและแบบกำลังสองน้อยสุด ดังนั้นค่าเฉลี่ยของ z_i เท่ากับศูนย์ ในการวัดขนาดของผิวหยาบจะนิยมใช้ จะมี 3 แบบคือ

1. เส้นศูนย์กลางเฉลี่ย (Centerline Average , CLA) จะใช้สัญลักษณ์ R_a

$$R_a = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |z_i| \quad (2.6)$$

2. ค่ารากที่สองของกำลังสอง (RMS) จะใช้สัญลักษณ์ R_q

$$R_q = \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N z_i^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.7)$$

3. ค่าสูงสุด-ต่ำสุด จะสมมุติให้มีการกระจายของความสูงเป็นแบบเกาส์เซียน ค่า R_q สามารถใช้แทนค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน จะใช้อธิบายโดยค่า R_t

$$R_t = \max(z) - \min(z) \quad (2.8)$$

กรณีที่มีการกระจายตัวเป็นแบบไซน์ สามารถที่จะหาอัตราส่วนของ $R_q : R_a$ ได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{R_q}{R_a} = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \quad (2.9)$$

คำว่า “หยาบ”, “ละเอียด”, “เรียบ” หรือ “เรียบมาก” ซึ่งไม่ควรที่จะนำมาใช้ในการบ่งบอกสภาพของพื้นผิว เนื่องจากไม่มีค่าตัวเลขในการระบุถึงขนาดของความหยาบ ควรหลีกเลี่ยงที่จะนำมาใช้ เช่น พื้นผิวที่มีค่าผิว $R_q = 40 \text{ nm}$ จะจัดว่าหยาบมากสำหรับกลุ่มคนที่ทำงานเกี่ยวกับเลนส์ ขณะเดียวกันก็จะถูกจัดว่าละเอียดมากสำหรับคนที่ทำงานเกี่ยวกับงานขึ้นรูปจากเครื่องจักร

ดังนั้นจะเห็นว่าค่า R_a เพียงอย่างเดียวไม่สามารถระบุลักษณะของผิวได้ ดังนั้นจะต้องระบุค่าความสัมพันธ์ตามแนวแกน z ด้วย ซึ่งเรียกว่า “ช่วงแบริง” คือการตัดยอดของผิวหยาบขนานกับแกน z แสดงดัง รูปที่ 2.3 ซึ่งจะอธิบายในรูปของโมเดลทางคณิตศาสตร์ ดังต่อไปนี้

$$l^* = l_1^* + l_2^* + \dots + l_n^* \quad (2.10)$$

อัตราส่วนของช่วงแบริง จะหาได้ดังนี้

$$t_p = \frac{l^*}{l} \quad (2.11)$$

เมื่อ l ช่วงที่วัด, m

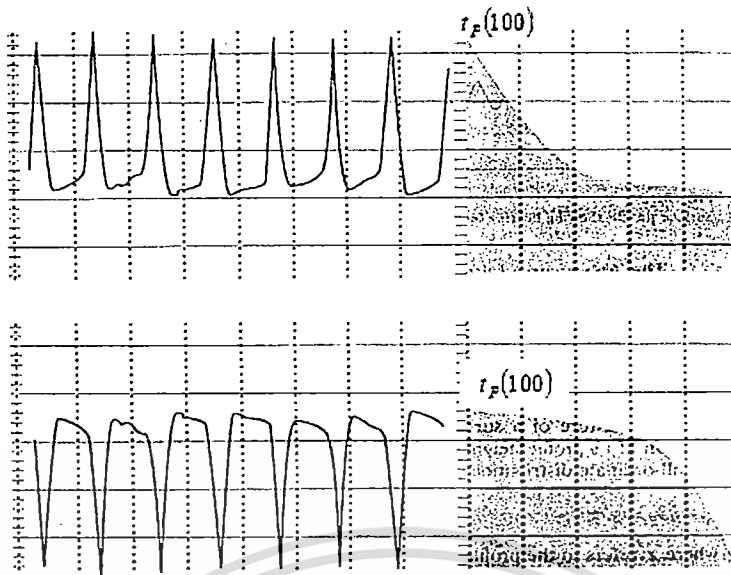
โค้งแอบบอทหรือที่เรียกกันอีกอย่างคือโค้งแบริง ดังแสดงในรูปที่ 2.4 แกนแนวตั้งเป็นอัตราช่วงแบริงคูณด้วย 100 กราฟเหล่านี้จะบ่งบอกให้ทราบถึงค่าผิวที่เบี่ยงเบนจากเส้นเฉลี่ย ซึ่งกราฟเหล่านี้สามารถอธิบายได้ว่ามีความสูงของผิวหยาบเท่าไรและมีปริมาณเท่าไร ซึ่งรูปร่างของผิวหยาบสามารถที่จะอธิบายในเทอมของฟังก์ชันการกระจายของความสูง ในรูปของสถิติจะสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$F(z) = \int_{-\infty}^z \Psi dz \quad (2.12)$$

เมื่อค่า z เป็นค่าความสูงของผิวหยาบที่จุดอ้างอิง

Ψ เป็นฟังก์ชันความน่าจะเป็นซึ่งเป็นฟังก์ชันของความหนาแน่นของการกระจายความสูง

ฟังก์ชันของความน่าจะเป็นอาจจะทำให้เห็นในรูปของอัตราส่วนของความสูงในช่วงที่กำหนดให้ ดังนั้นกราฟแสดงการเบี่ยงเบนจะรวมถึงค่า z_1, z_2, \dots, z_3 ที่บางช่วงของจุดต่อและผลรวมของจำนวนของจุดที่ความสูงบางระดับ รูปที่ 2.4 แสดงวิธีที่ใช้ในการหาโค้งของการกระจายทั้งหมด, โค้งการกระจายในรูปที่ 2.4 เป็นโค้งที่เรียบที่สุดสามารถที่จะเขียนเป็นอีทโทแกมมา ซึ่งโค้งเรียบนี้จะมีการกระจายเป็นแบบเกาส์เซียน



รูปที่ 2.4 แสดงโค้งแอมบอทของพื้นผิวสองแบบที่แตกต่างกัน

ถ้าแนวความคิดนี้เกี่ยวกับการกระจายความสูงที่มีความหนาแน่นแบบพาราโบลิกหรือ ฮีทโทแกรม ซึ่งค่า R_a สามารถที่จะประมาณจากค่า R_q ถ้าอัตราส่วนของความสูงในช่วง $z_j - \Delta \leq z_j \leq z_j + \Delta$ แทนค่าด้วย $\bar{\Psi}_j$ สำหรับ $j = -L, \dots, 0, \dots, L$ ดังนั้นค่าโดยประมาณที่โค้งก็จะเท่ากับสมการ (2.2) และ (2.3) ดังนี้

$$R_a = \int_{-L}^L |z| \bar{\Psi} dz \quad (2.13)$$

$$R_q = \int_{-L}^L z^2 \bar{\Psi} dz \quad (2.14)$$

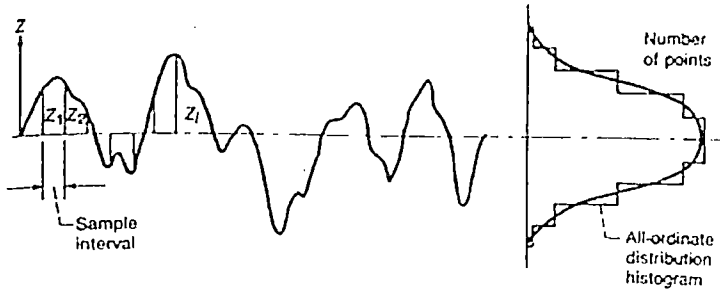
จากความสัมพันธ์ของเกาส์-ลาปาส สามารถที่จะเขียนอยู่ในรูปของความน่าจะเป็น จากการสมมติจากการกระจายแบบเกาส์เซียน ดังนี้

$$\bar{\Psi} = \frac{1}{\sigma(2\pi)^{\frac{1}{2}}} \exp\left(\frac{-(z-z^*)^2}{2\sigma^2}\right) \quad (2.15)$$

เมื่อค่า σ เป็นค่าเฉลี่ยเบี่ยงเบนมาตรฐาน

z^* เป็นค่าที่ห่างจากค่าเฉลี่ยที่เลือกไว้

โดยปกติแล้วช่วงที่จะเกิดโอกาสคือ $[-\infty, \infty]$ แต่ในทางปฏิบัติแล้วจะให้อยู่ในช่วง $\pm 3\sigma$ เพราะโดยประมาณ 99.9 % ของโอกาสที่จะเกิดขึ้นกับพื้นที่ของยอดอาจมีการผิดพลาดเล็กน้อย ขณะที่ใช้ในการจำลองแสดงดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 แสดงการหาความโค้งน่าจะเป็นจากผิวหยาบที่วัดได้

ค่าโมเมนต์ n ของโค้งการกระจาย Ψdz รอบแกนค่าเฉลี่ย หาได้ดังนี้

$$M_n = \int_{-\infty}^{\infty} z^n \Psi dz \quad (2.16)$$

ซึ่งสามารถที่จะสังเกตถึงโมเมนต์ 2 เท่าของครึ่ง Ψdz จะสมดุลกับเส้น R_a เฉลี่ยในสมการ (2.13) หรือ

$$R_a = 2 \int_0^{\infty} |z| \Psi dz \quad (2.17)$$

$R_a = 2$ เท่าของโมเมนต์ครึ่งแรกของครึ่ง Ψdz

ค่าโมเมนต์แรกของ Ψdz จะมีค่าเป็น 0 ขณะเดียวกันเมื่อเปรียบเทียบกับโมเมนต์ที่ 2 ของ Ψdz กับรากที่สองของ R_q ดังสมการ

$$R_q = \sigma = \left(\int_{-\infty}^{\infty} z^2 \Psi dz \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.18)$$

ค่าโมเมนต์ที่ 3 ของ Ψdz สัมพันธ์กับยอดแหลมของส่วนโค้ง สามารถที่จะเขียนในรูปสมการคณิตศาสตร์ ได้คือ

$$\bar{\alpha} = R_q^{\frac{1}{3}} \int_{-\infty}^{\infty} z^3 \Psi dz \quad (2.19)$$

ถ้าค่าความสูงกับความลึกของยอดแหลมมีค่าเท่ากันคือห่างจากเส้นอ้างอิงเท่ากันโดยประมาณ ค่าความลาดเอียงก็จะเป็น 0 นอกจากนี้แล้วผิวที่ลึกมากๆ ก็จะเป็นค่าลบ ค่าโมเมนต์ที่ 4 ของ Ψdz ก็จะสัมพันธ์กับค่าที่จุดสูงสุดหรือความสูงของการแจกแจงความถี่ที่แต่ละจุดโค้ง และสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\bar{\beta} = R_q^{\frac{1}{2}} \int_{-\infty}^{\infty} z^4 \Psi dz \quad (2.20)$$

ค่า $\bar{\beta}$ ที่ได้จากการแจกแจงความถี่จะมีค่าเป็นค่าบวกเสมอ และค่าที่วัดได้ก็จะสมมาตร และสำหรับที่มีการกระจายแบบเกาส์เซียนค่าโค้งจะมีการแจกแจงความถี่จะปิดที่ 3 เมื่อเส้นรูปร่างของความสูงทั้งหลายจะทับกับเส้นอ้างอิงจะมีค่า β กว้าง ช่วงความโค้งที่มีค่า β มากกว่า 3 จะเรียกว่า “Leptokurtic” ส่วนช่วงความโค้งที่มีค่า β น้อยกว่า 3 จะเรียกว่า “Platykurtic”

สำหรับโค้งที่มีการกระจายแบบเกาส์เซียน ดังสมการที่ (2.16) สามารถเขียนในรูปของโมเมนต์ได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$M_n = \frac{1}{\bar{\sigma}(2\pi)^{\frac{1}{2}}} \int_{-\infty}^{\infty} z^n \exp\left(\frac{-z^2}{2\sigma^2}\right) dz \quad (2.21)$$

เมื่อค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ยมาตรฐาน $\bar{\sigma} = R_q$ จากสมการ (2.18) สามารถใช้ได้ ถ้า n เป็นค่าคู่ แต่ถ้า n เป็นค่าคี่สามารถหาได้จาก

$$M_n = \frac{n!}{2^{(n/2)} \left(\frac{n}{2}\right)!} \bar{\sigma}^n \quad (2.22)$$

ค่าตัวแปรบางตัวอาจใช้ในการคำนวณเกี่ยวกับผิวในฟิล์มของสารหล่อลื่นดังกล่าวในช่วงที่พบมากที่สุดแสดงข้างล่างนี้

ความหนาแน่นของยอดผิวหยาบ 10^2 ถึง 10^6 peak/mm²

ค่าระยะห่างของยอดผิวหยาบ 1 μm ถึง 75 μm

ค่าความชันของผิวหยาบ 0° ถึง 25°

รัศมีของยอดปลายผิวหยาบ ส่วนใหญ่จะอยู่ในช่วง 10 μm ถึง 30 μm

2.2 การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก (Thermo-Elastohydrodynamic Lubrication)

การหล่อลื่นที่ต้องรับภาระสูงๆ อย่างเช่น เฟือง โรลเลอร์แบร์ริง เป็นต้น ลักษณะของผิวชิ้นงานที่มองดูเรียบเมื่อขยายด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของวัสดุมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยาบของผิว ซึ่งความหยาบของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น

2.2.1 สมมติฐานของเฮิร์ตซ์

การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก เป็นการหล่อลื่นที่ผิวสัมผัสของชิ้นงานที่ผิวชิ้นงานไม่ได้สัมผัสกัน มีฟิล์มของสารหล่อลื่นแทรกอยู่ระหว่างผิวของชิ้นงาน ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงมาก จึงจำเป็นต้องพิจารณาการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของวัสดุที่เกิดจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงที่วัสดุเกิดการสัมผัสกัน Hertz ได้ทำการพิจารณา ความเค้น และการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ของรูปทรงวงรี (Ellipsoidal) สองอันสัมผัสกันโดยทั้งสองมีผิวเรียบ โดยประยุกต์ทฤษฎีความยืดหยุ่น โดยมีสมมติฐานดังนี้

1. วัสดุที่ใช้จะเป็นวัสดุเนื้อเดียวและอยู่ในช่วงที่วัสดุยืดหยุ่น
2. ไม่มีแรงตามแนวสัมผัสระหว่างของแข็ง
3. ช่วงของการสัมผัสจะมีขนาดเล็กเมื่อเปรียบเทียบกับรัศมี
4. ของแข็งจะอยู่กับที่และอยู่ในสภาวะสมดุล

2.2.2 สมการเรย์โนลด์

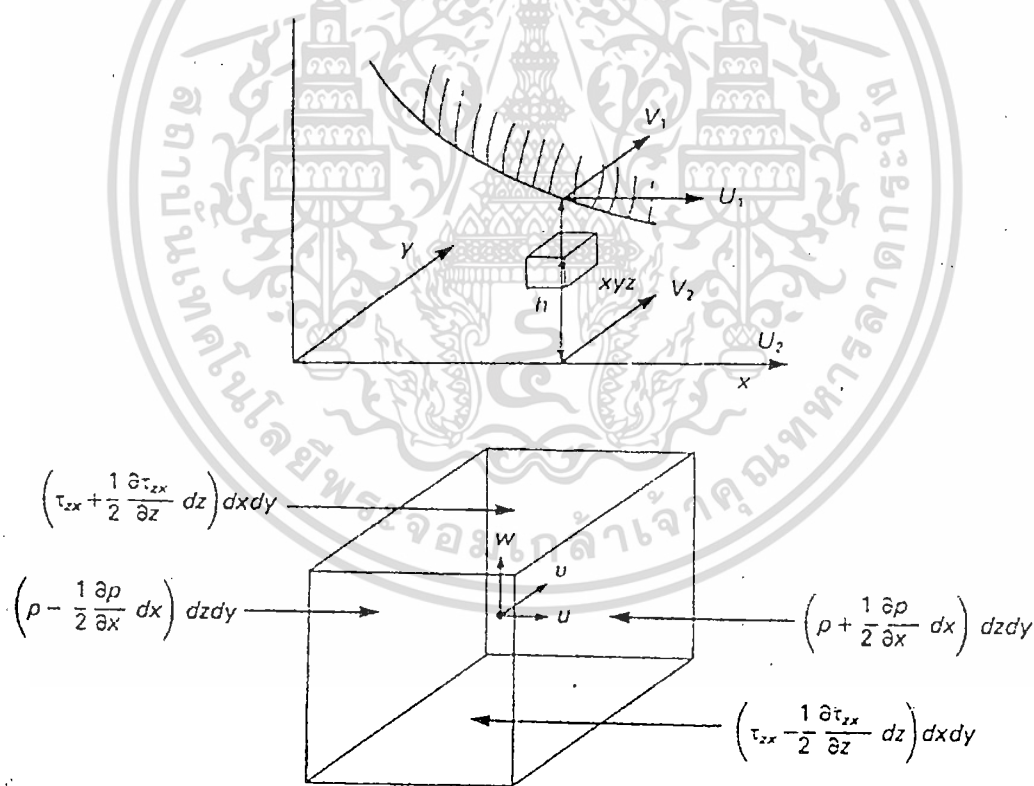
Reynold ได้ทำการวิเคราะห์พฤติกรรมการไหลของของไหลที่ไหลอยู่ระหว่างผิวสัมผัสเพื่อการหาการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ดังนั้นสำหรับพฤติกรรมการหล่อลื่นของของผสมระหว่างสารหล่อลื่นกับสารหล่อลื่นที่เป็นของแข็ง มีสมมติฐานดังนี้

1. การไหลของของไหลเป็นการไหลแบบราบเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ของไหลที่ใช้เป็นน้ำมันหล่อลื่นซึ่งผสมสารหล่อลื่นของแข็งแล้วจะมีคุณสมบัติเป็น ของไหลแบบนอนนิวโตเนียน
3. ไม่คิดแรงจากน้ำหนักของของไหลและแรงทางแม่เหล็กไฟฟ้าที่กระทำบนของไหล
4. ไม่มีการสั่นไหลของของไหลที่ผิวสัมผัสทั้งสองด้าน
5. ความหนาของฟิล์มบางมากเมื่อเปรียบเทียบกับด้านอื่น ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงความดันตลอดความหนาฟิล์มของไหลจึงมีผลน้อย
6. ไม่คิดถึงผลของความโค้งของผิวสัมผัสเนื่องจากความหนาฟิล์มมีขนาดน้อยมาก
7. แรงเฉื่อยของของไหลมีผลน้อยมาก เนื่องจากมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับเทอมของผลต่างของความดันรวมทั้งไม่คิดความเร่งของของไหล
8. อนุภาคของแข็งที่อยู่ในของไหลมีการกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอและไม่มีการชนกันระหว่างอนุภาค
9. อนุภาคของแข็งมีรูปร่างเป็นทรงกลมและมีขนาดเท่ากันทุกอนุภาค
10. อนุภาคของแข็งที่เติมลงไปในการไหล ไม่ทำปฏิกิริยาใดๆกับของไหลนั้น

เมื่อพิจารณาสมดุลของแรงในชิ้นส่วนของไหล ตามรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 แสดงแรงที่กระทำต่อออลิเมนต์ของของไหล

จากสมดุลของแรงและจากสมมุติฐานที่ 1,2,3 และ 7 ตามแนวแกน x และ y จะลดรูปเหลือ

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial y} \quad (2.24)$$

จากสมการการไหลของสารแบบนอนนิวโตเนียนคือ

$$\tau_{xz} = \mu^* \frac{\partial u}{\partial z} \quad (2.25)$$

$$\tau_{yz} = \mu^* \frac{\partial v}{\partial z} \quad (2.26)$$

เมื่อ $\mu^* = \mu(I)$ และ I เป็นค่า second invariant of strain rate หาได้จาก

$$I = \left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z}\right)^2 \quad (2.27)$$

จากสมการ (5.1) ถึงสมการ (5.4) จะได้ว่า

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\mu^*} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) z + \frac{c_1}{\mu^*} \quad (2.28)$$

$$u = \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) \int \frac{z}{\mu^*} dz + c_1 \int \frac{dz}{\mu^*} + c_2 \quad (2.29)$$

และ

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{1}{\mu^*} \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right) z + \frac{c_3}{\mu^*} \quad (2.30)$$

$$v = \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right) \int \frac{z}{\mu^*} dz + c_3 \int \frac{dz}{\mu^*} + c_4 \quad (2.31)$$

โดยมีเงื่อนไขขอบ

$$z = 0 : u = u_1, \quad v = v_1, \quad w = w_1 \quad (2.32)$$

$$z = h : u = u_2, \quad v = v_2, \quad w = w_2 \quad (2.33)$$

จากเงื่อนไขที่ขอบจะได้ว่า

$$u = \left\{ \int \frac{z}{\mu^*} dz - h \left[\frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}}\right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \int \frac{dz}{\mu^*} \right\} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \left(\frac{u_2 - u_1}{h}\right) \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \int \frac{dz}{\mu^*} + u_1 \quad (2.34)$$

$$v = \left\{ \int \frac{z}{\mu^*} dz - h \left[\frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}}\right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \int \frac{dz}{\mu^*} \right\} \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right) + \left(\frac{v_2 - v_1}{h}\right) \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \int \frac{dz}{\mu^*} + v_1 \quad (2.35)$$

และ

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \left\{ \frac{z}{\mu^*} - h \left[\frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}}\right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \right\} \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \left(\frac{u_2 - u_1}{h}\right) \left(\frac{1}{\mu^*}\right) \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \quad (2.36)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \left\{ \frac{z}{\mu^*} - h \left[\frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}}\right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \right\} \left(\frac{\partial p}{\partial y}\right) + \left(\frac{v_2 - v_1}{h}\right) \left(\frac{1}{\mu^*}\right) \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \quad (2.37)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ

$$\frac{1}{\mu_{ei}} = \frac{1}{h^{i+1}} \int_0^h \left(\frac{z^i}{\mu^*} \right) dz, \quad i = 0, 1, 2 \quad (2.38)$$

สำหรับการไหลในสองมิติเราสามารถเขียนสมการความต่อเนื่อง (Continuity equation) ได้

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.39)$$

อินทิเกรตสมการ (3.17) เทียบกับ z ตลอดความหนาฟิล์มจาก 0 ถึง h

$$\int_0^h \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) dz + \int_0^h \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) dz + \int_0^h \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) dz + \int_0^h \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} \right) dz = 0$$

จาก General rule of Integration

$$\int_0^h \frac{\partial}{\partial x} [f(x, y, z)] dz = -f(x, y, z)|_{y=h} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h f(x, y, z) dz$$

จะได้

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h^3 \left[\frac{1}{\mu_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}} \right)^2}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}} \right)} \right] \frac{\partial p}{\partial x} \right\} + \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \rho h^3 \left[\frac{1}{\mu_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}} \right)^2}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}} \right)} \right] \frac{\partial p}{\partial y} \right\} = \\ \left(\frac{u_2 + u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + \left(\frac{u_2 - u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h \left[1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}} \right)} \right] \right\} + \\ \left(\frac{v_2 + v_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial y} (\rho h) + \left(\frac{v_2 - v_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \rho h \left[1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}} \right)} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \end{aligned} \quad (2.40)$$

เมื่อ

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) = \rho \left(-u_2 \frac{\partial h}{\partial x} + (v_2 + v_1) \right) + h \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

สำหรับปัญหาของทรงกระบอกกับแผ่นเรียบเป็นการหล่อลื่นที่มีการสัมผัสเป็นเส้นเนื่องจากความกว้างของการสัมผัสมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความยาวของทรงกระบอก

$$\frac{\partial p}{\partial x} \gg \frac{\partial p}{\partial y}$$

สมการ (2.40) จึงลดรูปเป็น

$$\frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h^3 \left[\frac{1}{\mu_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}}\right)^2}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \frac{\partial p}{\partial x} \right\} = \left(\frac{u_2 + u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + \left(\frac{u_2 - u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h \left[1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}}\right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}}\right)} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (2.41)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบของสมการเรย์โนลด์

$$p(x_{in}, t) = 0, \quad p(x_{out}, t) = \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

$$p(x, t) \geq 0$$

2.2.3 สมการความหนาฟิล์ม

ความหนาของฟิล์มน้ำมันมีค่าน้อยมากและความดันที่สารหล่อลื่นได้รับมีค่าสูงมาก เป็นผลให้ผิวสัมผัสเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างในช่วงยืดหยุ่น ดังนั้นสมการของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น จึงต้องพิจารณาผลของการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของผิวสัมผัสเนื่องจากความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างด้วย ความหนาของฟิล์มน้ำมันจึงเป็นไปตามสมการ

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + d(x) - \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(x') \ln(x - x')^2 dx' \quad (2.42)$$

เมื่อเทอม $d(x)$ เป็นค่า Combined surface roughness ของผิวสัมผัส

2.2.4 สมการความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ความหนาแน่นและความหนืดของสารหล่อลื่น เปลี่ยนแปลงตาม ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งที่เติมลงไป สารหล่อลื่น ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น Dowson และ Higginson (1966) [1] ได้ทำการทดลองและกำหนดความสัมพันธ์ของความหนาแน่นโดย

$$\rho = \rho_0 \left\{ \frac{\left(\left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) (1 - \beta(T - T_0)) \right)}{1 - \lambda \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho_p} \right)} \right\} \quad (2.43)$$

2.2.5 สมการความหนืดของสารหล่อลื่น

ความหนืดของสารหล่อลื่นขึ้นอยู่กับ ความเครียดเฉือน (Shear strain rate) ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งที่เติมลงไป ความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น จะได้ว่า

$$\mu^* = \mu_s \bar{\mu}_p \bar{\mu}_R \quad (2.44)$$

เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นของไหลนอนนิวโตเนียน ในงานวิจัยนี้ใช้แบบจำลองเพาเวอร์ลอว์ (Power Law Model)

$$\mu_s = m_0 \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^{n-1} \quad (2.45)$$

จากทฤษฎีสารแขวนลอยของ Einstein ได้ตั้งสมมุติฐานว่าสารแขวนลอยทุกชนิดจะพฤติกรรมการไหลเป็นแบบนอนนิวโตเนียนและความหนืดเป็นไปตามสมการ

$$\bar{\mu}_p = 1 + 2.5N$$

เมื่อ N เป็นค่าเปอร์เซ็นต์ความเข้มข้นของสารแขวนลอยที่ฟุ้งกระจายในสารทำละลายโดยปริมาตร โดย Rylander[25] ได้กำหนดค่า N ไว้ดังนี้

$$N = \frac{\lambda \rho_0}{\lambda \rho_0 + (1 - \lambda) \rho_p}$$

จะได้ว่า

$$\bar{\mu}_p = 1 + \frac{2.5\lambda\rho_0}{\lambda\rho_0 + (1 - \lambda)\rho_p} \quad (2.46)$$

ความหนืดของหล่อลื่นที่เปลี่ยนแปลงตามความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อเป็นไปตามความสัมพันธ์ของ Roeland[24]

$$\bar{\mu}_R = \exp\{(\ln(\mu_0) + 9.67)(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9}p)^{2.1}) - \gamma(T - T_0)\} \quad (2.47)$$

2.2.6 ภาระที่รับโดยสารหล่อลื่นของแข็ง (Load carrying capacity) [13]

ภาระที่กระทำกับทรงกระบอก มีค่าเท่ากับภาระที่รองรับด้วยน้ำมันหล่อลื่นและอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็ง

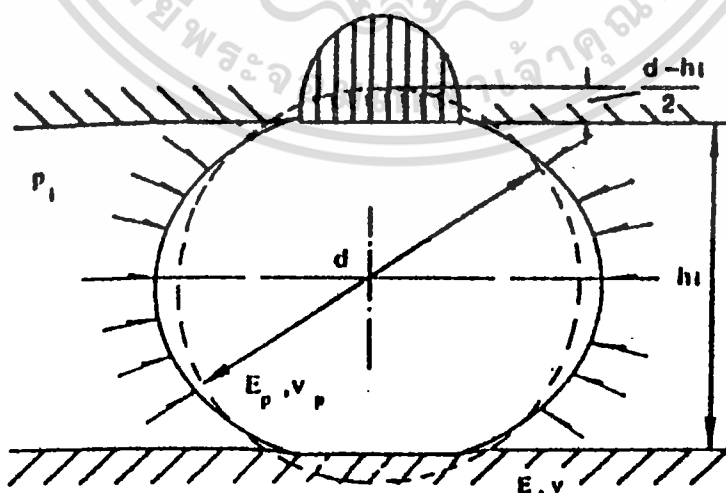
$$w_T = w_f + w_p \quad (2.48)$$

เมื่อ w_T เป็นภาระรวมที่ผิวชิ้นงานได้รับ
 w_f เป็นภาระที่สารหล่อลื่นได้รับ
 w_p เป็นภาระที่สารหล่อลื่นของแข็งได้รับ

ภาระที่รองรับโดยสารหล่อลื่น

$$w_f = \int_{x_{in}}^{x_{out}} p_f dx \quad (2.49)$$

ภาระที่รับโดยสารหล่อลื่นของแข็งเป็นภาระในแนวตั้งฉาก (normal load) ดังรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของอนุภาคที่อยู่ในช่วงสัมผัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารหล่อลื่นของแข็งรับภาระ การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง อาจจะอยู่ในช่วงยืดหยุ่น (Elastic Deformation) หรือในช่วงเสียรูปอย่างถาวร (Plastic Deformation) ก็ได้ ดังนั้นจะได้ว่า

ภาระที่รับโดยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็งในช่วงยืดหยุ่นแต่ละอนุภาค

$$w_{i,el} = \frac{1}{6} [d_p - h(x)]^{1.5} d_p^{0.5} E_{ps} + p(x) v_p A_{i,el} \quad (2.50)$$

เมื่อพจน์แรกคือผลของการเปลี่ยนแปลงรูปร่างในช่วงยืดหยุ่นระหว่างอนุภาคกับผิวสัมผัส และพจน์ที่สองแทนการกระจายความดันที่กระทำบนอนุภาคของแข็ง โดยที่ $A_{i,el}$ เป็นพื้นที่ที่สัมผัสกับผนังของแต่ละอนุภาคและ E_{ps} เป็นค่าโมดูลัสของความยืดหยุ่นสมมูลของอนุภาคกับผิวสัมผัส

$$\frac{1}{E_{ps}} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_s^2}{E_s} \right) \right] \quad (2.51)$$

เมื่อการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของอนุภาคอยู่ในช่วงยืดหยุ่น ความดันที่สัมผัสเฉลี่ยคือ

$$p_m = \frac{w_{pl,el}}{\pi a^2} \quad (2.52)$$

เมื่อ a เป็นรัศมีของวงกลมของพื้นที่สัมผัสที่ถูกกระทำ

$$a = \left(\frac{3 w_{pl,el} d_p}{4 E_{ps}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.53)$$

โดยทั่วไปขนาดของอนุภาคจะมีขนาดใหญ่กว่าขนาดของความหนาฟิล์มในช่วงสัมผัส อนุภาคที่อยู่ในช่วงสัมผัสจะอยู่ในช่วงเสียรูปอย่างถาวร แต่การพิจารณาการเสียรูปอย่างถาวรจะพิจารณาได้ยาก ดังนั้นใช้วิธีการประมาณค่าอย่างง่ายโดยอาศัยความสัมพันธ์ของเสียรูปอย่างถาวรกับความแข็งของวัสดุความสัมพันธ์นี้คือ

$$w_{pl,pl} = \pi a^2 H_d \quad (2.54)$$

เมื่อ H_d เป็นค่าความแข็งของอนุภาค
ดังนั้นภาระรวมที่ทุกอนุภาคของแข็งได้รับ

$$w_p = \sum_i^{n_x} \sum_j^{n_y} w_{pl,pl} \quad (2.55)$$

เมื่อ n_x และ n_y เป็นจำนวนของอนุภาคที่อยู่ในช่วงสัมผัสในทิศทางในแนวแกน x และ y ตามลำดับ สมมุติว่าอนุภาคมีการกระจายอย่างสม่ำเสมอและไม่มีการซ้อนกันในช่วงสัมผัส จำนวนของอนุภาคคือ

$$n_j = l_j \sqrt{\left(\frac{V_f}{l_x l_y} \right) \left(\frac{6\lambda}{\pi d_p^3} \right) \left\{ \frac{\left(\frac{\rho_0}{\rho_p} \right)}{1 - \lambda \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho_p} \right)} \right\}} \quad j = 1, 2 \quad (2.56)$$

เมื่อ l_j เป็นความยาวในช่วงที่อนุภาคเสียรูปและตัวห้อย $j = 1, 2$ แทนทิศทางในแนวแกน x และ y ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.7 สมการสมดุลแรง

ภาระที่ผิวของชิ้นงานได้รับจะเท่ากับผลรวมของภาระที่กระทำเนื่องจากความดันที่กระทำต่อสารหล่อลื่น สารหล่อลื่นของแข็งและความหนืดของผิวที่สัมผัสกัน ดังนั้นจะได้ว่า

$$\int_{-\infty}^{\infty} p_f(x) dx = w_T - w_p \quad (2.57)$$

2.2.8 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สมการสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเท่ากับผลรวมของแรงเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ผิวของชิ้นงานตลอดทั้งพื้นที่ แรงเสียดทานเนื่องจากการรับภาระของสารหล่อลื่นของแข็งและแรงเสียดทานจากความหนืดของพื้นที่ผิวที่สัมผัสกันต่อภาระที่กระทำที่ชิ้นงานได้รับทั้งหมด ดังนั้นจะได้ว่า

$$f = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} dx + f_p F_p}{w_T} \quad (2.58)$$

2.2.9 สมการพลังงาน

การกระจายอุณหภูมิของการหล่อลื่นแบบเทอร์โมไฮดรอลิกไดนามิกของของผสมสามารถหาได้จากสมการพลังงาน

$$\rho \frac{D\xi}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \nabla \cdot (k\nabla T) + \Omega - \nabla \cdot \left(\sum_i j_i \xi_i \right) + \ddot{Q} \quad (2.59)$$

เมื่อ

Ω เป็นเทอม Viscous Dissipation

$\left(\sum_i j_i \xi_i \right)$ เป็นเทอมของการทำปฏิกิริยาภายในของของผสม

\ddot{Q} เป็นเทอมของอัตราการเกิดความร้อนต่อหน่วยของปริมาตร

ξ เป็นค่าเอนทัลปี

โดยที่

$$\Omega = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{V})^2$$

$$\xi = e + \frac{p}{\rho}$$

เมื่อ e เป็นเทอมของพลังงานภายในต่อหน่วยมวล จากความสัมพันธ์ในเทอมของอุณหภูมิจะได้ว่า

$$\frac{D\xi}{Dt} = \frac{1}{\rho} \left[1 + \frac{T}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \right] \frac{Dp}{Dt} + c_p \frac{DT}{Dt} \quad (2.60)$$

จากสมมติฐานไม่มีการทำปฏิกิริยาเกิดขึ้นระหว่างสารหล่อลื่นของแข็งกับน้ำมันหล่อลื่นจะได้ว่า

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \beta T \frac{Dp}{Dt} + \nabla \cdot (k\nabla T) + \Omega + \ddot{Q} \quad (2.61)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับปัญหาของทรงกระบอกกับแผ่นเรียบพบว่าความกว้างของการสัมผัสมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความยาวของทรงกระบอก สมการ (2.61) จึงลดรูปเป็น

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \beta T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \ddot{Q} \quad (2.62)$$

เนื่องจากความหนาฟิล์มมีขนาดบางจึงทำให้เกิดความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากการเสียดสีกันระหว่างผิวสัมผัสกับเม็ดสารหล่อลื่นของแข็งและระหว่างความหยาบของผิวทรงกระบอก ดังนั้นความร้อนที่เกิดขึ้นคือ

$$\ddot{Q} = \frac{2f_p w_p |u_2 - u_1|}{V_f} \quad (2.63)$$

เมื่อ f_p เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างสารหล่อลื่นของแข็งและผิวสัมผัส

f_s เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัส

w_p เป็นค่าภาระที่สารหล่อลื่นของแข็งรับในช่วงสัมผัส

w_s เป็นค่าภาระที่ความหยาบของผิวสัมผัสได้รับในช่วงสัมผัส

V_f เป็นค่าปริมาตรในช่วงที่อุณหภูมิของแข็งสัมผัสกับผิวของวัสดุ

โดยที่เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวของวัสดุ [27]

$$T_1(x, 0) = T_0 + \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_1 C_{p1} k_1 u_1}} \int_{x_{in}}^x k_p \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} \frac{dx'}{\sqrt{x-x'}}$$

$$T_2(x, h) = T_0 - \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_2 C_{p2} k_2 u_2}} \int_{x_{in}}^x k_p \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=h} \frac{dx'}{\sqrt{x-x'}}$$

$$T_1(0, t) = T_0$$

2.2.10 สมการการนำความร้อนของสารหล่อลื่น

ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารหล่อลื่นมีค่าเปลี่ยนแปลงไปตามความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ Wang[28] ได้ให้ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนกับความดันฟิล์มสารหล่อลื่นดังสมการ

$$\bar{k}_p = 1 + \frac{1.73 \times 10^{-9} p}{1 + 6.91 \times 10^{-9} p} \quad (2.64)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication)

การหล่อลื่นที่ต้องรับภาระสูงๆ อย่างเช่น เพื่อง โรลเลอร์แบบริง เป็นต้น ลักษณะของผิวชิ้นงานที่มองดูเรียบเมื่อขยายตัวด้วยกล้องขยายที่มีกำลังสูงพบว่าผิวของวัสดุจะมีลักษณะขรุขระหรือมีความหยابของผิว ซึ่งความหยابของผิวชิ้นงานดังกล่าวมีผลอย่างมากต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น เมื่อภาระที่ผิวของชิ้นงานได้รับมากเกินไป หรือเมื่อความเร็วของผิวชิ้นงานต่ำเกินไป หรือเมื่อความหยابของผิวชิ้นงานมีค่ามากกว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น จะทำให้ผิวของชิ้นงานเกิดการสัมผัสกันโดยไม่มีสารหล่อลื่นกั้นอยู่ระหว่างกลาง แต่ส่วนที่ไม่สัมผัสกันยังคงมีสารหล่อลื่นกั้นกลางระหว่างผิวของชิ้นงานไว้ พฤติกรรมดังกล่าวเราเรียกว่า การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication)

2.3.1 การรองรับภาระของการหล่อลื่นแบบผสม (Load carrying capacity)

การหล่อลื่นแบบผสม ภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเท่ากับภาระที่รองรับโดยน้ำมันหล่อลื่น สารหล่อลื่นของแข็งและความหยابของผิว

$$w_T = w_f + w_p + w_s \quad (2.65)$$

เมื่อ w_T เป็นภาระรวมที่ผิวชิ้นงานได้รับ
 w_f เป็นภาระที่สารหล่อลื่นได้รับ
 w_p เป็นภาระที่สารหล่อลื่นของแข็งได้รับ
 w_s เป็นภาระที่ความหยابของผิวสัมผัสได้รับ

ภาระที่รองรับโดยสารหล่อลื่น

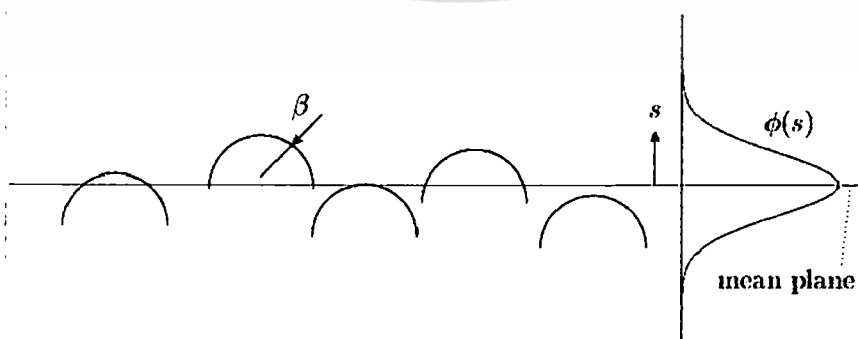
$$w_f = \int_{x_{in}}^{x_{out}} p_f dx \quad (2.66)$$

ภาระที่รองรับโดยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง

$$w_p = \sum_i^{n_x} \sum_j^{n_y} w_{pl,pl} \quad (2.67)$$

ภาระที่รองรับจากความหยابของผิวสัมผัส

สำหรับการสัมผัสกันของผิวชิ้นงานที่ไม่มีสารหล่อลื่นกั้นกลางระหว่างผิวชิ้นงาน ใช้รูปแบบของ Greenwood and Williamson (W&G - model) โดยสมมติให้ความหยابของผิวของชิ้นงานเป็นแบบการสุ่มที่มีการกระจายแบบ Gaussian Distribution ดังรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 ความหยابของผิวชิ้นงานที่มีการกระจาย Gaussian Distribution

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นความน่าจะเป็นของความเสียหายของผิวสัมผัสที่มากกว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในกรณีผิวเรียบจะได้เป็น

$$P(s > h) = \int_h^{\infty} f(s) ds \quad (2.68)$$

เมื่อ h เป็นความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นกรณีผิวเรียบ และ $f(s)$ เป็นกระจายแบบ Gaussian Distribution โดยที่

$$f(s) = \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma_s^2}\right) \quad (2.69)$$

สำหรับการคำนวณทำการนิยามค่าสำหรับการอินทิเกรตโดยที่

$$F_j(h) = \int_h^{\infty} (s - h)^j \phi(s) ds \quad (2.70)$$

เมื่อ j เป็นค่าจำนวนจริง และ $\phi(s)$ เป็นฟังก์ชันของกระจาย ดังนั้นสำหรับการกระจายแบบ Gaussian Distribution

$$\phi(s) = \frac{1}{\sigma_s \sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma_s^2}\right) \quad (2.71)$$

จากทฤษฎีของ Hertzian การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของความเสียหายผิวของชิ้นงานจะได้ว่า

$$a = \beta \frac{1}{2} w^{\frac{1}{2}}, \quad A = \pi \beta w, \quad F_N = \frac{2}{3} E' \beta^{\frac{1}{2}} w^{\frac{3}{2}} \quad (2.72)$$

เมื่อ a เป็นรัศมีของการสัมผัส
 A เป็นพื้นที่ของการสัมผัส
 F_N เป็นแรงที่เกิดขึ้น

ดังนั้นจาก G&W - model จะได้ว่า จำนวนของความเสียหายผิวที่สัมผัสกันทั้งหมด

$$N = n A_{nom} \int_h^{\infty} f(s) ds = n A_{nom} F_0\left(\frac{h}{\sigma_s}\right) \quad (2.73)$$

พื้นที่ที่สัมผัสกันทั้งหมด

$$A_r = \pi n \beta A_{nom} \int_h^{\infty} (s - h) f(s) ds = \pi n \beta \sigma_s A_{nom} F_1\left(\frac{h}{\sigma_s}\right) \quad (2.74)$$

แรงที่กระทำทั้งหมด

$$F_N = \frac{2}{3} n \sqrt{\beta E'} A_{nom} \int_h^{\infty} (s - h)^{\frac{3}{2}} f(s) ds = \frac{2}{3} n \beta \sigma_s \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} E' A_{nom} F_{\frac{3}{2}}\left(\frac{h}{\sigma_s}\right) \quad (2.75)$$

เมื่อ β เป็นรัศมีของความเสียหายผิว

n เป็นความหนาแน่นของความเสียหายผิว

σ_s เป็น standard deviation ของความเสียหายผิว

A_{nom} เป็น Nominal contact area

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นจะได้ว่าความดันที่ความหนาผิวชิ้นงานสัมผัสกัน (Contact Pressure)

$$p_c(x) = \frac{F_N}{A_{nom}} = \frac{2}{3} n \beta \sigma_s \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta} E' F_{\frac{3}{2}} \left(\frac{h(x)}{\sigma_s} \right)} \quad (2.76)$$

2.3.2 การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication)

สำหรับการหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication) จะได้ว่า

$$p_T = \gamma_C p_C = \gamma_F p_F \quad (2.77)$$

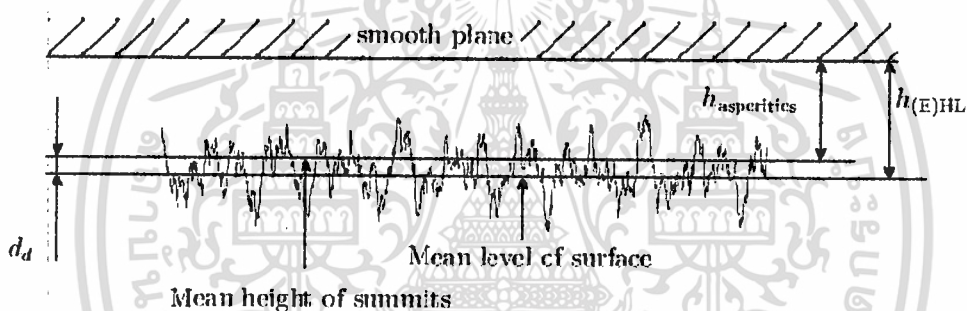
เมื่อ γ_C, γ_F เป็นค่าคงที่ที่มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับหนึ่ง โดยที่

$$1 = \frac{1}{\gamma_C} + \frac{1}{\gamma_H}$$

ดังนั้นจะได้ว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่ตำแหน่งต่างๆ

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} - \frac{4\gamma_H}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(x') \ln(x-x')^2 dx' \quad (2.78)$$

ระยะห่างจากค่าเฉลี่ยของความหนาผิวกับความสูงของความหนาผิวตามรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 ความแตกต่างความหนาผิวกับความสูงของความหนาผิว

ระยะห่างระหว่างค่าเฉลี่ยของความหนาผิวค่าเฉลี่ยของความสูงของความหนาผิว (d_d)

Whitehouse and Archard[29] ได้นำเสนอไว้

$$d_d = 0.82\sigma \approx 1.15\sigma_s \quad (2.79)$$

ดังนั้นจะได้ว่า

$$p(x) = \frac{F_N}{A_{nom}} = \frac{2}{3} n \beta \sigma_s \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta} E' F_{\frac{3}{2}} \left(\frac{h(x) - d_d}{\sigma_s} \right)} \quad (2.80)$$

2.3.3 สมการสมดุลแรง

ภาระที่ผิวของชิ้นงานได้รับจะเท่ากับผลรวมของภาระที่กระทำเนื่องจากความดันที่กระทำต่อสารหล่อลื่น สารหล่อลื่นของแข็งและความหนาผิวที่สัมผัสกัน ดังนั้นจะได้ว่า

$$\int_{-\infty}^{\infty} \gamma_H p_f(x) dx = w_T - w_p \quad (2.81)$$

2.3.4 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

สมการสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเท่ากับผลรวมของแรงเฉือนของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ผิวของชิ้นงานตลอดทั้งพื้นที่ แรงเสียดทานเนื่องจากการรับภาระของสารหล่อลื่นของแข็งและแรงเสียดทานจากความหยาบของพื้นที่ผิวที่สัมผัสกันต่อภาระที่ภาระที่ชิ้นงานได้รับทั้งหมด ดังนั้นจะได้ว่า

$$f = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \Big|_{z=0} dx + f_p F_p + f_c F_c}{w'_z} \quad (2.82)$$

2.3.5 สมการพลังงาน

การกระจายอุณหภูมิของการหล่อลื่นแบบผสมสามารถหาได้จากสมการพลังงาน

$$\rho \frac{D\xi}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Omega - \nabla \cdot \left(\sum_i j_i \xi_i \right) + \ddot{Q} \quad (2.83)$$

สำหรับปัญหาของทรงกระบอกกับแผ่นเรียบพบว่าความกว้างของการสัมผัสมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับความยาวของทรงกระบอกจะได้ว่า

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \beta T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \ddot{Q} \quad (2.84)$$

เนื่องจากความหนาฟิล์มมีขนาดบางจึงทำให้เกิดความร้อนเกิดขึ้นเนื่องจากการเสียดสีกันระหว่างผิวสัมผัสกับเม็ดสารหล่อลื่นของแข็งและระหว่างความหยาบของผิวทรงกระบอก ดังนั้นความร้อนที่เกิดขึ้นคือ

$$\ddot{Q} = \frac{2f_p w_p |u_2 - u_1| + f_s w_s |u_2 - u_1|}{V_f} \quad (2.85)$$

เมื่อ f_p เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างสารหล่อลื่นของแข็งและผิวสัมผัส

f_s เป็นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัส

w_p เป็นค่าภาระที่สารหล่อลื่นของแข็งรับในช่วงสัมผัส

w_s เป็นค่าภาระที่ความหยาบของผิวสัมผัสได้รับในช่วงสัมผัส

V_f เป็นค่าปริมาตรในช่วงที่อนุภาคของแข็งสัมผัสกับผิวของวัสดุ

โดยที่เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวของวัสดุ

$$T_1(x, 0) = T_0 + \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_1 C_{p1} k_1 u_1}} \int_{x_{in}}^x k_p \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} \frac{dx'}{\sqrt{x-x'}}$$

$$T_2(x, h) = T_0 - \frac{1}{\sqrt{\pi \rho_2 C_{p2} k_2 u_2}} \int_{x_{in}}^x k_p \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=h} \frac{dx'}{\sqrt{x-x'}}$$

$$T_1(0, t) = T_0$$

บทที่ 3

วิธีเชิงตัวเลข

ในการวิเคราะห์ปัญหาจะเห็นได้ว่าสมการเรย์โนลด์และสมการพลังงานนั้นเป็นสมการเชิงอนุพันธ์แบบไม่เชิงเส้น ดังนั้นในการที่จะแก้ปัญหาก็เป็นการยากมากที่จะหาค่าแบบเชิงตรงเพื่อให้ง่ายต่อการหาคำตอบของระบบสมการ จึงทำให้สมการอยู่ในรูปแบบไร้มิติ และประยุกต์ใช้วิธีเชิงตัวเลขเข้ามาช่วยเพื่อให้การแก้สมการทำได้ง่ายและรวดเร็วขึ้น

3.1 สมการในรูปแบบไร้มิติ

เมื่อคิดค่าต่างๆ ที่ตำแหน่งอ้างอิงและเวลาเริ่มต้นจะได้ว่า

3.1.1 ความเร็วเฉลี่ยของผิวทรงกระบอกที่เวลาเริ่มต้น

$$u_0 = \frac{u_{2,0} + u_{1,0}}{2} \quad (3.1)$$

3.1.2 ความเร็วเฉลี่ยของผิวทรงกระบอกที่เวลาใดๆ

$$\bar{u} = \frac{u_2(t) + u_1(t)}{2} \quad (3.2)$$

3.1.3 รัศมีความโค้งของผิวทรงกระบอกที่ตำแหน่งอ้างอิง

$$\frac{1}{R_0} = \frac{1}{r_{1,0}} + \frac{1}{r_{2,0}} \quad (3.3)$$

3.1.4 รัศมีความโค้งของผิวทรงกระบอกที่ตำแหน่งใดๆ

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_1(t)} + \frac{1}{r_2(t)} \quad (3.4)$$

3.1.5 ค่า Equivalent Modulus of Elasticity ของผิวทรงกระบอก

$$\frac{2}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.5)$$

เมื่อทำให้เป็นตัวแปรแบบไร้มิติที่ตำแหน่งอ้างอิงและเวลาเริ่มต้น จะได้ว่า

3.1.6 ความเร็วของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$u = u_0 u^* \quad (3.6)$$

3.1.7 ภาระที่ทรงกระบอกได้รับ ในรูปแบบไร้มิติ

$$W'_0 = \frac{w'_0}{E' R_0^2} \quad (3.7)$$

3.1.8 ความดันในการสัมผัส (Hertzian contact pressure)

$$P_H = E' \left(\frac{W'_0}{2\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.8)$$

3.1.9 ความกว้างของการสัมผัส

$$b = R_0 \left(\frac{8W'_0}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.9)$$

3.1.10 ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$p = P_H P \quad (3.10)$$

3.1.11 พิกัดตามแกน x

$$x = bX \quad (3.11)$$

3.1.12 ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$h = \left(\frac{b^2}{R_0} \right) H \quad (3.12)$$

3.1.13 พิกัดตามแกน z

$$z = hZ = \left[\left(\frac{b^2}{R_0} \right) H \right] Z \quad (3.13)$$

3.1.14 เวลา

$$t = \left(\frac{b}{u_0} \right) \bar{t} \quad (3.14)$$

3.1.15 ความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$\rho = \rho_0 \bar{\rho} \quad (3.15)$$

3.1.16 ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$\mu^* = \mu_0 \bar{\mu}^* \quad (3.16)$$

3.1.17 ค่าการนำความร้อนของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$k = k_0 \bar{k}_p \quad (3.17)$$

3.1.18 อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น

$$T = T_0 \theta \quad (3.18)$$

3.2 การหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิก

3.2.1 สมการเรย์โนลด์ในรูปแบบไร้มิติ

จากสมการเรย์โนลด์ (2.41)

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h^3 \left[\frac{1}{\mu_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}} \right)^2}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}} \right)} \right] \frac{\partial p}{\partial x} \right\} &= \left(\frac{u_2 + u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) \\ &+ \left(\frac{u_2 - u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h \left[1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\mu_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\mu_{e0}} \right)} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \end{aligned} \quad (2.41)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ภายใต้การคุ้มครองของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่สามารถคัดลอกหรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากฝ่ายนโยบายวิชาการได้
แทนค่าจากสมการ (3.1) - (3.16) ลงไปในสมการ (2.41) เพื่อให้ได้อยู่ในรูปแบบไร้มิติ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial}{\partial(bX)} \left\{ (\rho_0 \bar{\rho}) \left[\left(\frac{b^2}{R_0} \right) H \right]^3 \left[\frac{1}{\mu_0 \bar{\mu}_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\mu_0 \bar{\mu}_{e1}} \right)^2}{\left(\frac{1}{\mu_0 \bar{\mu}_{e0}} \right)} \right] \frac{\partial(P_H P)}{\partial(bX)} \right\} = \bar{u} \frac{\partial}{\partial(bX)} \left((\rho_0 \bar{\rho}) \left[\left(\frac{b^2}{R_0} \right) H \right] \right) \\ + \left(\frac{u_2 - u_1}{2} \right) \frac{\partial}{\partial(bX)} \left\{ (\rho_0 \bar{\rho}) \left[\left(\frac{b^2}{R_0} \right) H \right] \left[1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\mu_0 \bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\mu_0 \bar{\mu}_{e0}} \right)} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial \left[\left(\frac{b}{u_0} \right) \bar{t} \right]} \left((\rho_0 \bar{\rho}) \left[\left(\frac{b^2}{R_0} \right) H \right] \right)$$

จัดรูปใหม่จะได้

$$\left\{ \frac{\rho_0 P_H b^4}{\mu_0 R_0^3} \right\} \frac{\partial}{\partial X} \left\{ \bar{\rho} H^3 \left[\frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)^2}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right] \frac{\partial P}{\partial X} \right\} = \left\{ \frac{\bar{u} \rho_0 b}{R_0} \right\} \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) \\ + \left(\frac{u_2 - u_1}{2} \right) \left\{ \frac{\bar{u} \rho_0 b}{R_0} \right\} \frac{\partial}{\partial X} \left\{ \bar{\rho} H \left[1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right] \right\} + \left\{ \frac{u_0 \rho_0 b}{R_0} \right\} \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{\rho} H)$$

ดังนั้นสมการเรย์โนลด์ในรูปแบบไร้มิติ

$$\frac{\partial}{\partial X} \left\{ \Phi \frac{\partial P}{\partial X} \right\} = \Lambda \left\{ C_{UT} \left[\frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + \left(\frac{S_X}{2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\rho} H \left(1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{\rho} H) \right\} \quad (3.19)$$

เมื่อ

$$\Phi = \bar{\rho} H \left[\frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)^2}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right] \quad (3.20)$$

$$\frac{1}{\bar{\mu}_{ei}} = \int_0^1 \frac{Z^i}{\bar{\mu}^*} dZ \quad (3.21)$$

$$\Lambda = \frac{u_0 \mu_0 R_0^2}{b^3 P_H} \quad (3.22)$$

$$S_X = \frac{u_2(t) - u_1(t)}{\bar{u}} \quad (3.23)$$

$$C_{UT} = \frac{\bar{u}}{u_0} \quad (3.24)$$

โดยมีเงื่อนไขขอบสำหรับสมการเรย์โนลด์

$$P(X_{inlet}, \bar{t}) = 0, \quad P(X_{exit}, \bar{t}) = \frac{\partial P}{\partial X} = 0$$

$$P(X, V) \geq 0$$

ในงานวิจัยของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้

$$X_{inlet} = +5.0 \text{ และ } X_{exit} = -2.0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ภายใต้กฎหมายการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2 สมการความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ

ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นตามสมการ (2.42)

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + d(x) - \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(x') \ln(x - x')^2 dx' \quad (2.42)$$

เมื่อทำให้อยู่ในรูปแบบไร้มิติ เป็นไปตามสมการ

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} + D(X) - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P(X') \ln|X - X'| dX' \quad (3.25)$$

3.2.3 สมการความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ

ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น เมื่อทำให้อยู่ในรูปแบบไร้มิติเป็นไปตามสมการ

$$\bar{\rho} = \frac{\left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P}\right) (1 - \beta T_0 (\theta - 1))}{1 - \lambda \left(1 - \frac{\rho_0}{\rho_p}\right)} \quad (3.26)$$

3.2.4 สมการความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นในรูปแบบไร้มิติ

ความหนืดของสารหล่อลื่น เมื่อทำให้อยู่ในรูปแบบไร้มิติเป็นไปตามสมการ

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu}_s \bar{\mu}_p \bar{\mu}_R \quad (3.27)$$

โดยที่

$$\bar{\mu}_s = \left(\frac{m_0 u_0 R_0}{\mu_0 b^2}\right) \left|\frac{1}{H} \frac{\partial u^*}{\partial Z}\right|^{n-1} \quad (3.28)$$

$$\bar{\mu}_p = 1 + \frac{2.5 \lambda \rho_0}{\lambda \rho_0 + (1 - \lambda) \rho_p} \quad (3.29)$$

$$\bar{\mu}_R = \exp\{(\ln(\mu_0) + 9.67)(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{2.1}) - \gamma T_0 (\theta - 1)\} \quad (3.30)$$

3.2.5 สมการสมการสมดุลแรงในรูปแบบไร้มิติ

สมดุลของแรงที่กระทำต่อทรงกระบอกในรูปแบบไร้มิติ

$$\int_{-\infty}^{\infty} P(X) dX = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2}\right) \left(\frac{W_T - W_P}{W_T}\right) \quad (3.31)$$

3.2.6 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในรูปแบบไร้มิติ

$$f = \frac{\mu_0 u_0 R_0}{w'_0 b C_{WT}} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H}\right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z}\right)_{Z=0} dX + \frac{f_p E' R_0 W_p}{w'_0 C_{WT}} \quad (3.32)$$

3.2.7 สมการพลังงานในรูปแบบไร้มิติ

จากสมการพลังงาน (2.62) เพื่อหาการกระจายอุณหภูมิของการหล่อลื่นแบบเทอร์โม อิลาส

โตไฮโดรไดนามิกของของผสม

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x}\right) = \beta T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z}\right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z}\right)^2 + \frac{2f_p w_p |u_2 - u_1|}{V_f} \quad (2.62)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแบบลงเนื้อหา และห้องอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปแบบไร้มิติจะได้ว่า

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} = K_{T1} \frac{\bar{\rho} H^2}{\bar{k}_p} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) - K_{T2} \frac{\bar{\mu}}{\bar{k}_p} \left(\frac{\partial u^*}{\partial X} \right)^2 - K_{T3} \frac{\theta H^2}{\bar{k}_p} \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) - K_{T4} |S_X C_{UT}| \frac{H^2 f_p W_P}{\bar{k}_p \bar{A}_h} \quad (3.33)$$

เมื่อ

$$K_{T1} = \frac{u_0 \rho_0 c_p b^3}{k_0 R_0^2} \quad (3.34)$$

$$K_{T2} = \frac{\mu_0 u_0^2}{k_0 T_0} \quad (3.35)$$

$$K_{T3} = \frac{\beta u_0 b^3 P_H}{k_0 R_0^2} \quad (3.36)$$

$$K_{T4} = \frac{2u_0 E' b}{k_0 T_0} \quad (3.37)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบเขตที่ผิวของวัสดุ

$$\theta_{1/2} = 1 \pm \frac{k_0 R_0}{\sqrt{\pi \rho_{1/2} c_{p,1/2} k_{1/2} b^3 u_0 C_{UT} \left(1 - \frac{S_0}{2}\right)}} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{k}_p}{H} \right) \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right)_{z=0/1} \frac{dX'}{\sqrt{X - X'}}$$

$$\theta(X_{inlet}) = 1$$

3.3 การหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Film Lubrication)

3.3.1 สมการความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

จากสมการความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นสำหรับการหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Lubrication) (2.78)

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} - \frac{4\gamma_H}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(x') \ln(x - x')^2 dx' \quad (2.78)$$

จะได้สมการความหนาฟิล์มในรูปแบบไร้มิติ ตามสมการ

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} + D(X) - \frac{2\gamma_H}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P(X') \ln|X - X'| dX' \quad (3.38)$$

3.3.2 สมการการรับภาระของความหยาบผิว

ภาระที่รองรับโดยความหยาบผิวของผิวสัมผัส ในรูปแบบไร้มิติ เท่ากับผลคูณของความดันที่ความหยาบผิวชิ้นงานสัมผัสกัน (Contact Pressure) กับพื้นที่ ดังสมการ

$$\int_{-\infty}^{\infty} P_C(X) dX = W_C \quad (3.39)$$

เมื่อ

$$P_C(X) = \frac{2}{3} n \beta \sigma_s \sqrt{\frac{\sigma_s (E')}{\beta (P_H)}} F_3 \left(\frac{H(X) - 1.15 \bar{\sigma}_s}{\bar{\sigma}_s} \right) \quad (3.40)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.3 สมการสมการสมดุลแรงในรูปแบบไร้มิติ

สมดุลของแรงที่กระทำต่อทรงกระบอกในรูปแบบไร้มิติ

$$\int_{-\infty}^{\infty} \gamma_H P(X) dX = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \left(\frac{W_T - W_P - W_C}{W_T} \right) \quad (3.41)$$

3.3.4 สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในรูปแบบไร้มิติ

$$f = \frac{\frac{\mu_0 u_0 R_0}{b} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX + f_p E' R_0 W_P + f_c E' R_0 W_C}{w_0 C_{WT}} \quad (3.42)$$

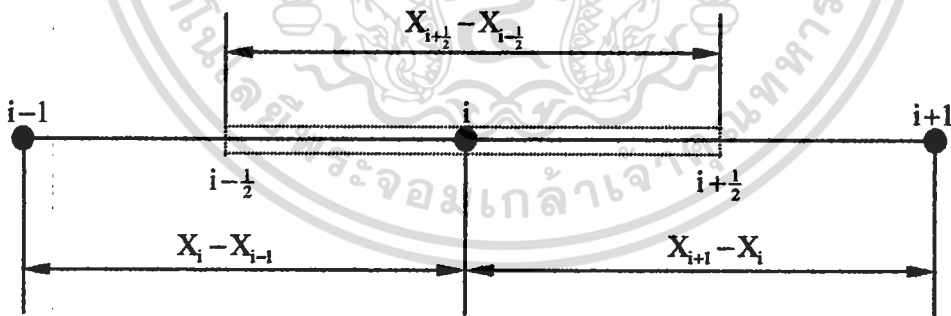
3.3.5 สมการพลังงานในรูปแบบไร้มิติ

การกระจายอุณหภูมิของการหล่อลื่นแบบผสม (Mixed Film Lubrication) ในรูปแบบไร้มิติ ในรูปแบบไร้มิติจะได้ว่า

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} = & K_{T1} \frac{\bar{\rho} H^2}{\bar{k}_p} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) - K_{T2} \frac{\bar{\mu}}{\bar{k}_p} \left(\frac{\partial u^*}{\partial X} \right)^2 - \\ & K_{T3} \frac{\theta H^2}{\bar{k}_p} \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) - K_{T4} |S_X C_{UT}| \frac{H^2}{\bar{A}_h \bar{k}_p} (f_p W_P + f_c W_C) \end{aligned} \quad (3.43)$$

3.4 ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite Difference Method)

รูปแบบของสมการเรย์โนลด์และสมการพลังงาน เป็นสมการเอลลิปติกที่อยู่ในรูปของสมการลาปลาซ มีความยุ่งยากในการแก้ปัญหา จึงประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite difference method) โดยพิจารณาจากรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 แสดงขนาดความกว้างระหว่างโนด

ที่ตำแหน่ง i ของรูปที่ (3.1) จะแทนค่าด้วยผลต่างแบบกึ่งกลาง (Central Difference) และแทนค่าด้วยผลต่างแบบถอยหลัง (Backward Difference)

สำหรับสมการเรย์โนลด์ (Reynold Equation) เมื่อประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม

$$\frac{\partial}{\partial X} \left\{ \Phi \frac{\partial P}{\partial X} \right\} = \Lambda \left\{ C_{UT} \left[\frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + \left(\frac{S_X}{2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\rho} H \left(1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial t^*} (\bar{\rho} H) \right\}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
เมื่อประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม จะได้ว่า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อผู้อื่น และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\Phi_{i+\frac{1}{2}} \left(\frac{P_{i+1} - P_i}{X_{i+1} - X_i} \right) - \Phi_{i-\frac{1}{2}} \left(\frac{P_i - P_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right)}{X_{i+\frac{1}{2}} - X_{i-\frac{1}{2}}} = \Lambda C_{UT} \left[\frac{(\bar{\rho}H)_i - (\bar{\rho}H)_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right] + \quad (3.44)$$

$$\Lambda C_{UT} \left(\frac{S_X}{2} \right) \left\{ \left[\left(\bar{\rho}H \left(1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right) \right)_i - \left(\bar{\rho}H \left(1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right) \right)_{i-1} \right] / (X_i - X_{i-1}) \right\} + \Lambda \left[\frac{(\bar{\rho}H)_i - (\bar{\rho}H)_i^0}{\bar{t} - \bar{t}^0} \right]$$

เมื่อ

$$\Phi_{i+\frac{1}{2}} = \frac{\Phi_{i+1} + \Phi_i}{2} \quad (3.45)$$

$$\Phi_{i-\frac{1}{2}} = \frac{\Phi_i + \Phi_{i-1}}{2} \quad (3.46)$$

สำหรับสมการพลังงาน (Reynold Equation)

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} = K_{T1} \frac{\bar{\rho}H^2}{k_p} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) - K_{T2} \frac{\bar{\mu}}{k_p} \left(\frac{\partial u^*}{\partial X} \right)^2 - K_{T3} \frac{\theta H^2}{k_p} \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) - K_{T4} |S_X C_{UT}| \frac{H^2}{A_h k_p} (f_p W_p + f_c W_c)$$

จากสมการพลังงาน ความหนาแน่นและความหนืดของสารหล่อลื่นขึ้นความดันและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นซึ่งมีความซับซ้อนและยุ่งยากมาก จึงพิจารณาให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีการกระจายแบบพาราโบลาเพื่อลดความยุ่งยากและเวลาที่ต้องใช้ในการคำนวณ สมการการกระจายอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ได้ดังสมการ[28]

$$\theta(X, Z) = aZ^2 + bZ + c \quad (3.47)$$

เงื่อนไขขอบคือ

$$\theta(X, 0) = \theta_1 \quad (3.48)$$

$$\theta(X, 1) = \theta_2 \quad (3.49)$$

$$\theta \left(X, \frac{1}{2} \right) = \int_0^1 \theta(X, Z) dZ = \theta \quad (3.50)$$

จากเงื่อนไขขอบ จะได้ว่า

$$\theta(X, Z) = (3\theta_2 - 6\theta + 3\theta_1)Z^2 + (-2\theta_2 + 6\theta - 4\theta_1)Z + \theta_1 \quad (3.51)$$

สำหรับสมการพลังงานใช้ค่าแบบผลต่างแบบถอยหลัง (Backward Differences) เนื่องจากทราบอุณหภูมิที่ทางเข้า ซึ่งจะกำหนดให้เท่ากับอุณหภูมิเริ่มต้นของสารหล่อลื่น เมื่อประยุกต์ใช้ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยมจะได้ว่า

$$\begin{aligned}
6\theta_2 - 12\theta_i + 6\theta_1 = & K_{T1} \frac{\bar{p}_i H_i^2}{\bar{k}_{p,i}} \left[\left(\frac{\theta_i - \theta_i^0}{\bar{t} - \bar{t}^0} \right) + u_i^* \left(\frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right) \right] - \\
& K_{T2} \frac{\bar{\mu}_i}{\bar{k}_{p,i}} \left(\frac{u_i^* - u_{i-1}^*}{X_i - X_{i-1}} \right)^2 - \\
& K_{T3} \frac{\theta_i H_i^2}{\bar{k}_{p,i}} \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) \left[\left(\frac{P_i - P_i^0}{\bar{t} - \bar{t}^0} \right) + u_i^* \left(\frac{P_i - P_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right) \right] - \\
& K_{T4} |S_X C_{UT}| \frac{H_i^2}{A_h \bar{k}_{p,i}} (f_p W_p + f_c W_c)
\end{aligned} \tag{3.52}$$

3.5 วิธีนิวตัน-ราฟสัน

ระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน (Newton - Raphson method) เป็นวิธีที่มีรากฐานมาจากอนุกรมเทย์เลอร์ โดยอนุกรมเทย์เลอร์เป็นอนุกรมที่ใช้ในการหาค่าฟังก์ชันที่ตำแหน่ง x_0 จากค่าของฟังก์ชันและค่าอนุพันธ์ (derivatives) ที่มีอันดับต่างๆ กันของฟังก์ชันนั้นที่ตำแหน่ง x_0 ซึ่งจะหาได้ดังนี้

$$f(x) \cong f(x_0) + (x - x_0)f'(x_0) \tag{3.53}$$

ดังนั้นสมการ (5.62) จึงเปรียบเสมือนสมการเส้นตรงและให้ค่าที่ถูกต้องเสมอหากฟังก์ชันนั้นมีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะเชิงเส้นตรง ระเบียบวิธีนิวตัน - ราฟสันจะหารากของสมการ $f(x) = 0$ โดยใช้การประมาณฟังก์ชันด้วยอนุกรมเทย์เลอร์ที่ประกอบด้วยพจน์เพียง 2 พจน์ ดังแสดงในสมการ ต่อไปนี้

$$\begin{aligned}
f(x) \cong f(x_0) + (x - x_0)f'(x_0) = 0 \\
\Delta x = x - x_0 = - \frac{f(x_0)}{f'(x_0)}
\end{aligned} \tag{3.54}$$

โดยจะทำการคำนวณซ้ำระหว่างค่าเก่ากับค่าใหม่ที่ได้

$$x^{k+1} = x^k + \Delta x^{k+1} \tag{3.55}$$

เมื่อ

$$\Delta x^{k+1} = \frac{f(x^k)}{f'(x^k)}$$

ทำการตรวจสอบความถูกต้องจนกระทั่ง

$$\left| \frac{x^{k+1} - x^k}{x^{k+1}} \right| \leq \varepsilon \tag{3.56}$$

จากสมการเรย์โนลด์ และสมการพลังงานจัดรูปโดยใช้วิธีนิวตัน-ราฟสันได้ดังนี้

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{p,i}}{\partial P_i} & 0 \\ 0 & \frac{\partial F_{\theta,i}}{\partial \theta_i} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta P_i \\ \Delta \theta_i \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} F_{p,i} \\ F_{\theta,i} \end{Bmatrix} \tag{3.57}$$

เมื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$F_{P,i} = \frac{\Phi_{i+\frac{1}{2}} \left(\frac{P_{i+1} - P_i}{X_{i+1} - X_i} \right) - \Phi_{i-\frac{1}{2}} \left(\frac{P_i - P_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right)}{X_{i+\frac{1}{2}} - X_{i-\frac{1}{2}}} - \Lambda C_{UT} \left[\frac{(\bar{\rho}H)_i - (\bar{\rho}H)_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right] - \Lambda C_{UT} \left(\frac{S_X}{2} \right) \left\{ \left[\left(\bar{\rho}H \left(1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right) \right)_i - \left(\bar{\rho}H \left(1 - 2 \frac{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} \right)}{\left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e0}} \right)} \right) \right)_{i-1} \right] / (X_i - X_{i-1}) \right\} - \Lambda \left[\frac{(\bar{\rho}H)_i - (\bar{\rho}H)_i^0}{\bar{t} - \bar{t}^0} \right]$$

และ

$$F_{\theta,i} = (6\theta_2 - 12\theta_i + 6\theta_1) - K_{T1} \frac{\bar{\rho}_i H_i^2}{k_{P,i}} \left[\left(\frac{\theta_i - \theta_i^0}{\bar{t} - \bar{t}^0} \right) - u_i^* \left(\frac{\theta_i - \theta_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right) \right] + K_{T2} \frac{\bar{\mu}_i}{k_{P,i}} \left(\frac{u_i^* - u_{i-1}^*}{X_i - X_{i-1}} \right)^2 + K_{T3} \frac{\theta_i H_i^2}{k_{P,i}} \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) \left[\left(\frac{P_i - P_i^0}{\bar{t} - \bar{t}^0} \right) - u_i^* \left(\frac{P_i - P_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \right) \right] + K_{T4} |S_X C_{UT}| \frac{H_i^2}{A_h k_{P,i}} (f_p W_p + f_c W_c)$$

3.6 ระเบียบวิธีมัลติกริด (Multigrid Method)

การแก้ปัญหาสมการไม่เป็นเชิงเส้นยกตัวอย่าง โดยเริ่มจากการจัดสมการให้อยู่ในรูปแบบสมการไม่ต่อเนื่อง (Discretise equation) ด้วยวิธีผลต่างสลับเนื่อง (finite difference method) หรือวิธีไฟไนท์วอลุ่ม (finite volume method) เป็นต้น แบ่งกริดออกเป็นระดับ ๆ แต่ละระดับจะมีจำนวนกริดไม่เท่ากัน ส่วนมากนิยมให้จำนวนกริดในแต่ละระดับเป็นสัดส่วนลดลงครึ่งหนึ่งจากจำนวนกริดเดิมหรือเพิ่มขึ้นสองเท่า การคำนวณอาจจะเริ่มจากระดับที่มีความละเอียดของกริดมากที่สุดแล้วส่งค่าลงไปยังระดับที่กริดหยาบกว่าลงไปเรื่อย ๆ จนถึงระดับที่หยาบที่สุดหลังจากนั้นส่งค่าที่คำนวณได้กลับมาที่ระดับกริดละเอียดที่สุดทำซ้ำไปเรื่อยๆ จนกว่าผลเฉลยจะเข้าสู่คำตอบหรือผลเฉลยที่มีค่าความผิดพลาดที่ยอมรับได้ หรืออาจจะเริ่มการคำนวณที่กริดหยาบก่อนแล้วค่อยส่งค่าไประดับที่กริดละเอียดต่อไปขึ้นอยู่กับลักษณะของปัญหาและรูปแบบของวัฏจักร

$$\mathcal{L}U = f \quad (3.58)$$

เมื่อ \mathcal{L} = ตัวดำเนินการเชิงอนุพันธ์ (The differential operator)

U = ผลเฉลย (Solution)

f = ฟังก์ชันด้านขวามือ (The right hand side function)

จัดรูปสมการอยู่ในรูปสมการไม่ต่อเนื่องและเขียนอยู่ในรูปเวกเตอร์จะได้

$$\underline{L}\underline{U} = \underline{f} \quad (3.59)$$

เมื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสาร \underline{L} = เมตริกประมาณค่าตัวดำเนินการเชิงอนุพันธ์ (The matrix operator โดยขั้นตอนการคำนวณจะประมาณค่าตัวดำเนินการเชิงอนุพันธ์ \mathcal{L} ด้วยเมตริก \underline{L} ที่หยาบกว่าและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

\underline{U} = เวกเตอร์ประมาณผลเฉลยโดย U (The solution vector approximating, u)

\underline{f} = เวกเตอร์ประมาณค่าสมการฟังก์ชันฝั่งขวามือ (The right hand side vector approximating, f)

3.6.1 ระเบียบวิธีมัลติกริด (Multigrid Method)

การหาผลเฉลยในแต่ละระดับสามารถหาได้ โดยกำหนดให้ Ω_h และ Ω_H แสดงถึงค่าในระดับที่มีกริดละเอียดและระดับที่กริดหยาบตามลำดับ

$$L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_h} = \underline{f}^{\Omega_h}, \quad L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_H} = \underline{f}^{\Omega_H} \quad (3.60)$$

การแก้ปัญหาขั้นต้นต้องสมมติค่าเริ่มต้น \underline{U}^{Ω_h} เพื่อหาค่า \underline{U}^{Ω_h} ที่ระดับละเอียด ดังนั้นค่าความผิดพลาด(Error) คือ

$$\underline{e}^{\Omega_h} = \underline{U}^{\Omega_h} - \underline{U}^{\Omega_h} \quad (3.61)$$

ซึ่งค่าเศษตกค้าง (Residual) ของคำตอบคำนวณได้จาก

$$\underline{r}^{\Omega_h} = \underline{f}^{\Omega_h} - L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_h} \quad (3.62)$$

จะได้ว่า

$$\underline{r}^{\Omega_h} = L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_h} - L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_h} \quad (3.63)$$

สามารถลดรูปได้ ถ้า L^{Ω_h} คือตัวดำเนินการเชิงเส้น

$$L^{\Omega_h} (\underline{U}^{\Omega_h} - \underline{U}^{\Omega_h}) = \underline{r}^{\Omega_h} \quad (3.64)$$

แทนค่าลงไป จะได้ว่า

$$L^{\Omega_h} \underline{e}^{\Omega_h} = \underline{r}^{\Omega_h} \quad (3.65)$$

สำหรับค่าความผิดพลาดที่ระดับที่กริดหยาบ สามารถหาได้จากการส่งค่าเศษตกค้างของผลเฉลยจากระดับละเอียดกว่าที่ส่งลงมาในระดับกริดหยาบกว่า

$$L^{\Omega_H} \underline{e}^{\Omega_H} = I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \underline{r}^{\Omega_h} \quad (3.66)$$

เมื่อ $I_{\Omega_H}^{\Omega_h}$ = ตัวดำเนินการถ่ายโอนจากระดับที่กริดละเอียดไปสู่ระดับกริดหยาบ (The fine to coarse grid transfer operator)

ที่ระดับกริดหยาบจะคำนวณซ้ำเพื่อหาผลเฉลยจนกระทั่งได้ค่าผิดพลาดที่ยอมรับได้ และส่งค่าผิดพลาดไปยังระดับที่กริดละเอียดกว่าต่อไป

$$\underline{U}^{\Omega_h} = \underline{U}^{\Omega_h} + I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \underline{r}^{\Omega_h} \quad (3.67)$$

เมื่อ $I_{\Omega_H}^{\Omega_h}$ = ตัวดำเนินการถ่ายโอนจากระดับที่กริดหยาบไปสู่ระดับที่กริดละเอียด (The coarse to fine grid transfer operator)

3.6.2 การถ่ายโอนค่า (Grid Transfer)

การถ่ายโอนค่า คือการส่งค่าหาตัวดำเนินการถ่ายโอน (Operators) โดยส่งค่าจากระดับที่มีจำนวนกริดน้อยกว่าไปยังระดับที่มีจำนวนกริดมากขึ้น การถ่ายโอนค่าจากระดับที่มีจำนวนกริดน้อยกว่า (Ω_H) ไปยังระดับที่มีจำนวนกริดมากกว่า (Ω_h) จะเรียกตัวดำเนินการในการถ่ายโอนว่า ตัวดำเนินการถ่ายโอนแบบเชิงเส้น (Linear Interpolation Operator, $I_{\Omega_H}^{\Omega_h}$) กำหนดให้ n ไปใช้

คือจำนวนกริด และ h คือความกว้างของแต่ละกริดมีค่าเท่ากับ $\Omega_h = 1/n$ ถ้ากำหนดให้ระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบมีจำนวน กริดเท่ากับ 4 กริด และที่ระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียดมีจำนวนกริดเป็น 8 กริด ดังนั้นจำนวนกริดภายในระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบและระดับที่มีกริดแบบละเอียดเท่ากับ 3 และ 7 ตามลำดับแสดงดังรูปที่ 3.2 (ไม่รวมกริดแรกและกริดสุดท้าย) ซึ่งค่า $I_{\Omega_h}^{\Omega_h}$ คือ

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_h} U^{\Omega_h} = U^{\Omega_h} \tag{3.68}$$

เมื่อ U^{Ω_h} คือเวกเตอร์บนระดับที่มีจำนวนแบบหยาบ

U^{Ω_h} คือเวกเตอร์บนระดับที่มีจำนวนแบบละเอียด



รูปที่ 3.2 แสดงการประมาณค่าของเวกเตอร์จากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบ Ω_h ไปเป็นระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียด Ω_h

ค่าการถ่ายโอนเชิงเส้นจากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบไปยังระดับที่มีจำนวนกริดละเอียดขึ้น

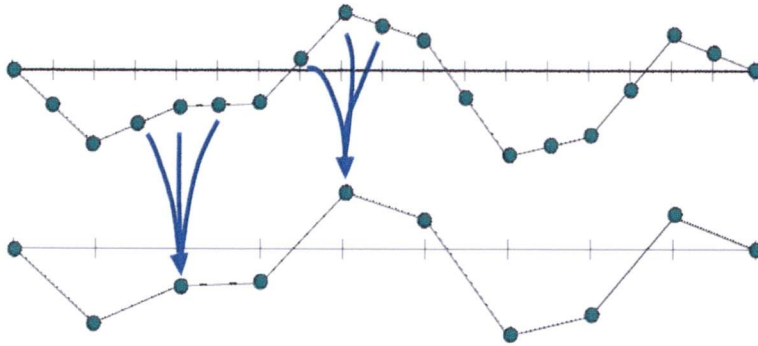
$$I_{\Omega_h}^{\Omega_h} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{3.69}$$

ดังนั้นค่าเวกเตอร์บนระดับที่มีจำนวนแบบละเอียด U^{Ω_h} หาได้จาก

$$\frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 2 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1^{\Omega_h} \\ U_2^{\Omega_h} \\ U_2^{\Omega_h} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.5U_1^{\Omega_h} \\ U_1^{\Omega_h} \\ 0.5(U_1^{\Omega_h} + U_2^{\Omega_h}) \\ U_2^{\Omega_h} \\ 0.5(U_2^{\Omega_h} + U_3^{\Omega_h}) \\ U_3^{\Omega_h} \\ 0.5U_3^{\Omega_h} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_1^{\Omega_h} \\ U_2^{\Omega_h} \\ U_3^{\Omega_h} \\ U_4^{\Omega_h} \\ U_5^{\Omega_h} \\ U_6^{\Omega_h} \\ U_7^{\Omega_h} \end{Bmatrix} \tag{3.70}$$

การถ่ายโอนค่าจากระดับกริดละเอียดไปยังระดับที่มีจำนวนกริดน้อยกว่า ตัวดำเนินการถ่ายโอนจากระดับกริดละเอียด (Ω_h) ไประดับกริดหยาบกว่า (Ω_h) เรียกว่าตัวดำเนินการถ่ายโอนจำกัด (Restriction Operator, $I_{\Omega_h}^{\Omega_h}$) แสดงดังรูปที่ 3.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 การประมาณค่าของเวกเตอร์ส่งถ่ายของระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบ (Ω_H) จากการถ่ายโอนค่าจากระดับที่ละเอียดกว่า (Ω_h)

ถ้ากำหนดให้ระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียดมีจำนวนกริดเท่ากับ 8 กริด และระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบมี 4 กริด ดังนั้นจำนวนกริดภายในระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบและละเอียดเท่ากับ 3 และ 7 ตามลำดับ ค่าตัวดำเนินการถ่ายโอนแบบจำกัด $I_{\Omega_h}^{\Omega_H}$ แสดงดังสมการ

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} U^{\Omega_h} = U^{\Omega_H} \quad (3.71)$$

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}^T \quad (3.72)$$

ดังนั้นค่าเวกเตอร์ที่ระดับกริดหยาบ U^{Ω_h} มีค่าดังนี้

$$\frac{1}{4} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}^T \begin{Bmatrix} U_1^{\Omega_h} \\ U_2^{\Omega_h} \\ U_3^{\Omega_h} \\ U_4^{\Omega_h} \\ U_5^{\Omega_h} \\ U_6^{\Omega_h} \\ U_7^{\Omega_h} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} U_1^{\Omega_H} \\ U_2^{\Omega_H} \\ U_3^{\Omega_H} \end{Bmatrix} \quad (3.73)$$

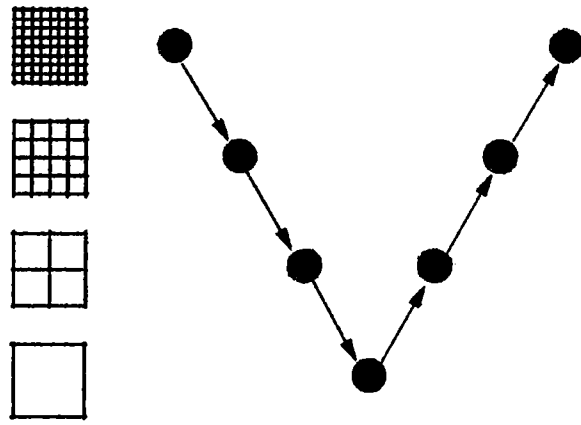
ความสัมพันธ์ระหว่าง $I_{\Omega_h}^{\Omega_H}$ และ $I_{\Omega_H}^{\Omega_h}$ สามารถเขียนได้ดังนี้คือ

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} = \frac{1}{2} (I_{\Omega_H}^{\Omega_h})^T \quad (3.74)$$

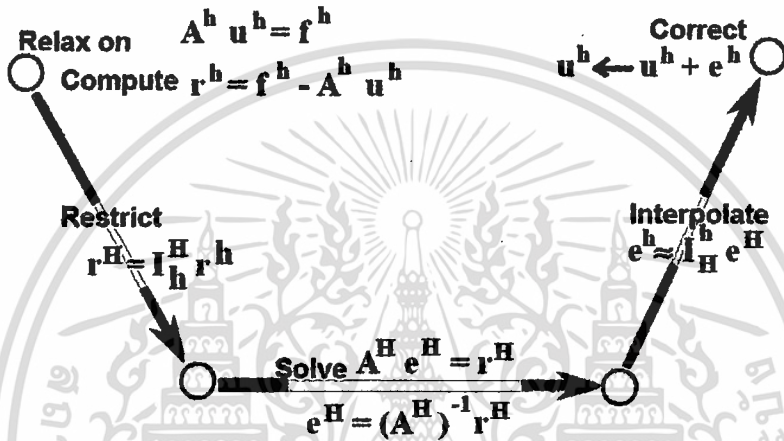
3.6.3 วัฏจักรของมัลติกริด (Multigrid Cycles)

3.6.3.1 วัฏจักรวี (V-cycle) เริ่มต้นคำนวณที่กริดละเอียดก่อนและส่งค่าเศษตกค้าง (Residual) ไประดับที่กริดหยาบขึ้นและจะปรับแก้ค่าความผิดพลาด (Error) จากค่าความผิดพลาดที่ได้จากระดับที่กริดหยาบและทำการคำนวณซ้ำอีกครั้งที่กริดละเอียดจนกว่าจะได้ค่าคำตอบที่มีค่าความผิดพลาดที่ยอมรับได้แสดงดังรูปที่ 3.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



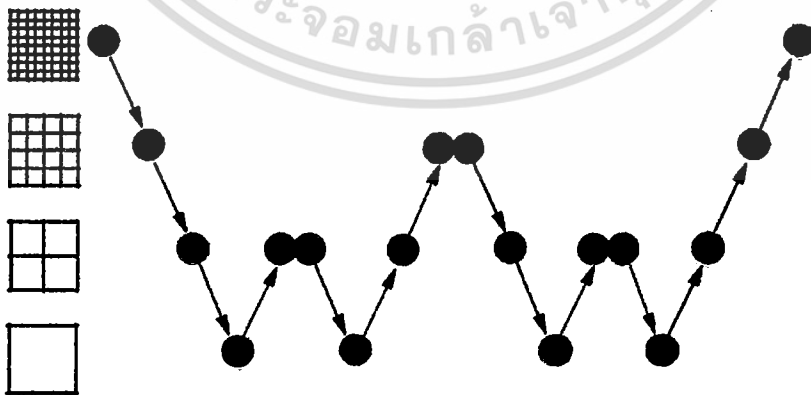
(ก) วัฏจักรของมัลติกริดแบบวี



(ข) แสดงการถ่ายโอนค่าระหว่างระดับ

รูปที่ 3.4 (ก) วัฏจักรของมัลติกริดแบบวี และ (ข) แสดงการถ่ายโอนค่าระหว่างระดับ

3.6.3.2 วัฏจักรดับเบิลยู (W-cycle) การถ่ายโอนค่าระหว่างระดับกริดหยาบและระดับที่ก
 ริดละเอียดจะคล้ายวัฏจักรวี วัฏจักรดับเบิลยูมีความแม่นยำสูง แต่ละรอบจะใช้เวลานาน แสดงดัง
 รูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 วัฏจักรของมัลติกริดแบบ W-cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.6.4 การประมาณค่าแบบเต็ม (Full Approximation Scheme, FAS)

โดยการกำหนดค่าเริ่มต้นและเริ่มคำนวณที่ระดับกริดละเอียดที่สุดก่อนดังนั้นค่าเศษตกค้าง (Residual) สามารถหาค่าได้จาก

$$\underline{r}^{\Omega_h} = L^{\Omega_h}(\underline{U}^{\Omega_h} + \underline{U}^{\Omega_h}) - L^{\Omega_h}\underline{U}^{\Omega_h} \quad (3.75)$$

จะได้ว่า

$$L^{\Omega_h}(\underline{U}^{\Omega_h} + \underline{U}^{\Omega_h}) = L^{\Omega_h}\underline{U}^{\Omega_h} + \underline{r}^{\Omega_h} \quad (3.76)$$

สำหรับที่ระดับกริดหยาบค่าเริ่มต้นจะเท่ากับผลรวมระหว่างผลเฉลยที่ส่งจากระดับที่ละเอียดกว่าและค่าความผิดพลาด

$$\underline{U}^{\Omega_h} = I_{\Omega_h}^{\Omega_H}\underline{U}^{\Omega_H} + \underline{e}^{\Omega_h} \quad (3.77)$$

สมการคำนวณหาผลเฉลยที่ระดับหยาบเท่ากับ

$$L^{\Omega_h}\underline{U}^{\Omega_h} = \underline{f}^{\Omega_h} \quad (3.78)$$

$$\underline{f}^{\Omega_h} = L^{\Omega_h} \left(I_{\Omega_h}^{\Omega_H}\underline{U}^{\Omega_H} \right) + I_{\Omega_h}^{\Omega_H}\underline{r}^{\Omega_H} \quad (3.79)$$

ทำการคำนวณซ้ำจะได้ผลเฉลย \underline{U}^{Ω_h} และจะได้ค่าผิดพลาด \underline{e}^{Ω_h} เท่ากับ

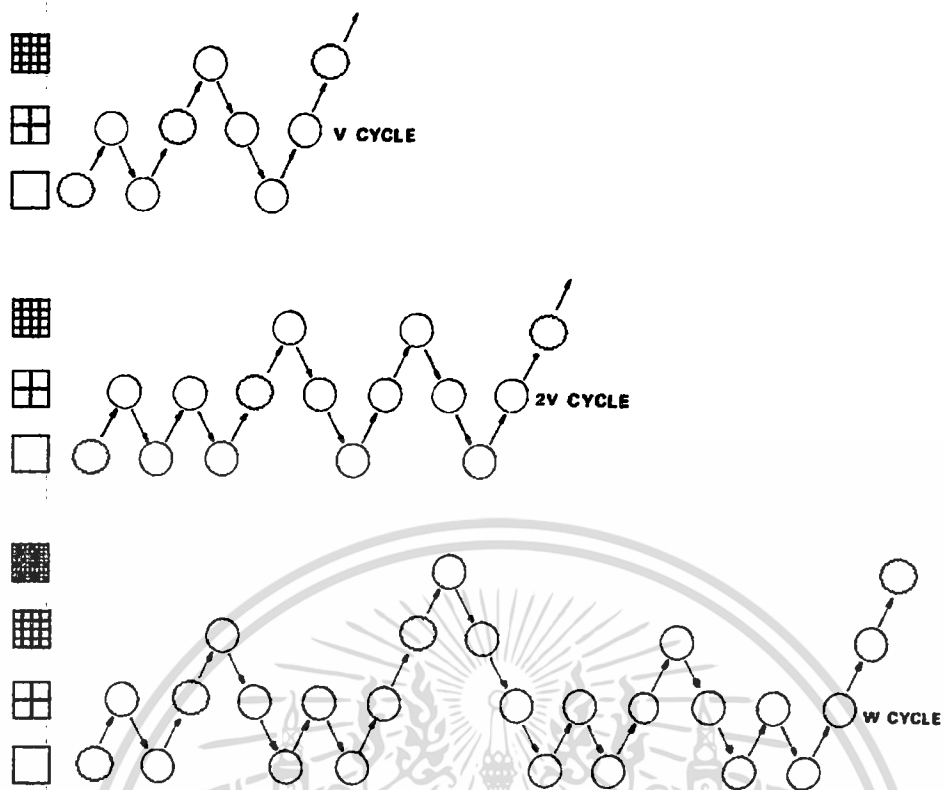
$$\underline{e}^{\Omega_h} = \underline{U}^{\Omega_h} - I_{\Omega_h}^{\Omega_H}\underline{U}^{\Omega_H} \quad (3.80)$$

ดังนั้นการประมาณค่าที่ระดับละเอียดกว่าจะได้ว่า

$$\underline{U}^{\Omega_H} = \underline{U}^{\Omega_h} + I_{\Omega_h}^{\Omega_H} \left(\underline{U}^{\Omega_h} - I_{\Omega_h}^{\Omega_H}\underline{U}^{\Omega_H} \right) \quad (3.81)$$

3.6.5 มัลติกริดแบบเต็ม (Full Multigrid, FMG)

เริ่มต้นคำนวณที่ระดับกริดละเอียดสุดก่อน (FAS) จะเสียเวลาคำนวณนานต่างกับวิธี FMG ที่เริ่มคำนวณที่ระดับกริดหยาบที่สุดก่อนเพื่อให้ได้ค่าเริ่มต้นที่เหมาะสมแล้วจึงนำเข้าสู่ V cycle หรือ W cycle ดังรูปที่ 3.6 วงกลมสีเทาหมายถึงคำนวณซ้ำจนได้ค่าคำตอบที่มีค่าผิดพลาดอยู่ในระดับที่ยอมรับได้ ส่วนวงกลมสีขาวไม่จำเป็นต้องคำนวณจนกระทั่งค่าผิดพลาดอยู่ในระดับที่ยอมรับได้



รูปที่ 3.6 ขั้นตอนการคำนวณแบบ FMG 3 รูปแบบคือ V-cycle, 2V-cycle และ W-cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4 ผลการจำลอง

การศึกษาการหล่อลื่นแบบผสมของทรงกระบอกที่มีการสัมผัสเป็นเส้นเมื่อสารหล่อลื่นเป็นแบบ Liquid – Solid Lubricant คุณสมบัติของทรงกระบอก สารหล่อลื่น และสารหล่อลื่นของแข็งแสดงตามตารางที่ 4.1 ตารางที่ 4.2 และตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.1 คุณสมบัติของทรงกระบอก

คุณสมบัติของทรงกระบอก	ทรงกระบอก 1	ทรงกระบอก 2
วัสดุ	CAST IRON (GRADE 150)	
Modulus of Elasticity (GPa)	100	
Poisson Ratio	0.26	
Density (kg/m ³)	7,400	
Specific Heat (kJ/(kg-K))	420	
Thermal Conductivity (W/(m-K))	30	

ตารางที่ 4.2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น

คุณสมบัติของสารหล่อลื่น	SAE-90
Inlet Temperature (K)	313.15
Inlet Density (kg/m ³)	892.80
Inlet Viscosity (Pa-s)	0.1946304
Viscosity-Pressure Index	0.5685
Viscosity-Temperature Coefficient (K ⁻¹)	0.05763
Coefficient of Thermal Expansivity (K ⁻¹)	0.000740
Specific Heat (kJ/(kg-K))	1870.0
Thermal Conductivity (W/(m-K))	0.126

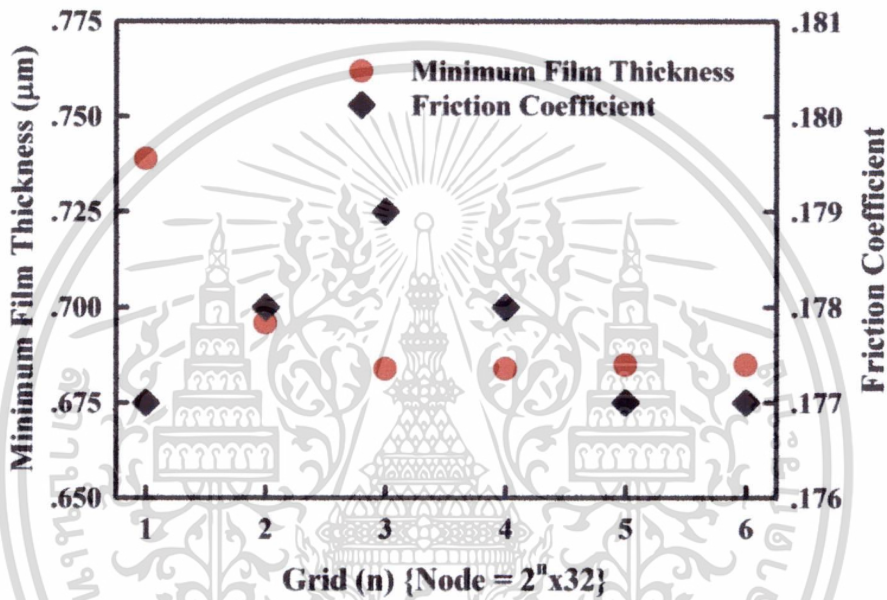
ตารางที่ 4.3 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นของแข็ง

คุณสมบัติของสารหล่อลื่นของแข็ง	MoS ₂
Density (kg/m ³)	4800
Hardness (Pa)	3.139x10 ⁹
Modulus of Elasticity (Pa)	3.4x10 ¹⁰
Poisson's Ratio	0.13
Friction coefficient	0.1

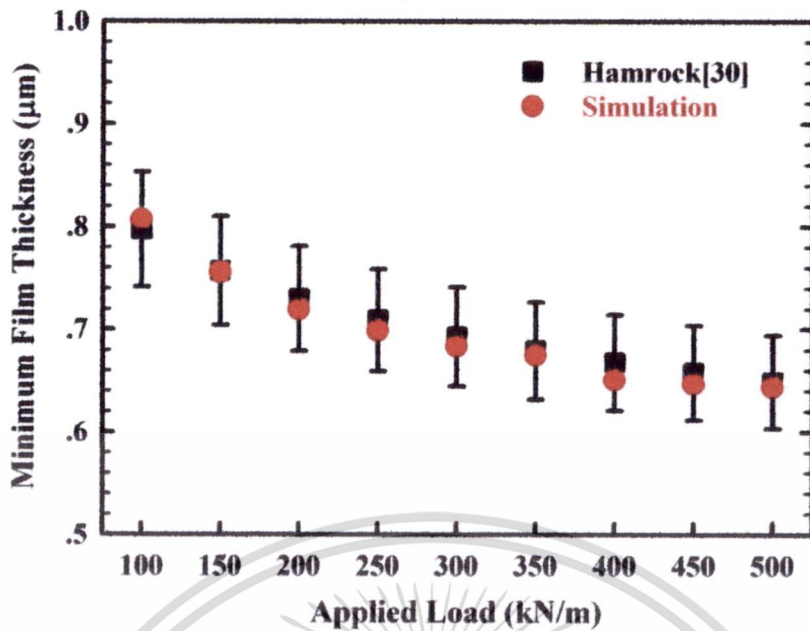
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางเป็นการศึกษาด้วยการเขียนโปรแกรมคำนวณ โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขด้วยความละเอียดของการแบ่งกริดต่างๆ ในการคำนวณใช้ค่าละเอียดของจำนวนกริดเท่ากับ 512 ต่อความยาวแบบไร้มิติของ $|X| = 1$ เนื่องจากมีความผิดพลาดในระดับที่ยอมรับได้ และเพื่อความรวดเร็วในการจำลองผล แสดงดังรูปที่ 4.1 เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรมและผลลัพธ์ที่ได้จากการคำนวณจึงได้ตรวจสอบความถูกต้องกับสมการที่ Hamrock[30] ได้นำเสนอและเป็นที่ยอมรับ แสดงดังรูปที่ 4.2

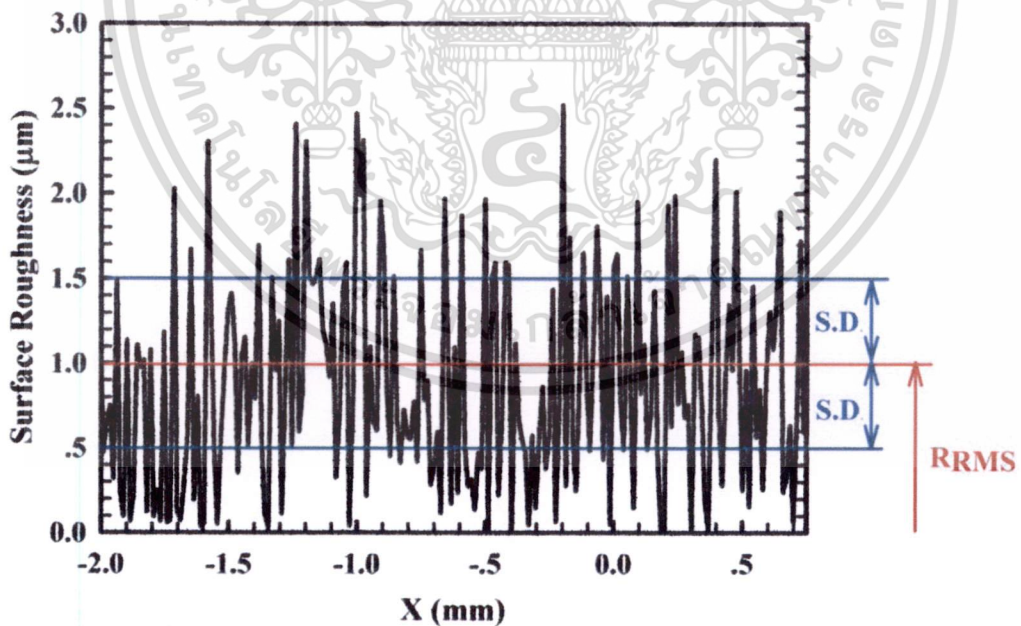
ลักษณะของความหนาของฟิล์มบางของทรงกระบอกที่ใช้ในการศึกษาผลของความหนืดที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง แสดงดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงจำนวนกริดที่ใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 4.2 แสดงการเปรียบเทียบค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ที่ได้จากการคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลขเทียบกับค่าที่ได้จากสมการของ Hamrock[30]



รูปที่ 4.3 แสดงลักษณะของความหยาบผิวของทรงกระบอก

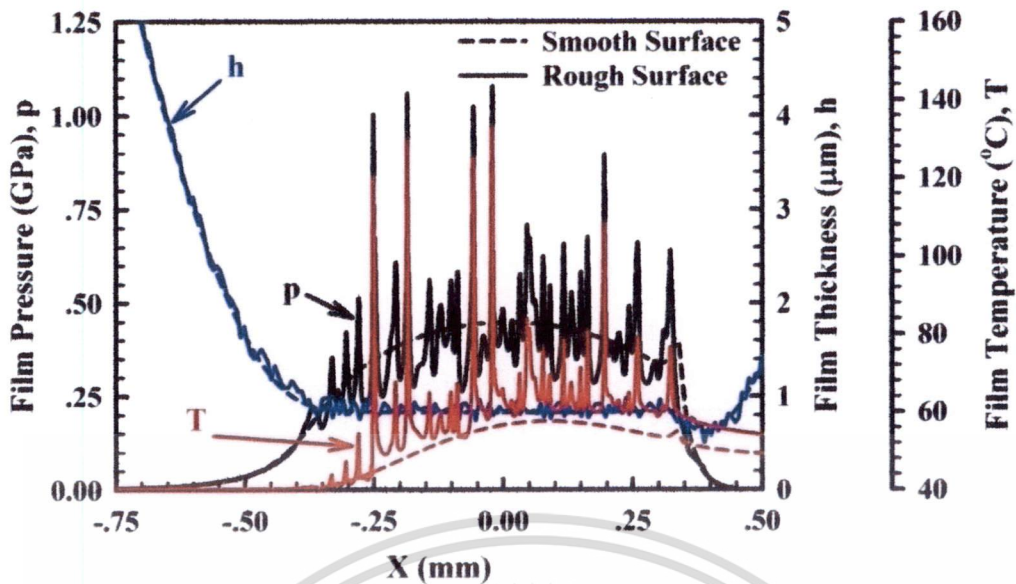
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว

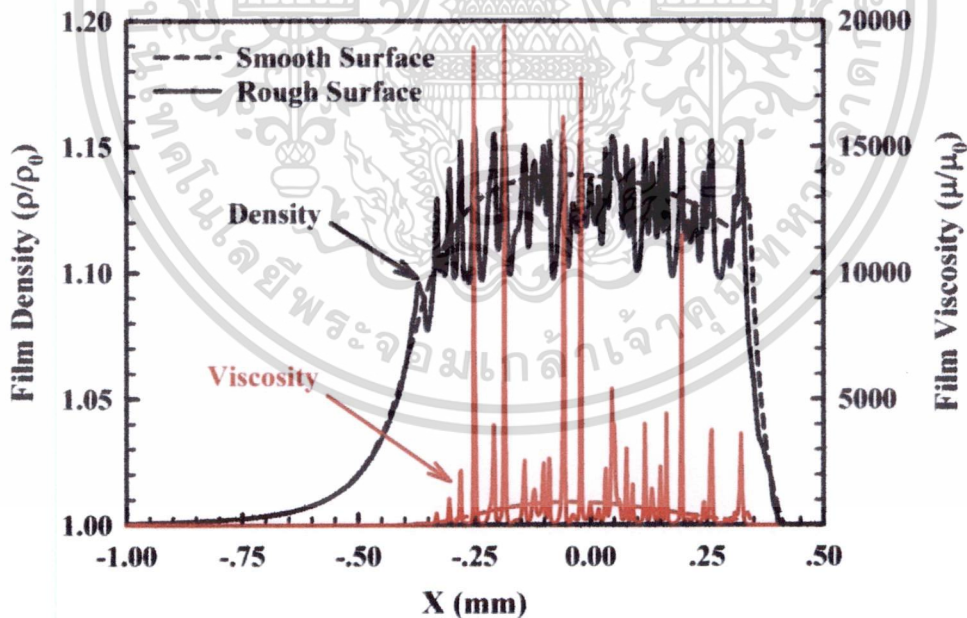
4.1.1 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว

การจำลองผลการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉื่อยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวเฉื่อยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบพบว่า ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามลักษณะความหยาบของผิวทรงกระบอก โดยที่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในกรณีผิวหยาบมีค่าน้อยกว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในกรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ โดยมีค่าเท่ากับ $0.622 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ และ $0.506 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิฟิล์มสารหล่อลื่น จะมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) และเปลี่ยนแปลงตามความหยาบผิวอย่างรุนแรง แสดงดังรูปที่ 4.4 เป็นผลเนื่องจากการกีดกันของฟิล์มสารหล่อลื่นจากการเปลี่ยนรูปร่างของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจากความหยาบของผิวทรงกระบอก ส่งผลให้ความหนืดและความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจากความดันที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ รวมทั้งยังส่งผลให้จากการผลิตพลังงานความร้อนจากความเสียดทาน (Friction Heating) เพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง เป็นผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว แสดงดังรูปที่ 4.5

ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวหยาบมีค่าเท่ากับ 0.449 GPa, 1.060 GPa , 57.68 °C และ 130.71 °C ตามลำดับ



รูปที่ 4.4 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่น และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ในกรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวหยาบ เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90



รูปที่ 4.5 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาแน่นของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น ในกรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวหยาบ เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

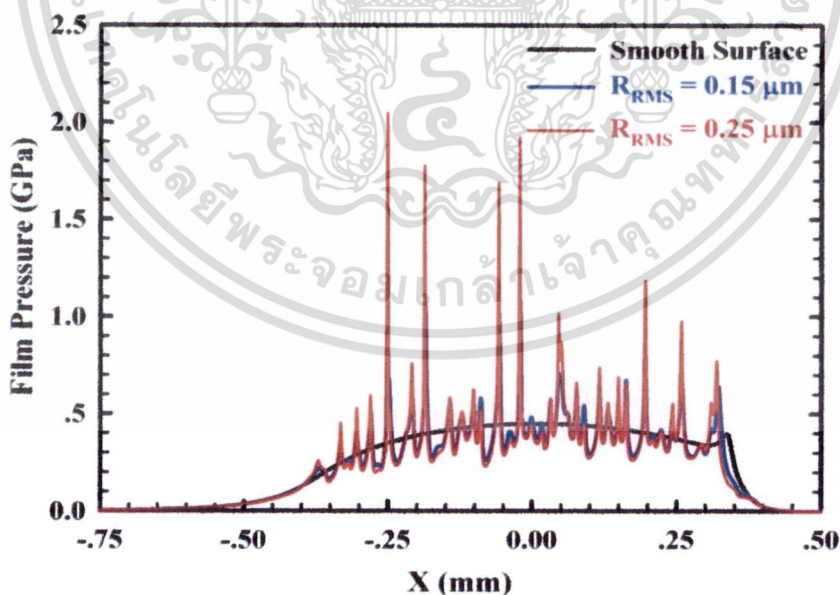
4.2 ปัจจัยต่างๆ ที่มีผลการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว

เมื่อพิจารณาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัวเมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เช่น การเปลี่ยนแปลงขนาดของความหยาบผิว ชนิดของสารหล่อลื่น และอื่นๆ จะได้ว่า

4.2.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงความหยาบผิวที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง

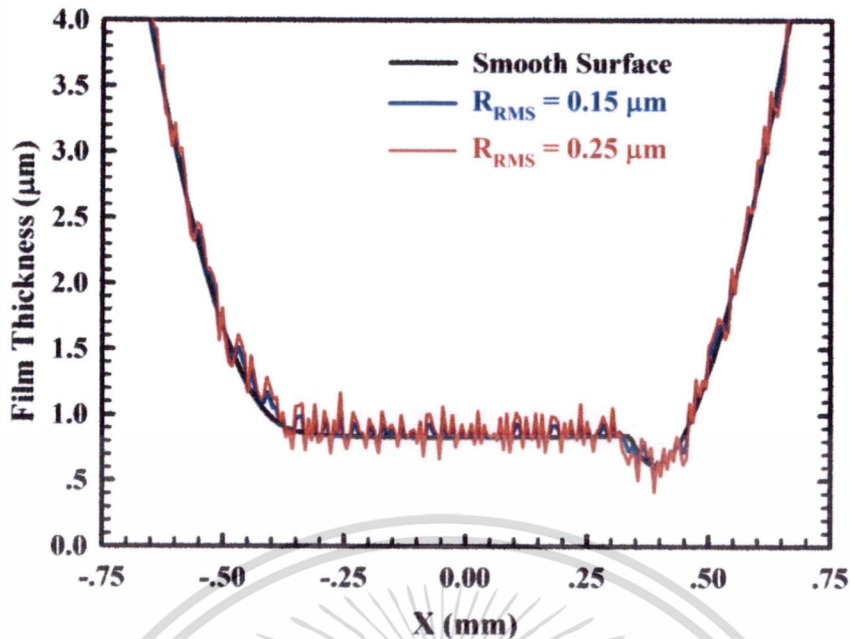
การจำลองผลการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสองเท่ากับ $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 พบว่า เมื่อความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าลดลง การกวัดแกว่ง (Fluctuation) ของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น มีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.6 รูปที่ 4.7 และรูปที่ 4.8 เมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการนำเสนอของ Mongkolwongroj[16] พบว่าค่าที่ได้สอดคล้องกัน

เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ พบว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.622 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$, $0.506 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ และ $0.417 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ ตามลำดับ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 0.449 GPa, 1.060 GPa, 2.050 GPa, 57.68 °C, 130.71 °C และ 266.05 °C ตามลำดับ

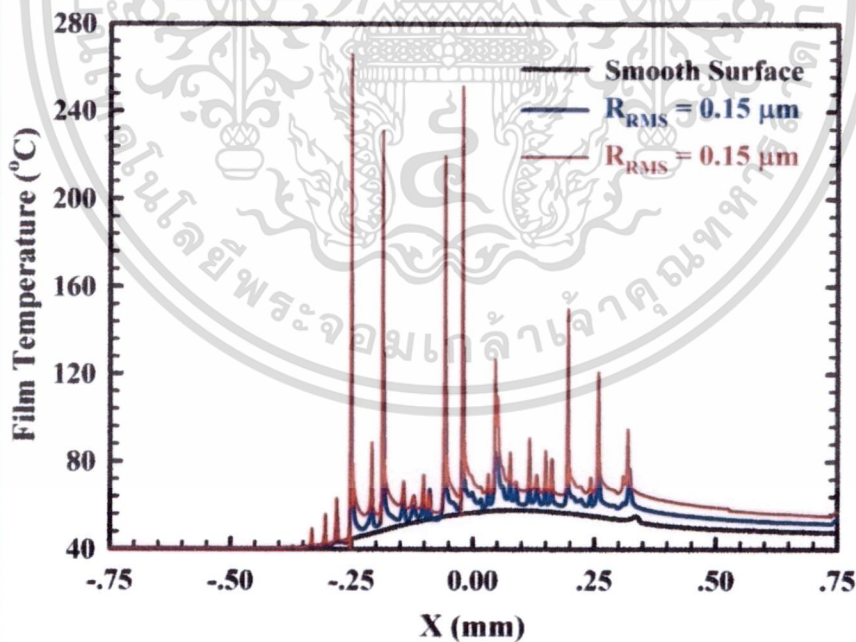


รูปที่ 4.6 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



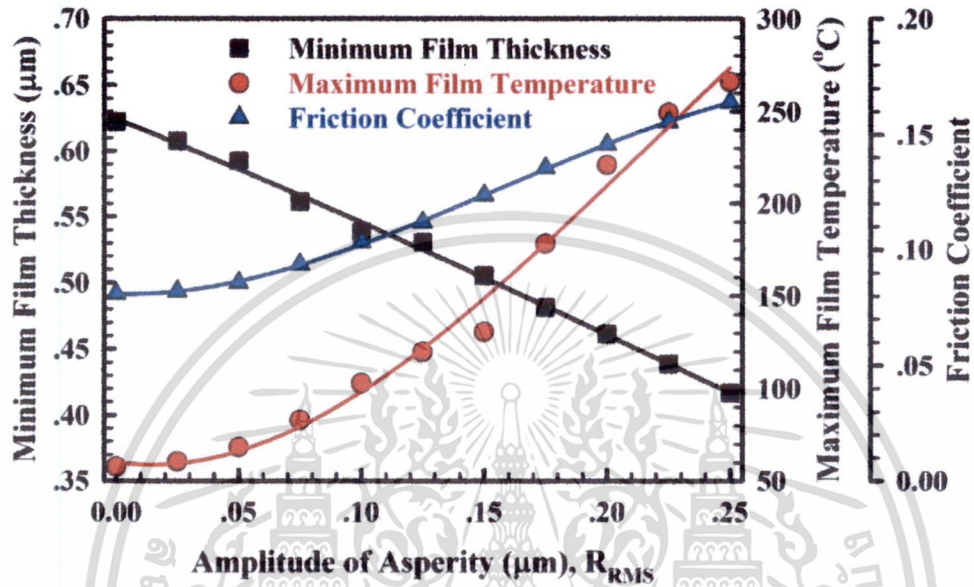
รูปที่ 4.7 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ



รูปที่ 4.8 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

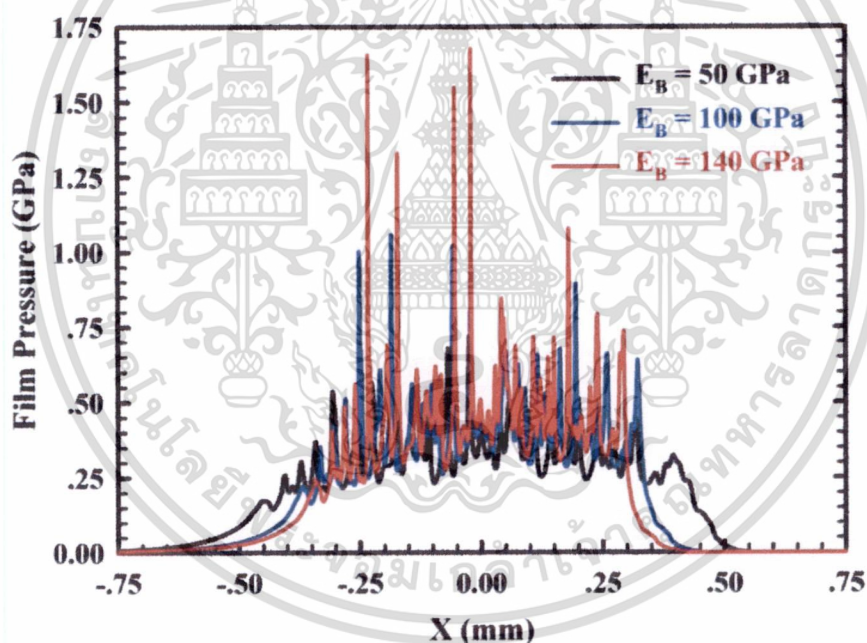
เมื่อพิจารณาที่ค่าความหยาบผิวของทรงกระบอกต่างๆ พบว่า เมื่อความหยาบของผิวทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลเนื่องจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่กวัดแกว่ง(Fluctuation) จากความหยาบของผิวทรงกระบอกที่มีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.9



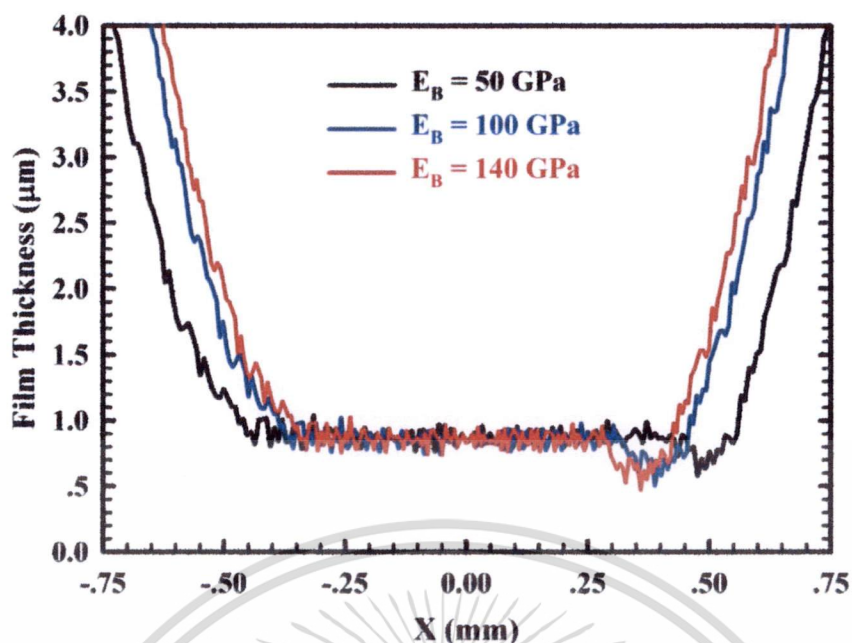
รูปที่ 4.9 แสดงการเปลี่ยนแปลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอกต่างๆ

4.2.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง

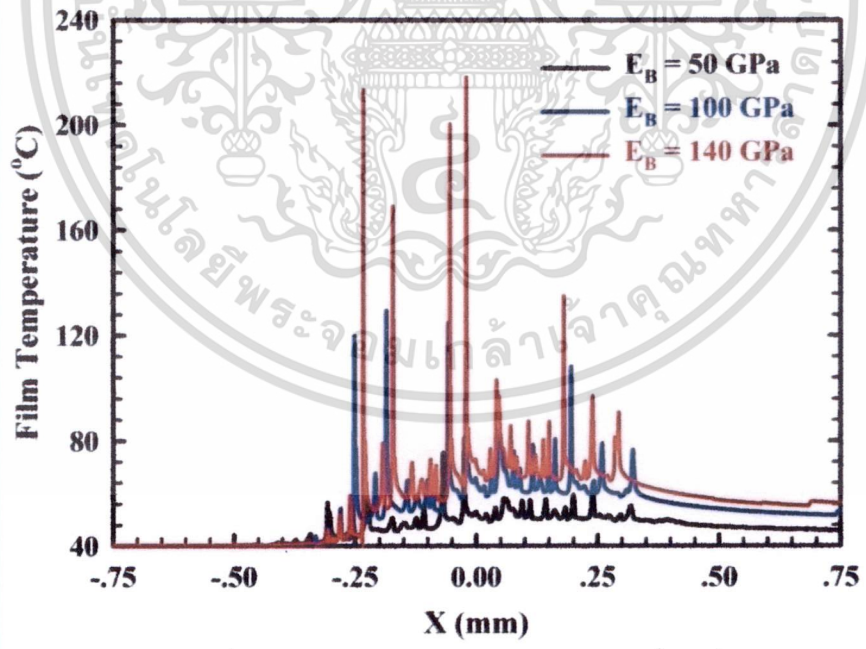
เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ สารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 พบว่า เมื่อค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความกว้างของการสัมผัสและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น การกวัดแกว่ง (Fluctuation) ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.579 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.477 \text{ mm}$, $0.506 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ และ $0.473 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.360 \text{ mm}$ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 0.561 GPa, 1.060 GPa, 1.657 GPa, 81.30 °C, 130.71 °C และ 218.48 °C ตามลำดับเมื่อค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ แสดงดังรูปที่ 4.10 รูปที่ 4.11 และรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.10 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ



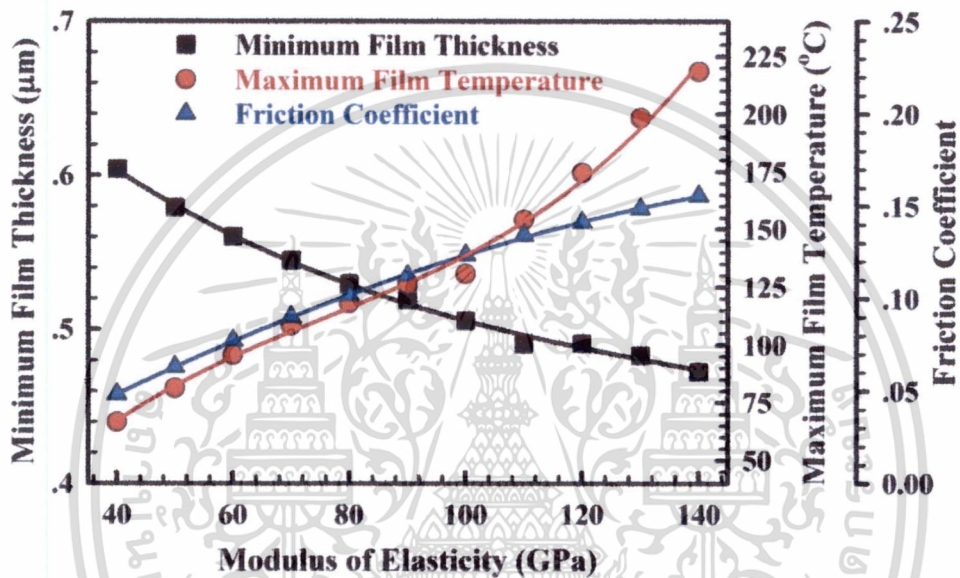
รูปที่ 4.11 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu m$ กรณีค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ



รูปที่ 4.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio= 0.50 ด้วยน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu m$ กรณีค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 140 GPa ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อพิจารณาที่ค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกต่างๆ พบว่า เมื่อค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลเนื่องจากผิวของทรงกระบอกมีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างในช่วงยืดหยุ่น (Elastic Deformation) มีค่าลดลง Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น พื้นที่รับแรงมีขนาดเล็กลง ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นตามความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความเค้นเฉือนและการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.13

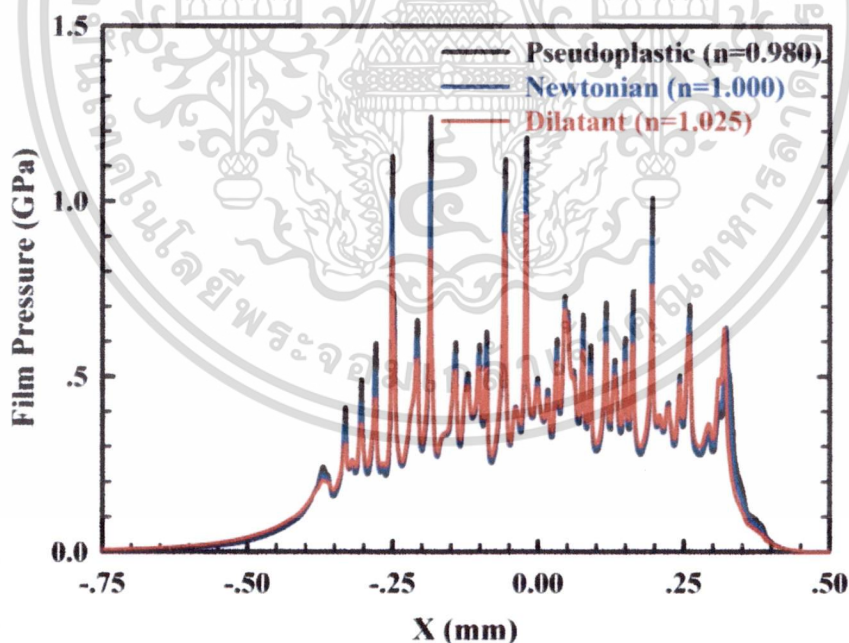


รูปที่ 4.13 แสดงการเปลี่ยนแปลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ด้วยสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอกต่างๆ

4.2.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น (Power Law Index) ที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง

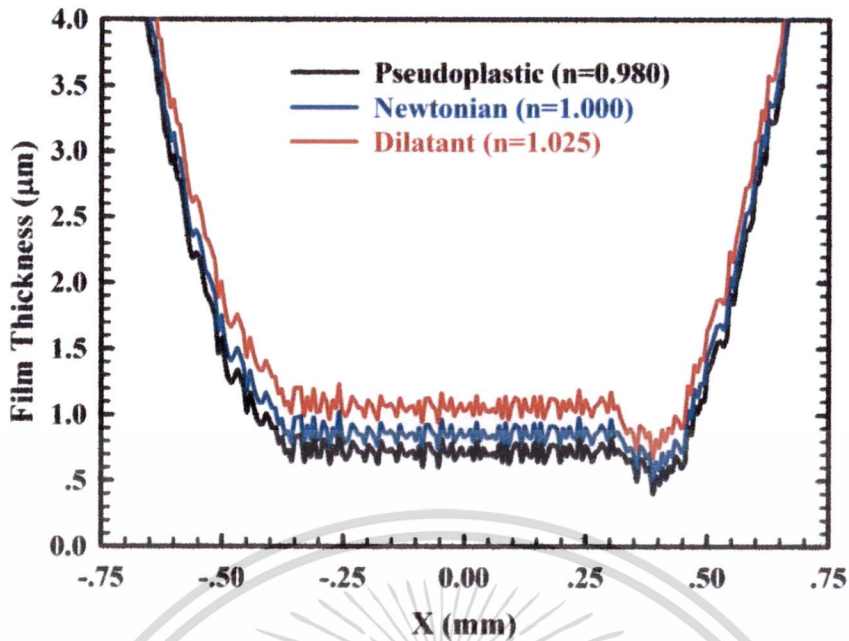
พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉื่อยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ พบว่า เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อเทียบกับสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็น Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) และ Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) เป็นผลเนื่องจากความหนืดของสารหล่อลื่น Dilatant Fluid มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีความเครียดเฉือน (Shear Strain Rate) มากกระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่น ส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง

ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.389 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$, $0.506 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ และ $0.672 \mu\text{m}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.389 \text{ mm}$ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ 1.243 GPa, 1.060 GPa, 0.864 GPa, 152.34 °C, 130.71 °C และ 113.41 °C ตามลำดับเมื่อค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980 (Pseudoplastic), 1.000 (Newtonian) และ 1.025 (Dilatant) ตามลำดับ แสดงดังรูปที่ 4.14 รูปที่ 4.15 และรูปที่ 4.16

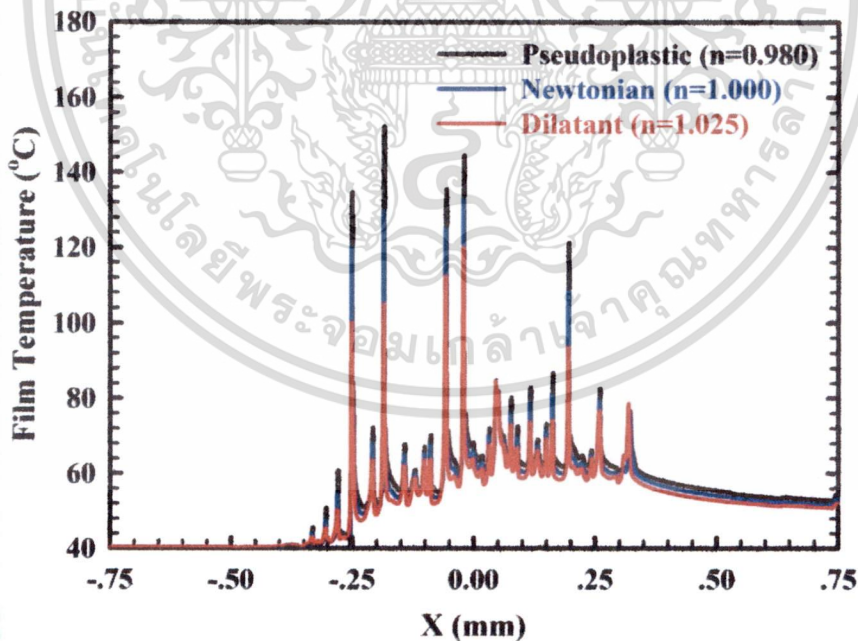


รูปที่ 4.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980 (Pseudoplastic), 1.000 (Newtonian) และ 1.025 (Dilatant) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.15 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio= 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980(Pseudoplastic), 1.000(Newtonian) และ 1.025(Dilatant) ตามลำดับ

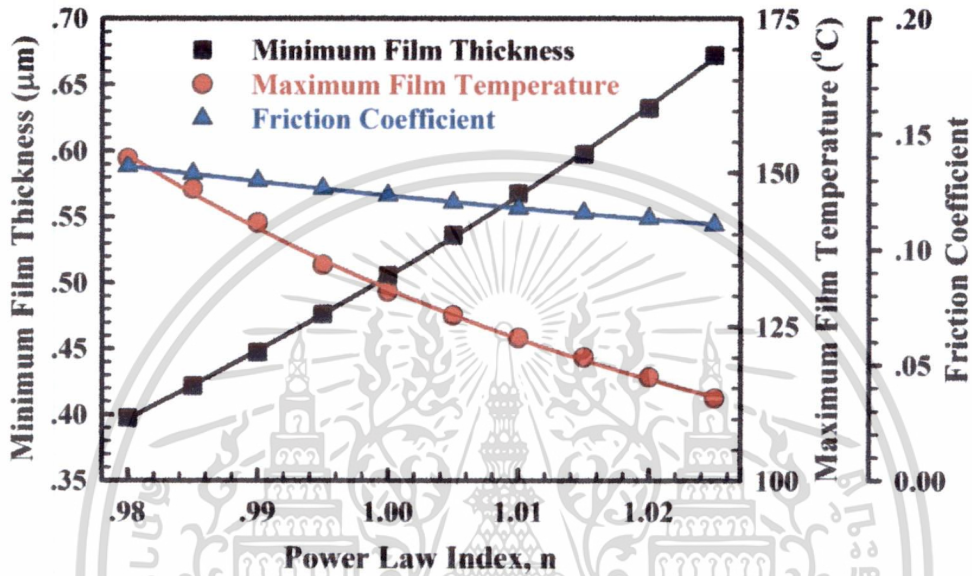


รูปที่ 4.16 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก(Radius of Curvature Sum) 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio= 0.50 ผิวของทรงกระบอกมีความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ กรณีค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.980(Pseudoplastic), 1.000(Newtonian) และ 1.025(Dilatant) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อพิจารณาที่ค่า Power Law Index ของหล่อลื่นต่างๆ พบว่า เมื่อค่า Power Law Index ของหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เป็นผลเนื่องจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นในกรณีที่เป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n > 1.000$) มีค่าเพิ่มขึ้นมีความเครียดเฉือน (Shear Strain Rate) มากกระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่น แต่ในกรณีของสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็น pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n < 1.000$) ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเมื่อมีความเครียดเฉือน (Shear Strain Rate) มากกระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 4.17



รูปที่ 4.17 แสดงการเปลี่ยนแปลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ในสภาวะที่ทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m² รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่นต่างๆ

สรุปผลการวิจัย

จากการจำลองผลการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัวเมื่อเปลี่ยนแปลงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมหล่อลื่น พบว่า

1. ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามลักษณะความหยาบของผิวทรงกระบอก โดยที่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในกรณีผิวหยาบมีค่าน้อยกว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในกรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) และเปลี่ยนแปลงตามความหยาบผิวอย่างรุนแรง

3. ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความหยาบของผิวทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น

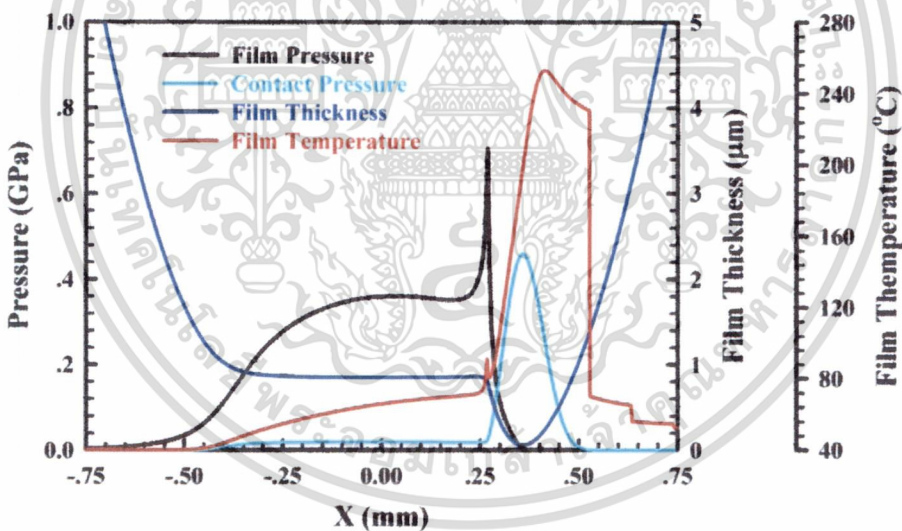
4. การเพิ่มขึ้นของค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอก ส่งผลให้ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. เมื่อค่า Power Law Index ของหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง

4.3 การหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว

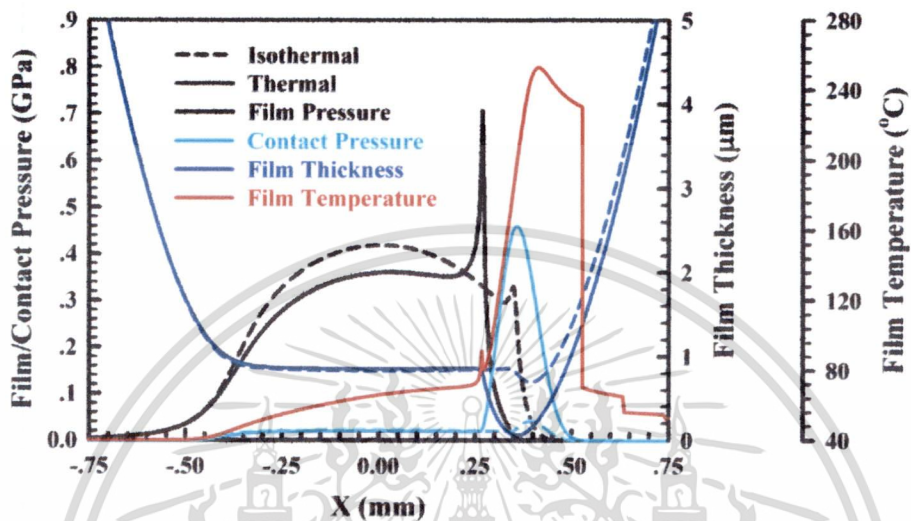
การจำลองผลการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่าลักษณะรูปร่างของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีลักษณะคล้ายระฆังคว่ำโดยมีค่า Pressure Spike ที่ตำแหน่ง $x = +0.269 \text{mm}$ โดยมีค่าความดันฟิล์มสูงสุดเท่ากับ 0.705 GPa โดยที่ตำแหน่ง $x = +0.359 \text{mm}$ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุด แต่ความดันของการสัมผัส (Contact Pressure) มีค่าสูงสุด โดยมีค่าเท่ากับ $0.063 \mu\text{m}$ และ 0.460 GPa ตามลำดับ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงสุดเท่ากับ $253.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ที่ตำแหน่ง $x = +0.415 \text{mm}$ เนื่องจากผลของการผลิตพลังงานความร้อนจากความเสียดทาน (Friction Heating) และจากผลของ Shear Stress (Shear Heating) แสดงดังรูปที่ 4.18



รูปที่ 4.18 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90

การจำลองผลของการหล่อลื่นแบบผสม เมื่อคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและไม่คิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ซึ่งพบว่าค่า Pressure Spike และความดันของการสัมผัสมีค่าสูงกว่า แต่ค่าความดันฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัสและความหนาไม่ต่างกันใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยกว่า เมื่อคิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิสารหล่อลื่น โดยค่า Pressure Spike ความดันฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลาง ความดันของการสัมผัสสูงสุด และความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ในกรณีไม่คิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและคิดการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเท่ากับ 0.329 GPa, 0.705 GPa, 0.419 GPa, 0.360 GPa, 0.460 GPa, 0.042 GPa, 0.694 μm และ 0.063 μm ตามลำดับ แสดงดังรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยด้วยหล่อลื่น SAE-90 เมื่อไม่คิดผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

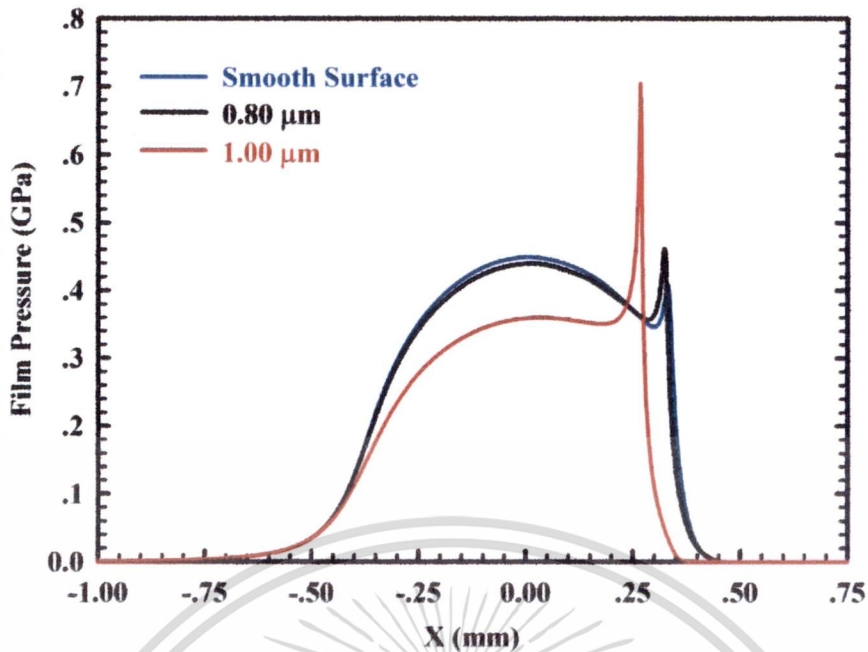
4.4 ปัจจัยต่างๆที่มีผลการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว

เมื่อพิจารณาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสมเมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เช่น ขนาดของความหยาบผิว ค่า Modulus of Elasticity ของทรงกระบอก ชนิดของสารหล่อลื่น และอื่นๆ จะได้ว่า

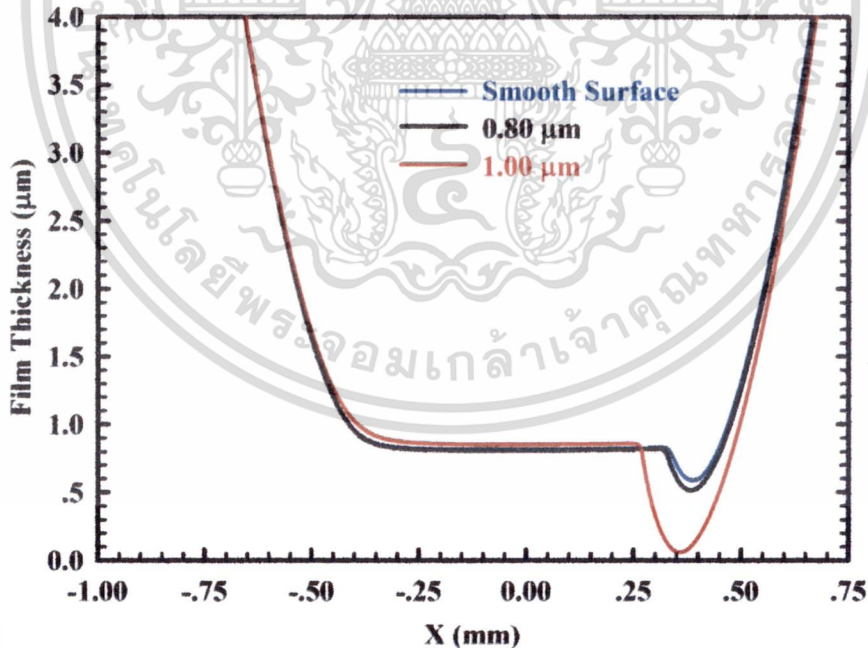
4.4.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอกต่อการหล่อลื่นแบบผสม

เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของผิวทรงกระบอก กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m² รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่า เมื่อความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่ค่า Pressure Spike มีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.20 เนื่องจากเมื่อความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ภาระที่รองรับจากความหยาบผิวของทรงกระบอกเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ภาระที่สารหล่อลื่นได้รับลดลงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลงและความดันของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่การเพิ่มของการรับภาระของความหยาบผิวของทรงกระบอกเป็นผลให้การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าลดจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น จึงทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.21 รูปที่ 4.22 และ รูปที่ 4.23 โดยที่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และความดันของการสัมผัสสูงสุด เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ มีค่าเท่ากับ 0.449 GPa, 0.440 GPa, 0.359 GPa, 0.589 μm , 0.516 μm , 0.063 μm , 62.60 $^{\circ}\text{C}$, 66.53 $^{\circ}\text{C}$, 253.15 $^{\circ}\text{C}$, 0.038 GPa และ 0.460 GPa ตามลำดับ

เมื่อพิจารณารูปที่ 4.24 และรูปที่ 4.25 พบว่าเมื่อความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าน้อยกว่า 0.70 μm ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหยาบผิว มีค่าใกล้เคียงกันและเมื่อความหยาบผิวมีค่าเพิ่มขึ้น พฤติกรรมการหล่อลื่นจะเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็ว เป็นผลเนื่องจากเมื่อความหยาบผิวมีค่าน้อยกว่าความหนาฟิล์มมาก ผลของความหยาบผิวจะมีค่าน้อยมากแต่เมื่อความหยาบผิวมีค่าใกล้เคียงหรือมากกว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ผลจากความหยาบผิวจะมีผลอย่างมากกับพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสม

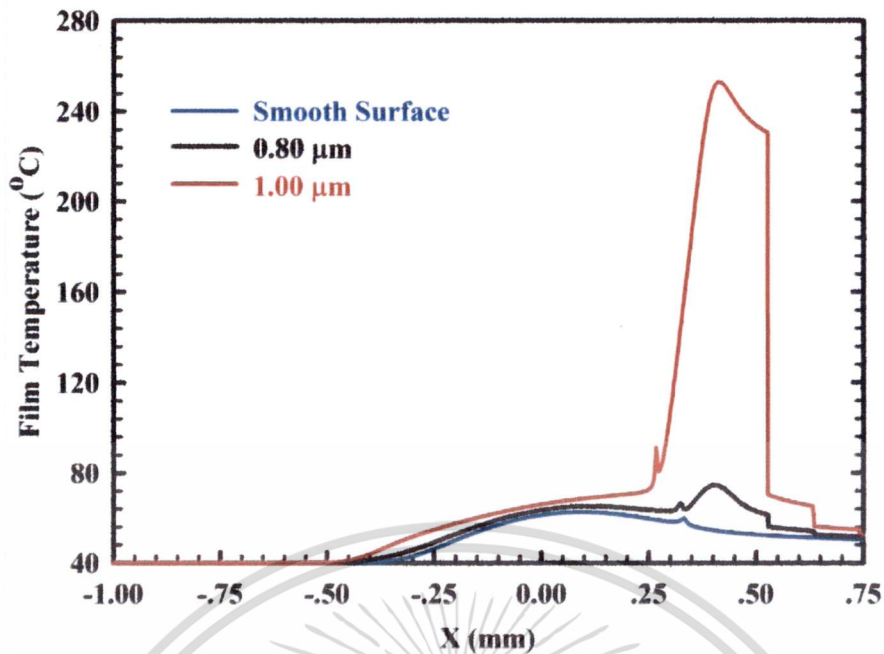


รูปที่ 4.20 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

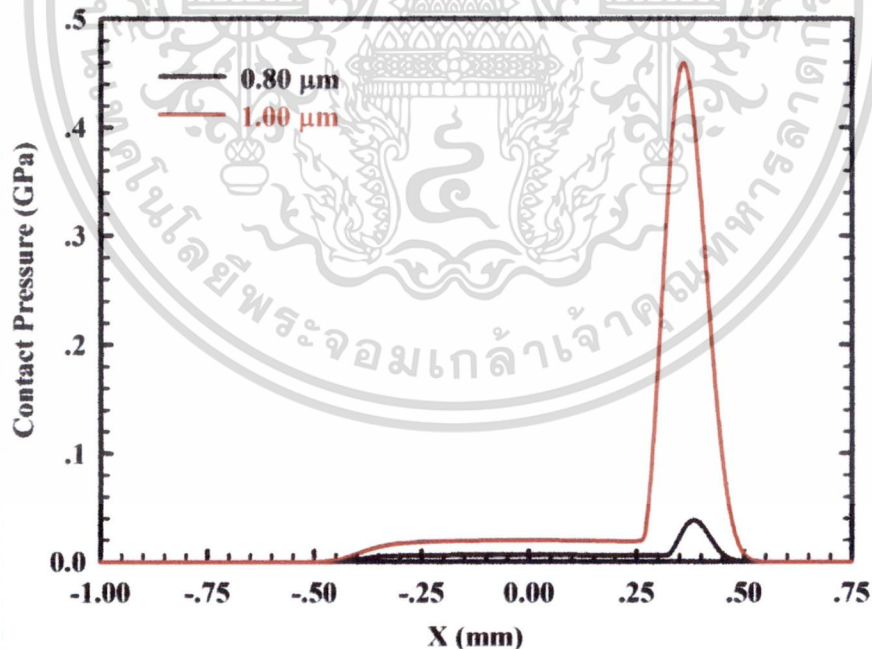


รูปที่ 4.21 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

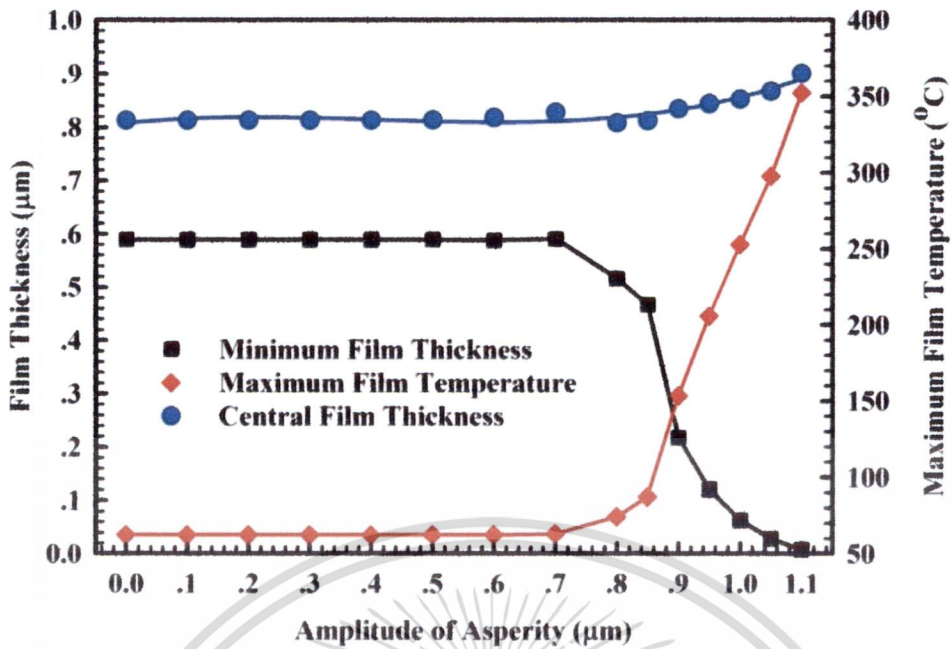


รูปที่ 4.22 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

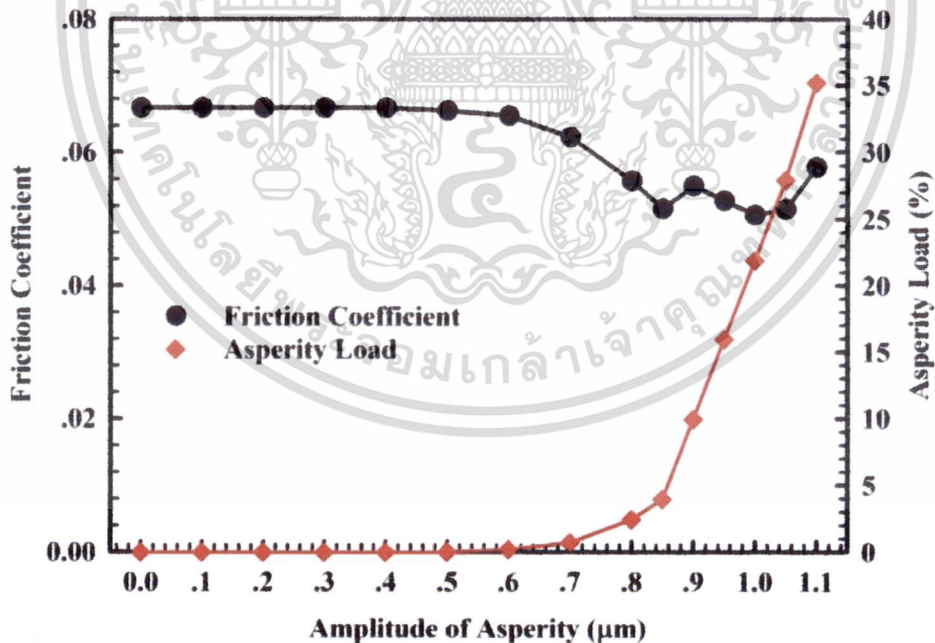


รูปที่ 4.23 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities= 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและความหยาบผิวของทรงกระบอกเท่ากับ $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.24 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities=10¹¹ m⁻² ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอก



รูปที่ 4.25 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิว(Asperity Load) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5, Radius of Asperities=1.0 μm และ Density of Asperities=10¹¹ m⁻² ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอก

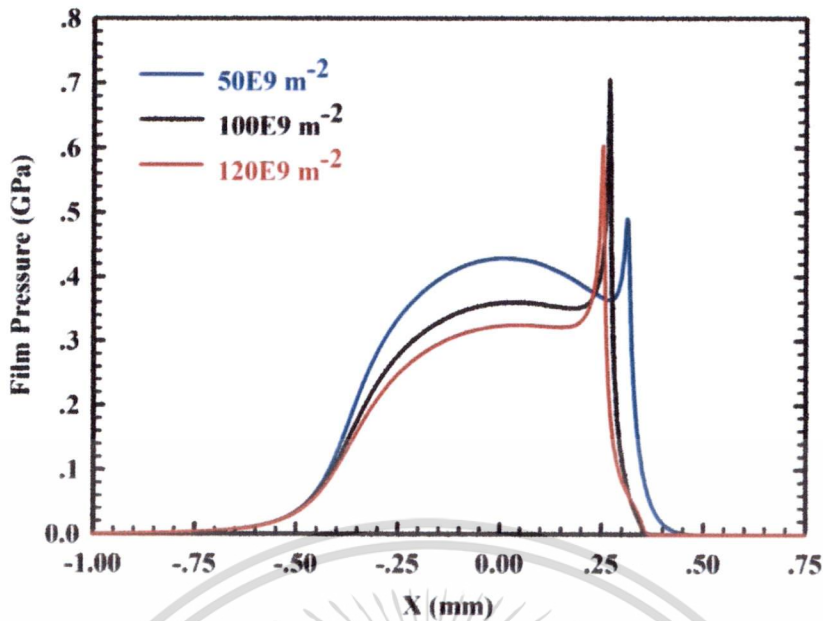
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)ของทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

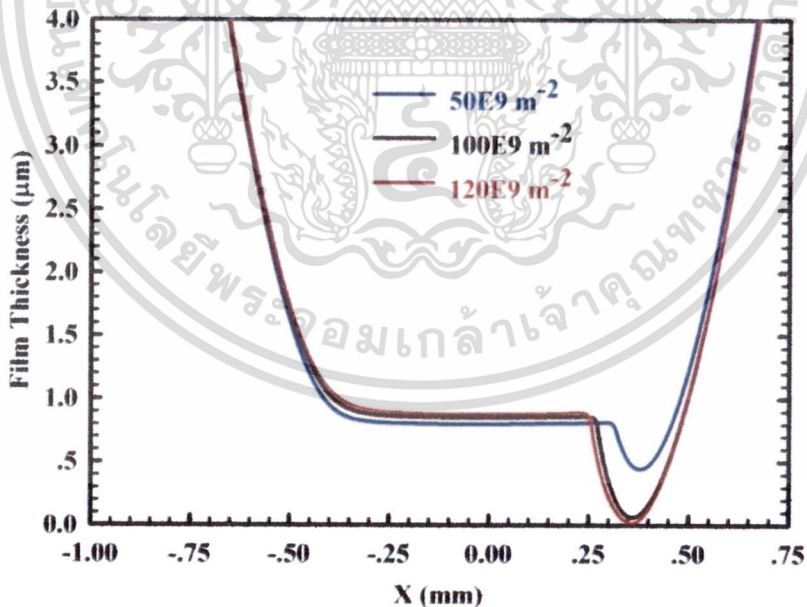
เมื่อค่าความหนาแน่นของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น กรณีทรงกระบอก รับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่นหล่อลื่น SAE-90 พบว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง เนื่องจากพื้นที่ในการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลให้ภาระที่สารหล่อลื่นได้รับมีค่าลดลง โดยที่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.429 GPa, 0.359 GPa และ 0.324 GPa เมื่อค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับแสดงดังรูปที่ 4.26

อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นแต่ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงเมื่อค่าความหนาแน่นของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลเนื่องจากภาระที่เพิ่มขึ้นของความหยาบผิวของทรงกระบอกเป็นผลให้การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าลดลงจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น จึงทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลด แสดงดังรูปที่ 4.27 รูปที่ 4.28 และ รูปที่ 4.29 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.448 \mu\text{m}$, $0.063 \mu\text{m}$ และ $0.019 \mu\text{m}$ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ $89.91 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $253.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $323.07 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.061 GPa, 0.460 GPa และ 0.628 GPa เมื่อค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ

ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.30 การรับภาระของความหยาบผิวมีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานช่วงแรกมีค่าลดลง จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้น ภาระที่ความหยาบผิวได้รับเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.31

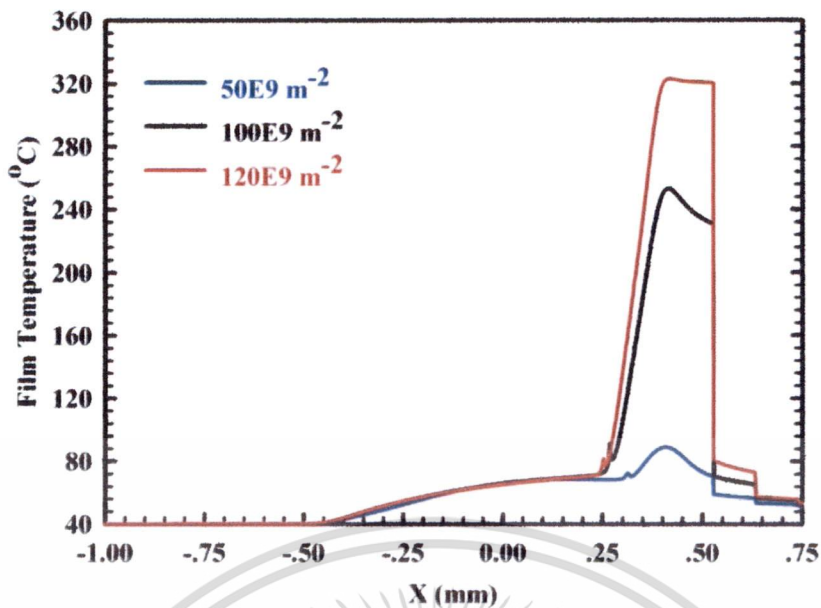


รูปที่ 4.26 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ

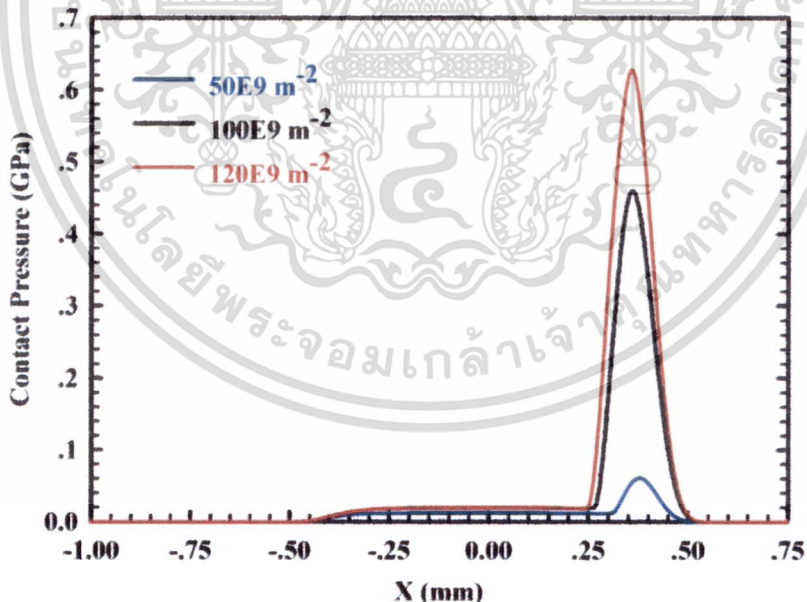


รูปที่ 4.27 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ

เอกสารที่ส่งวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

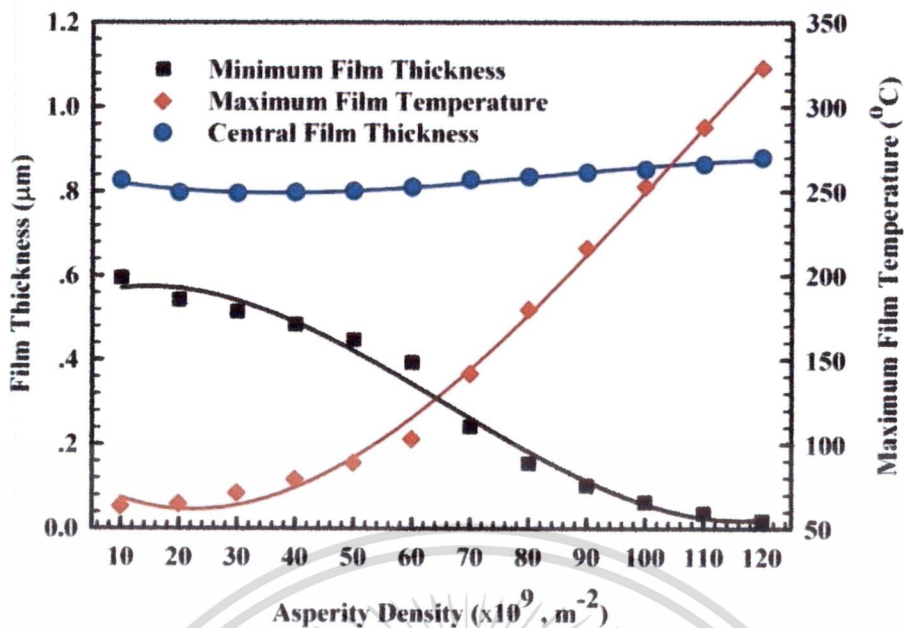


รูปที่ 4.28 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ

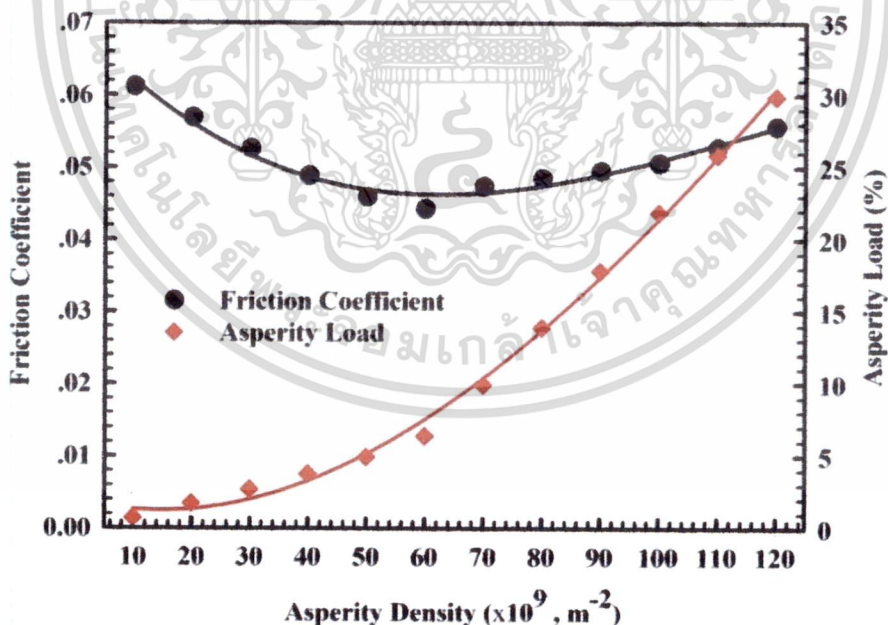


รูปที่ 4.29 แสดงความดันของการสัมผัส(Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ $50 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$, $100 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ และ $120 \times 10^9 \text{ m}^{-2}$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.30 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{rms} = 1.0 \mu m$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperity) ของทรงกระบอก



รูปที่ 4.31 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิว (Asperity Load) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 และ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{rms} = 1.0 \mu m$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperity) ของทรงกระบอก

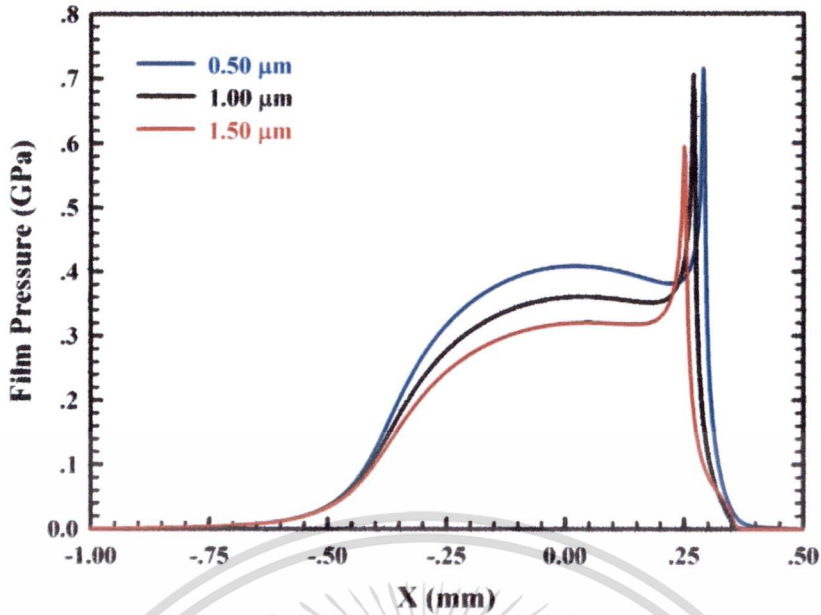
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.3 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities)ของทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

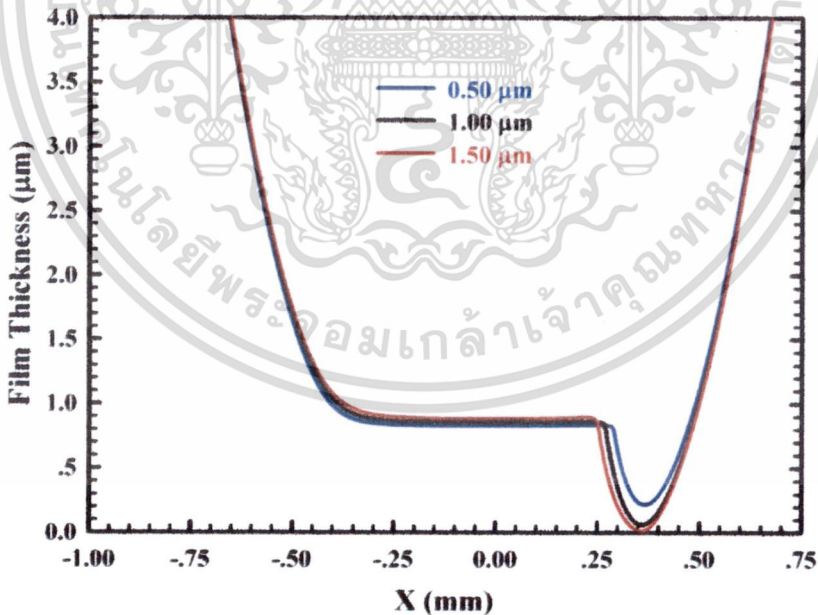
เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ค่า Pressure Spike มีค่าลดลงและเลื่อนเข้าตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส เนื่องจากเมื่อรัศมีของความหยาบผิวเพิ่มขึ้นการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.408 GPa, 0.359 GPa และ 0.319 GPa เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับแสดงดังรูปที่ 4.32

ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อรัศมีของความหยาบผิวเพิ่มขึ้นการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลเนื่องจากภาระที่เพิ่มขึ้นของความหยาบผิวของทรงกระบอกเป็นผลให้การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าลดลงจากการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น จึงทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ความดันของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.33 รูปที่ 4.34 และ รูปที่ 4.35 ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.222 μm , 0.063 μm และ 0.015 μm อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 147.58 °C, 253.15 °C และ 331.76 °C ความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.197 GPa, 0.460 GPa และ 0.647 GPa เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ

รูปที่ 4.36 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด เมื่อเปลี่ยนแปลงค่ารัศมีของความหยาบผิวของทรงกระบอก พบว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดเมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น การรับภาระของความหยาบผิวและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.37

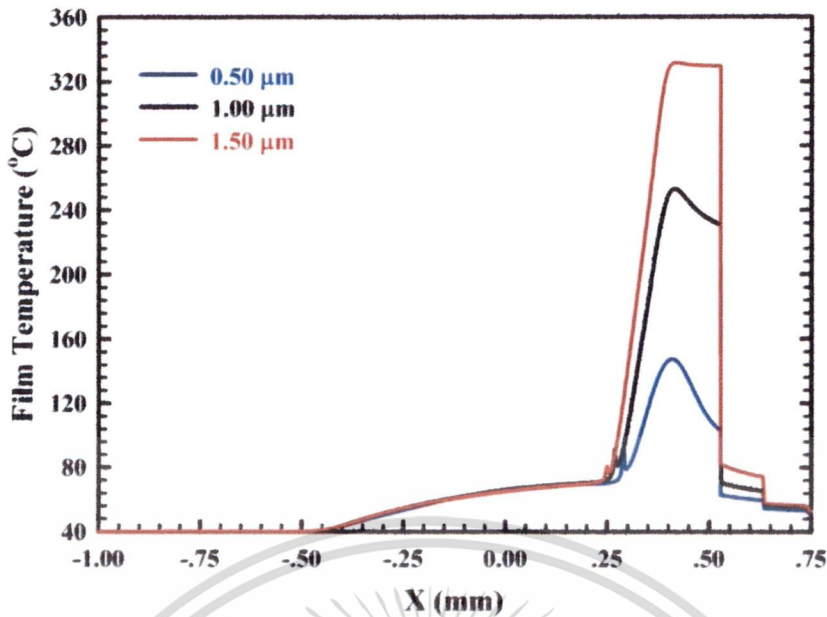


รูปที่ 4.32 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ

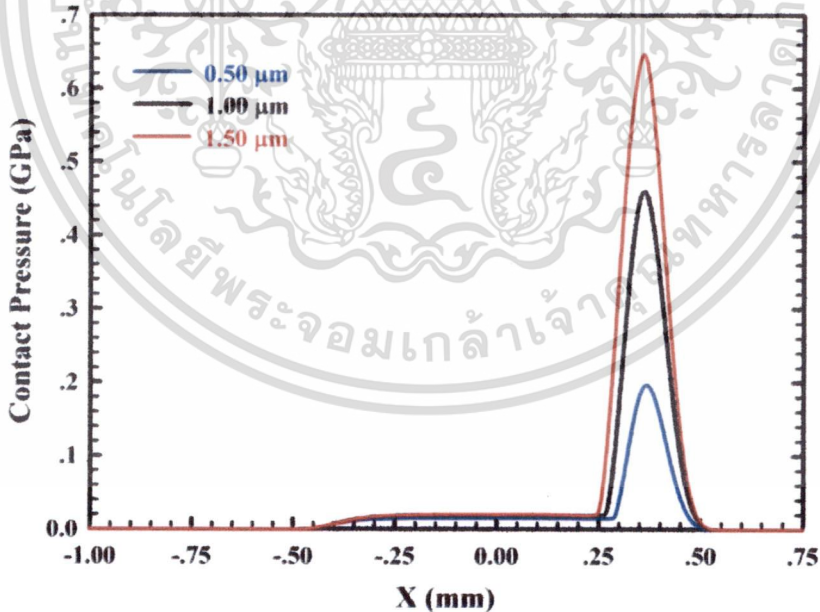


รูปที่ 4.33 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

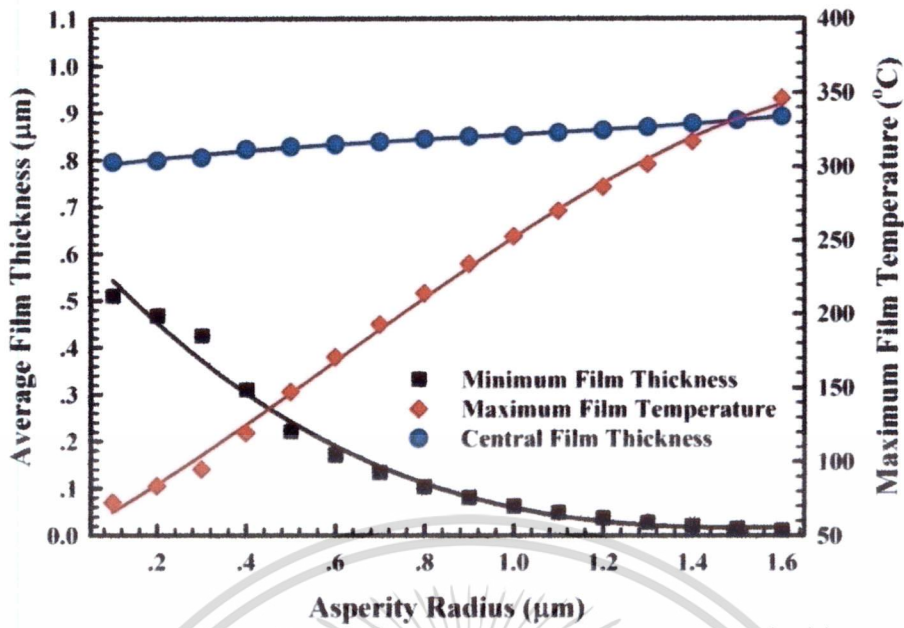


รูปที่ 4.34 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ

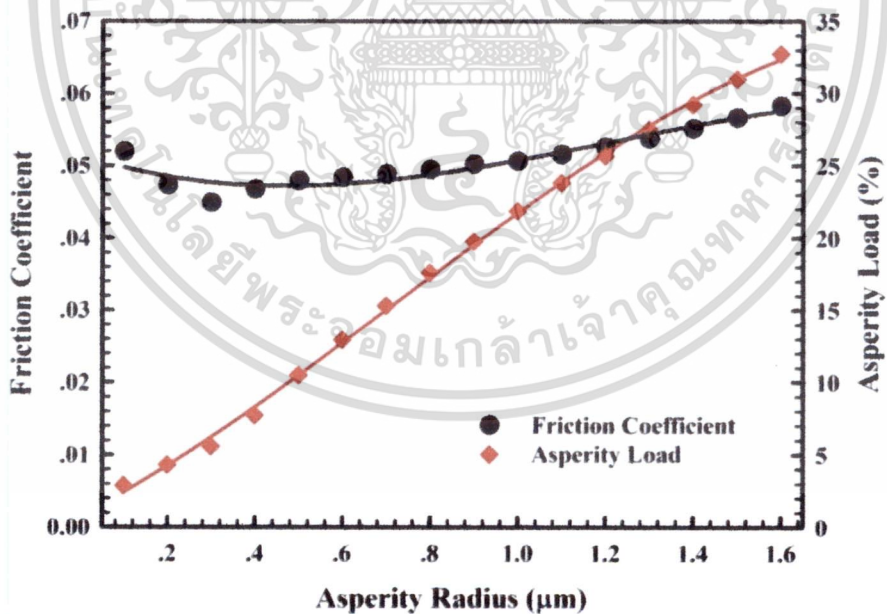


รูปที่ 4.35 แสดงความดันของการสัมผัส (Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 g เมื่อค่ารัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperity) ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.50 μm , 1.00 μm และ 1.50 μm ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.36 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity)ของทรงกระบอก



รูปที่ 4.37 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหยาบผิว กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อเปลี่ยนแปลงค่ารัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperity)ของทรงกระบอก

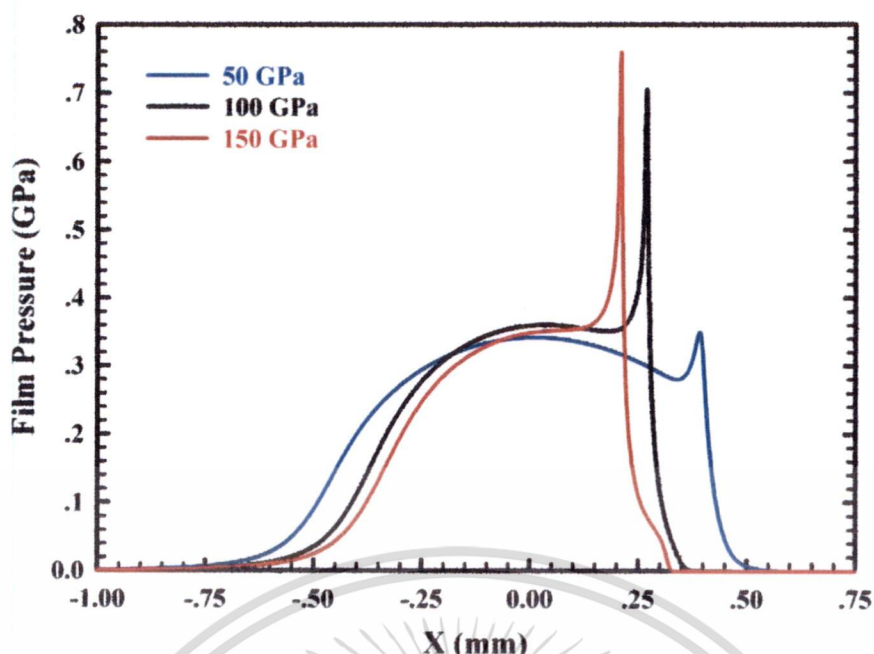
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.4 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่า Young Modulus ของทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

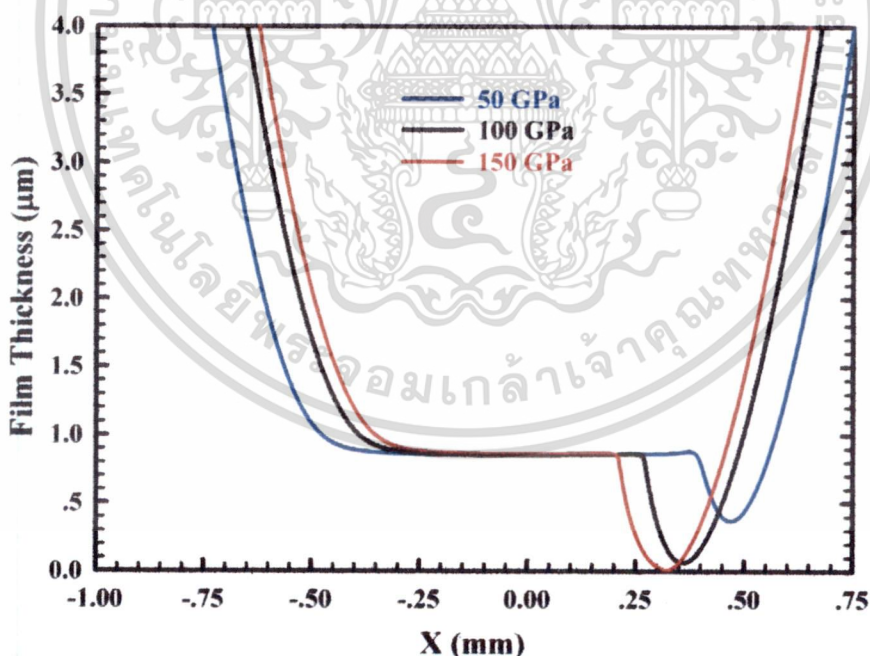
เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 การเพิ่มขึ้นของค่า Young Modulus ของทรงกระบอก เป็นผลให้ความกว้างของการสัมผัสหรือพื้นที่รับแรงของผิวสัมผัส และการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของผิวสัมผัสมีค่าลดลง ทำให้ Pressure Spike อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัส มีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและความกว้างของการสัมผัสมีค่าลดลง ตำแหน่งที่เกิดความดันฟิล์มสูงสุดมีค่าเลื่อนเข้าใกล้ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมากขึ้น เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 4.38 รูปที่ 4.39 รูปที่ 4.40 และ รูปที่ 4.41

ตำแหน่งที่เกิด Pressure Spike มีค่าเท่ากับ 0.382 mm, 0.329 mm และ 0.282 mm ค่า Pressure Spike มีค่าเท่ากับ 0.351 GPa, 0.705 GPa และ 0.760 GPa ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.371 \mu\text{m}$, $0.063 \mu\text{m}$ และ $0.011 \mu\text{m}$ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ $106.30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $253.15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $337.60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.109 GPa, 0.460 GPa และ 0.642 GPa เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ

ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าไม่เปลี่ยนแปลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด การรับภาระของความหยาบผิวและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 4.42 และรูปที่ 4.43

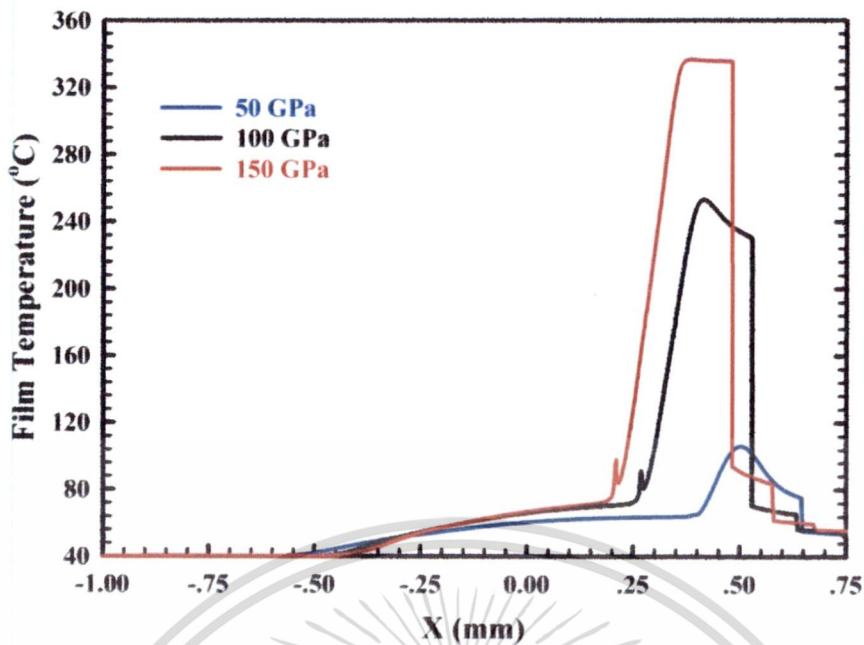


รูปที่ 4.38 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum= 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ

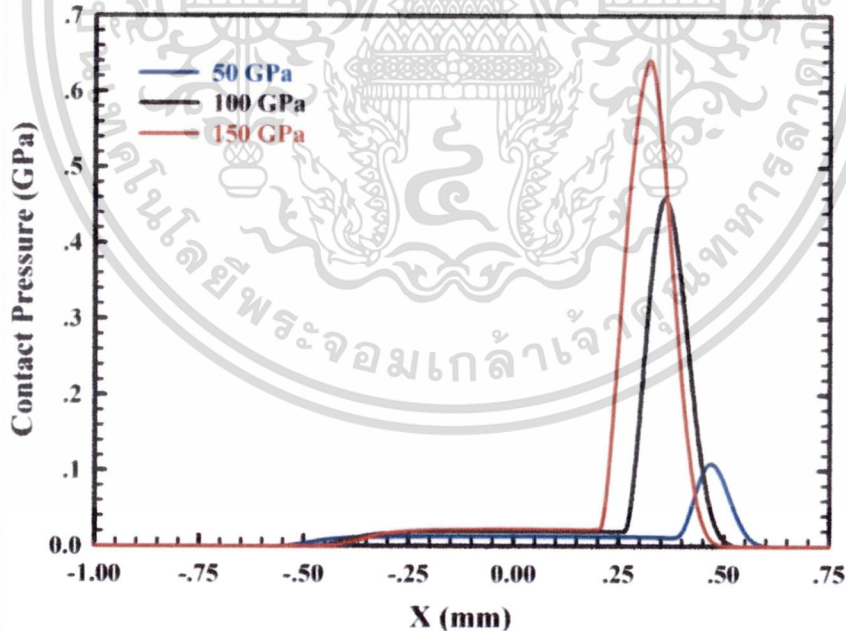


รูปที่ 4.39 แสดง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum= 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

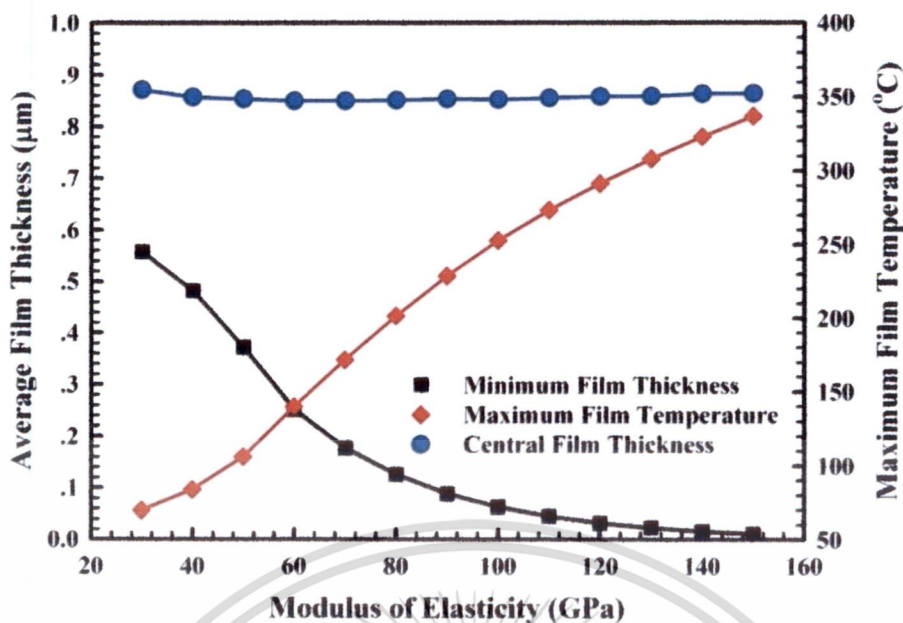


รูปที่ 4.40 แสดง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum= 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ

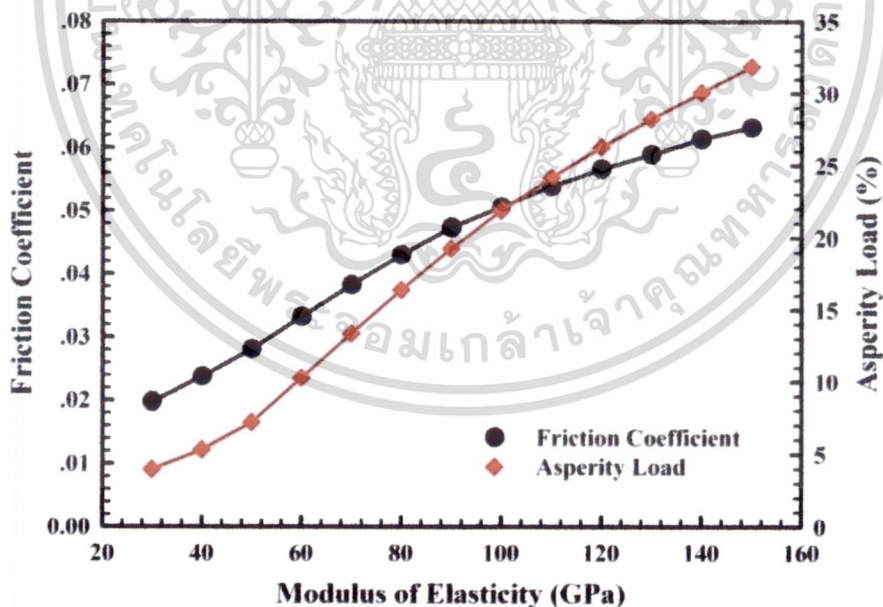


รูปที่ 4.41 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m , Radius of Curvature Sum= 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 50 GPa, 100 GPa และ 150 GPa ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.42 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Young Modulus ของทรงกระบอก



รูปที่ 4.43 แสดง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิว (Asperity Load) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Young Modulus ของทรงกระบอก

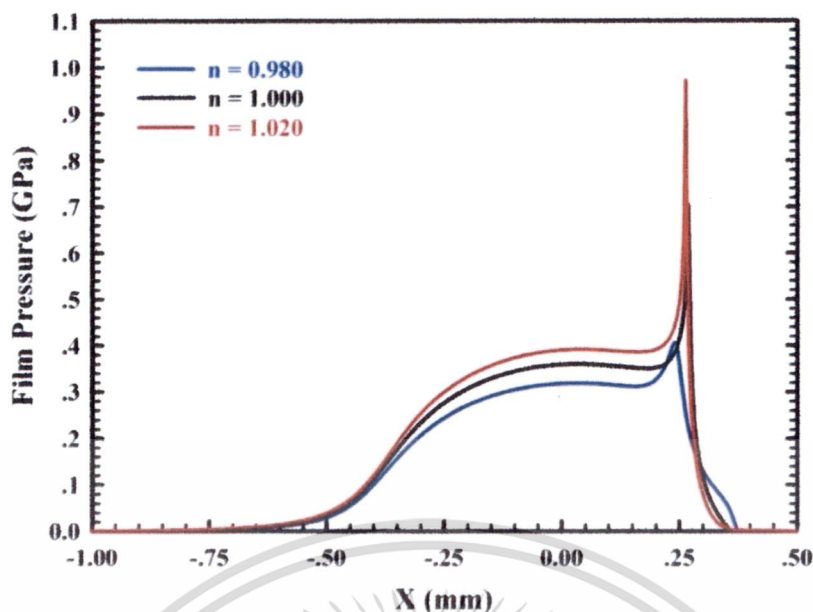
การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น(Power Law Index) ที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

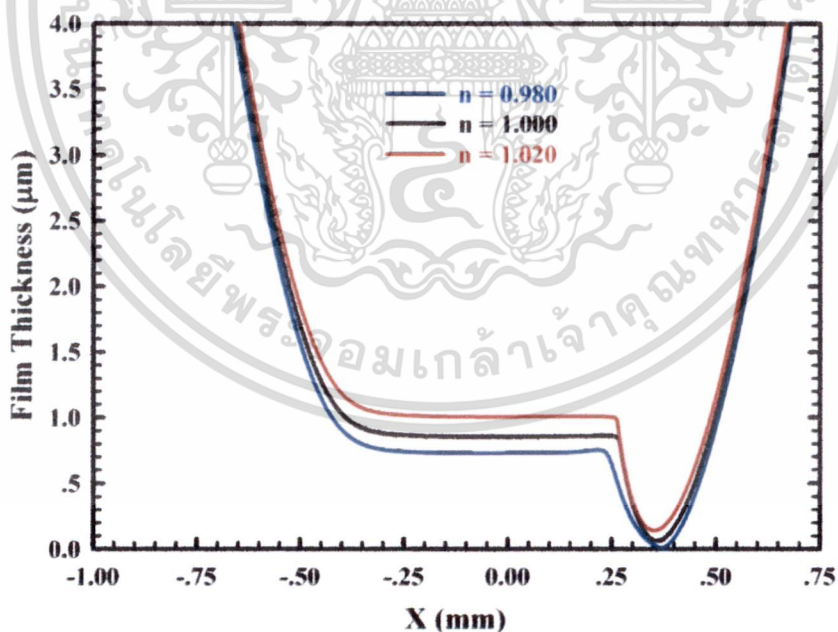
ค่า Power Law Index เป็นตัวบ่งชี้ถึงคุณสมบัติของของไหล โดยที่ของไหลที่มีค่า Power Law Index น้อยกว่า 1.0 ของไหลนั้นจะมีคุณสมบัติเป็นของไหลแบบ Pseudoplastic Fluid คือ ความหนืดของของไหลจะมีค่าลดลงเมื่อมีแรงเฉือนมากระทำกับของไหลนั้น ของไหลนิวโตเนียนเป็นของไหลที่มีค่า Power Law Index เท่ากับ 1.0 ความหนืดของของไหลนิวโตเนียนมีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับแรงเฉือนที่มากระทำ ส่วนของไหลที่มีค่า Power Law Index มากกว่า 1.0 เรียกว่า Dilatant Fluid ความหนืดของของไหลมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีแรงเฉือนมากระทำ

จากรูปที่ 4.44 และรูปที่ 4.45 เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} ในกรณีที่เป็น Dilatant Fluid ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้นจากแรงเฉือนที่มากระทำ เป็นผลให้การรับภาระของความหยาบผิวมีค่าลดลง การรับภาระของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Power Law Index เพิ่มขึ้น ผลจากความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้น จากค่า Power Law Index ที่เพิ่มขึ้น เป็นผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง เมื่อค่า Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.46 และรูปที่ 4.47

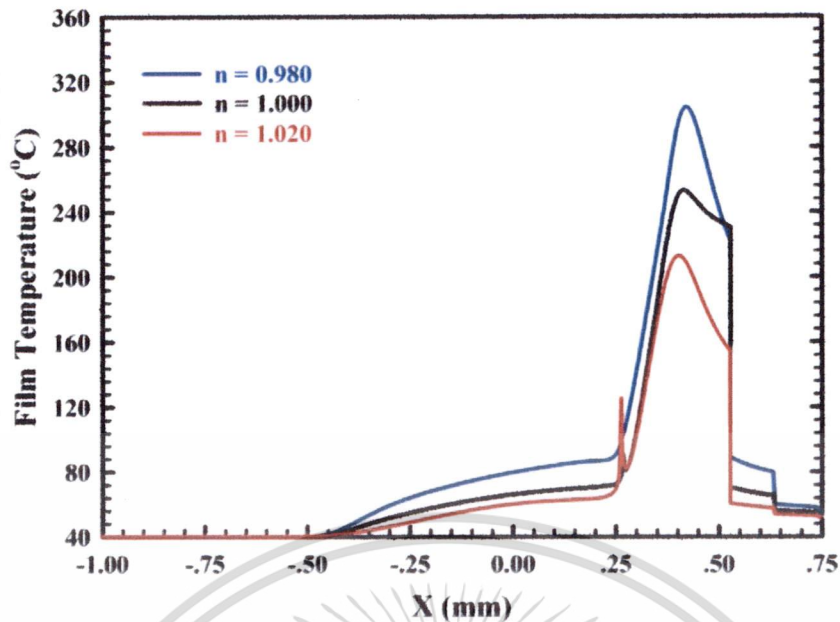
ผลจากค่า Power Law Index ที่มีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าลดลง เป็นผลเนื่องมาจากค่า Shear Strain Rate ค่าความหนืด และความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.48 และรูปที่ 4.49



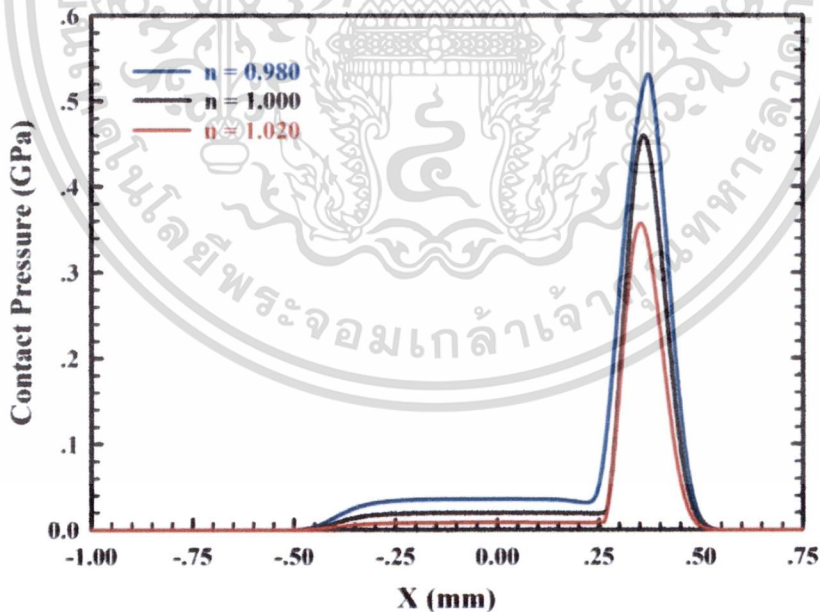
รูปที่ 4.44 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid ($n=0.980$), Newtonian Fluid ($n=1.000$) และ Dilatant Fluid ($n=1.0250$) ตามลำดับ



รูปที่ 4.45 แสดง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid ($n=0.980$), Newtonian Fluid ($n=1.000$) และ Dilatant Fluid ($n=1.0250$) ตามลำดับ นั้น ไม่น่าจะถูกต้องให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



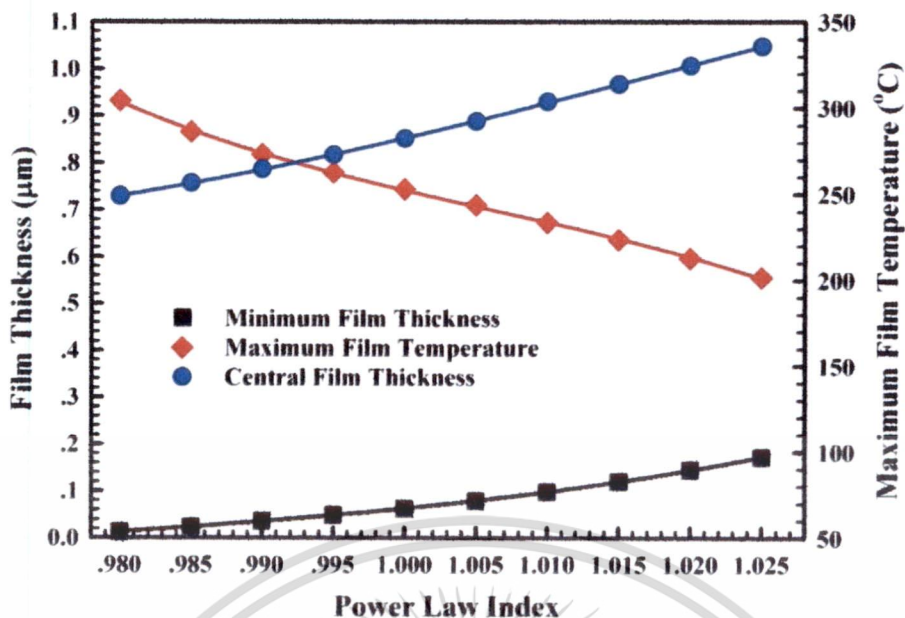
รูปที่ 4.46 แสดง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid($n=0.980$), Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Dilatant Fluid($n=1.0250$) ตามลำดับ



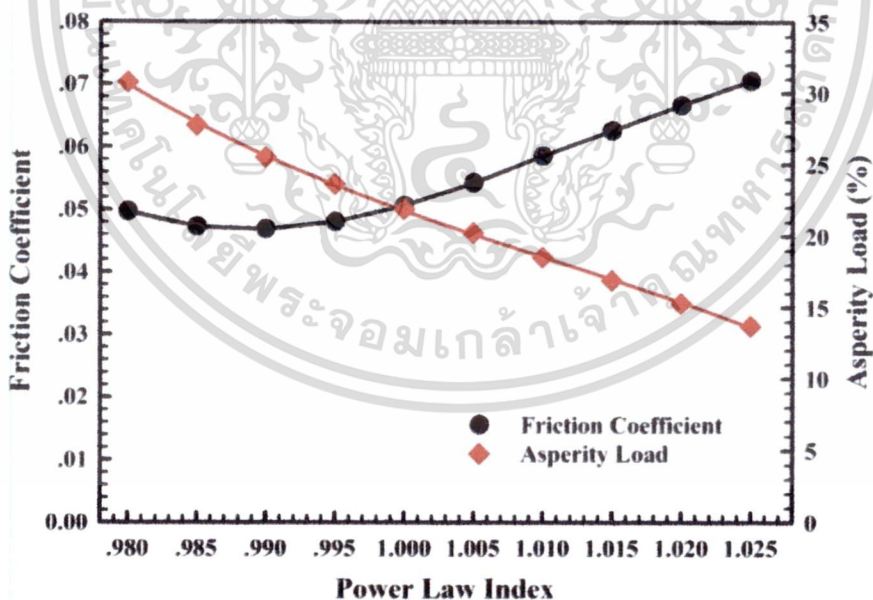
รูปที่ 4.47 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว(Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11}m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid($n=0.980$), Newtonian Fluid($n=1.000$) และ Dilatant Fluid($n=1.0250$) ตามลำดับ

นอกจากนี้ยังมีการศึกษาในด้านการศึกษาเชิงทฤษฎีและการทดลองเกี่ยวกับผลกระทบของพารามิเตอร์ต่างๆที่มีต่อประสิทธิภาพของระบบหล่อลื่น ซึ่งการศึกษานี้จะช่วยในการออกแบบและเลือกใช้อุปกรณ์หล่อลื่นที่เหมาะสมที่สุดสำหรับงานที่ต้องการ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.48 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่น



รูปที่ 4.49 แสดง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและภาระที่รองรับโดยความหยาบผิว (Asperity Load) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m, รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm, ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio=0.5 ความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities) เท่ากับ 10^{11} m^{-2} และรัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ความหยาบผิวของทรงกระบอก $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่า Power Law Index ของสารหล่อลื่น

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของสถาบันวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปผลการวิจัย

จากการจำลองผลพฤติกรรมกรรมการหล่อลื่นแบบผสม เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid Lubricant โดยเปลี่ยนแปลงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมกรรมการหล่อลื่นแบบผสม พบว่า

1. ค่า Pressure Spike และความดันของการสัมผัสมีค่าสูงเพิ่มขึ้น แต่ค่าความดันฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัสและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงกว่า เมื่อคิดผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น
2. อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าบางมาก เนื่องมาจากเนื่องจากผลของจากการผลิตพลังงานความร้อนจากความเสียดทาน (Friction Heating) และจากผลของ Shear Stress (Shear Heating)
3. ความหนาผิวของทรงกระบอกมีผลอย่างรุนแรงต่อ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และการรับภาระของความหนาผิว แต่ที่ความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าน้อยกว่า $0.70 \mu\text{m}$ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหนาผิว มีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย
4. ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และการรับภาระของความหนาผิวมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความหนาแน่นของความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์ความเสียดทานช่วงแรกมีค่าลดลง จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระที่ความหนาผิวได้รับเพิ่มขึ้นเมื่อความหนาแน่นของความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น
5. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด การรับภาระของความหนาผิวและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อคาร์ตัมของความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น
6. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และการรับภาระของความหนาผิวมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นจากนั้นจึงมีค่าค่อนข้างคงที่ เมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกเพิ่มขึ้น
7. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นในช่วงแรกและลดลงเมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่ามากกว่า 0.50 m/s สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงจากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของผิวทรงกระบอกมีค่ามากกว่า 0.40 m/s การรับภาระของความหนาผิวมีค่าลดลงเมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น และมีค่าคงที่เมื่อความเร็วของผิวทรงกระบอกมีค่ามากกว่า 0.70 m/s
8. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด การรับภาระของความหนาผิวและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าลดลงเมื่อขนาดของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

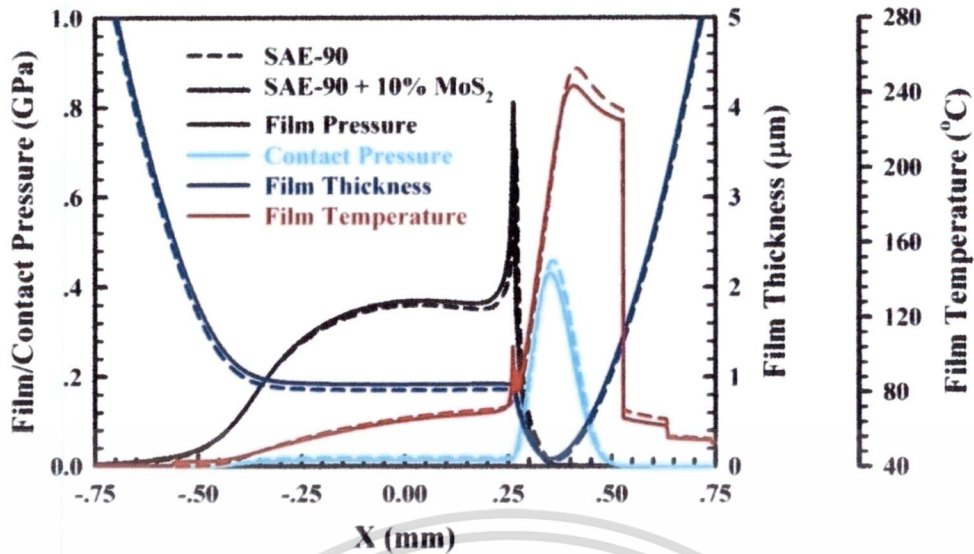
9. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและการรับภาระของความหยาบผิว มีค่าลดลง เมื่อความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น
10. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าไม่เปลี่ยนแปลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด การรับภาระของความหยาบผิวและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่า Young Modulus ของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น
11. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าไม่เปลี่ยนแปลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด การรับภาระของความหยาบผิวและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่า Slip/Slide Ratio มีค่าเพิ่มขึ้น
12. ผลจากค่า Power Law Index ที่มีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าลดลง

4.5 การหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัวเมื่อผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS_2 ลงไปในสารหล่อลื่น SAE-90

จะเห็นได้ว่าการหล่อลื่นแบบผสม การถูครูดกันของผิวสัมผัสทำให้เกิดความร้อนชั้นสูง อุณหภูมิของสารหล่อลื่นมีค่าสูงมาก รวมทั้งความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่แยกผิวสัมผัสออกจากกัน มีความบางมาก เป็นสาเหตุให้เกิดการสึกหรอหรือความเสียหายต่ออุปกรณ์ เพื่อเป็นการลดโอกาสที่จะเกิดความเสียหายดังกล่าว จึงได้ศึกษาวิธีการลดความเสียหายที่จะเกิดขึ้นด้วยการเติมสารหล่อลื่นของแข็งผสมลงไปในน้ำมัน ซึ่งจะช่วยให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นระหว่างผิวสัมผัสหนาขึ้นและยังทำให้อุณหภูมิของสารหล่อลื่นมีค่าลดลงด้วย

การจำลองผลการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว เมื่อทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m^2 รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิวเท่า $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิวเท่ากับ 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เปรียบเทียบกับเมื่อสารหล่อลื่นเป็นแบบ Solid-Liquid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปใน SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก พบว่า อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันฟิล์มสารหล่อลื่น มีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังรูปที่ 4.50 เป็นผลเนื่องจากสารหล่อลื่นของแข็ง MoS_2 ที่ผสมอยู่ในน้ำมันช่วยรับภาระที่กระทำกับทรงกระบอกทำให้ภาระที่ฟิล์มสารหล่อลื่นและความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับมีค่าลดลง รวมค่าความหนืดของสารหล่อลื่นผสมมีค่าเพิ่มขึ้นจากการผสม MoS_2 ลงไปในสารหล่อลื่นลงไปในสารหล่อลื่นของเหลว (SAE-90) และจากพฤติกรรมของสารหล่อลื่นที่เปลี่ยนไปเป็น Dilatant Fluid เมื่อเติมสารหล่อลื่นของแข็งลงไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.50 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 เปรียบเทียบกับสารหล่อลื่น SAE-90 ที่เติม MoS_2 ลงไป ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก

ค่าความดันฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.359 GPa และ 0.369 GPa ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.853 μm และ 0.917 μm ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.063 μm และ 0.084 μm ความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.460 GPa และ 0.432 GPa อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงสุดมีค่าเท่ากับ 253.15 °C และ 243.83 °C เมื่อสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น SAE-90 และสารหล่อลื่นเป็นแบบ Solid-Liquid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปใน SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนักตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

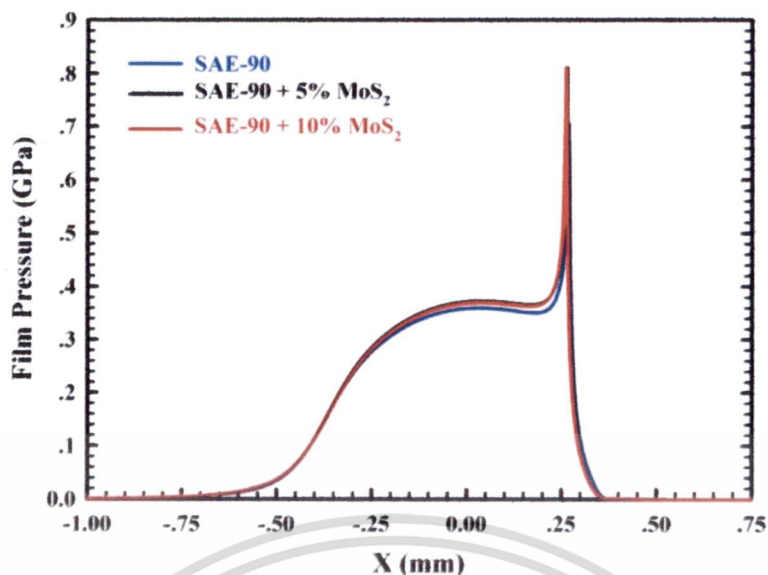
4.6 ปัจจัยต่างๆที่มีผลการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัวของสารหล่อลื่นแบบ Liquid-Solid Lubricant

เมื่อพิจารณาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant พบว่า การเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของ MoS_2 ที่เติมลงไปโดยสารหล่อลื่น SAE-90 ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็ง ขนาดของความหยาบผิว และอื่นๆ จะได้ว่า

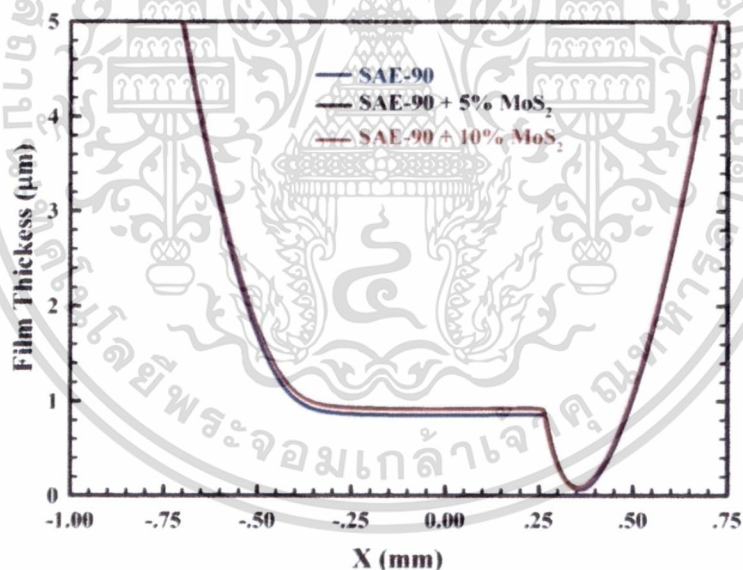
4.6.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าความเข้มข้นของ MoS_2 ที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

ผลของความเข้มข้นของ MoS_2 ที่เติมลงไปโดยสารหล่อลื่น SAE-90 กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} พบว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง แต่เมื่อความเข้มข้นของ MoS_2 มีค่าน้อย แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความเข้มข้นของ MoS_2 มีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง แสดงดังรูปที่ 4.51 รูปที่ 4.52 รูปที่ 4.53 และ รูปที่ 4.54 เนื่องจากเมื่อความเข้มข้นของ MoS_2 มีค่าเพิ่มขึ้น ภาระที่รองรับจากสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งที่เพิ่มขึ้นทำให้การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่ามากขึ้น อุณหภูมิของสารหล่อลื่นผสมมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสจึงมีค่าเพิ่มขึ้น โดยที่ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.359 GPa, 0.372 GPa และ 0.369 GPa ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.063 μm , 0.091 μm , 0.084 μm อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 253.15 $^{\circ}\text{C}$, 239.05 $^{\circ}\text{C}$, 243.83 $^{\circ}\text{C}$ ความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.460 GPa, 0.423 GPa และ 0.432 GPa เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และสารหล่อลื่นผสมที่มีความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งที่เติมลงไปเท่ากับ 5% และ 10% ตามลำดับ

เมื่อพิจารณารูปที่ 4.55 และรูปที่ 4.56 เมื่อเริ่มเติมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS_2 ลงไปในสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่าค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าลดลง แต่เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น การรับภาระของความหยาบผิว และการรับภาระของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลเนื่องจากการผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่ามากขึ้น เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น

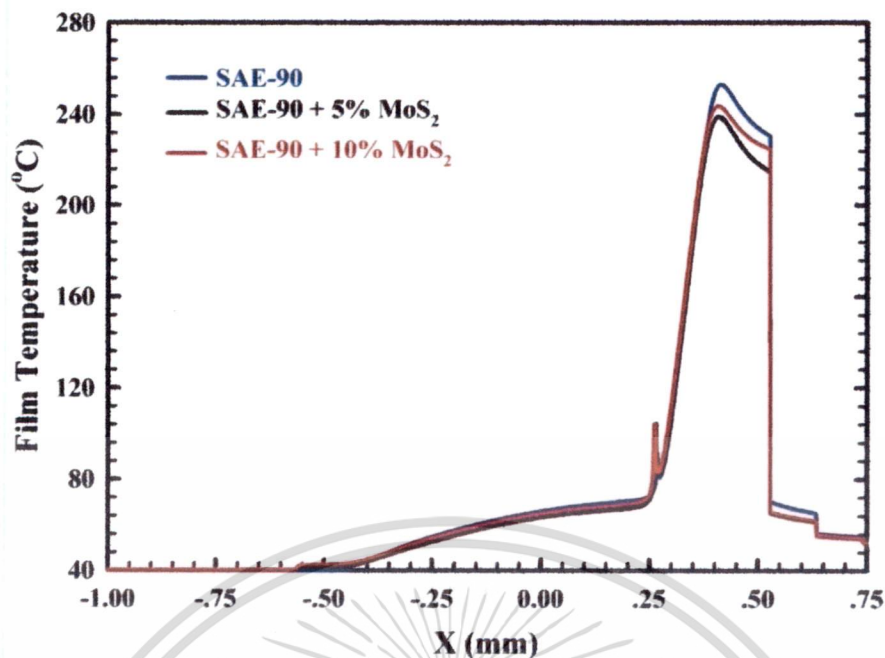


รูปที่ 4.51 แสดงความดันฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก

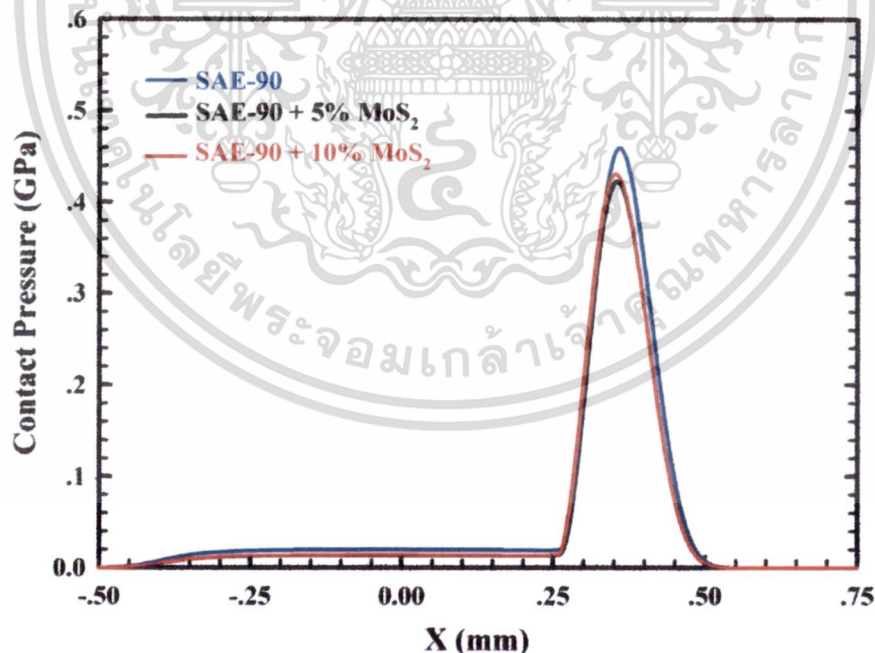


รูปที่ 4.52 แสดง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก

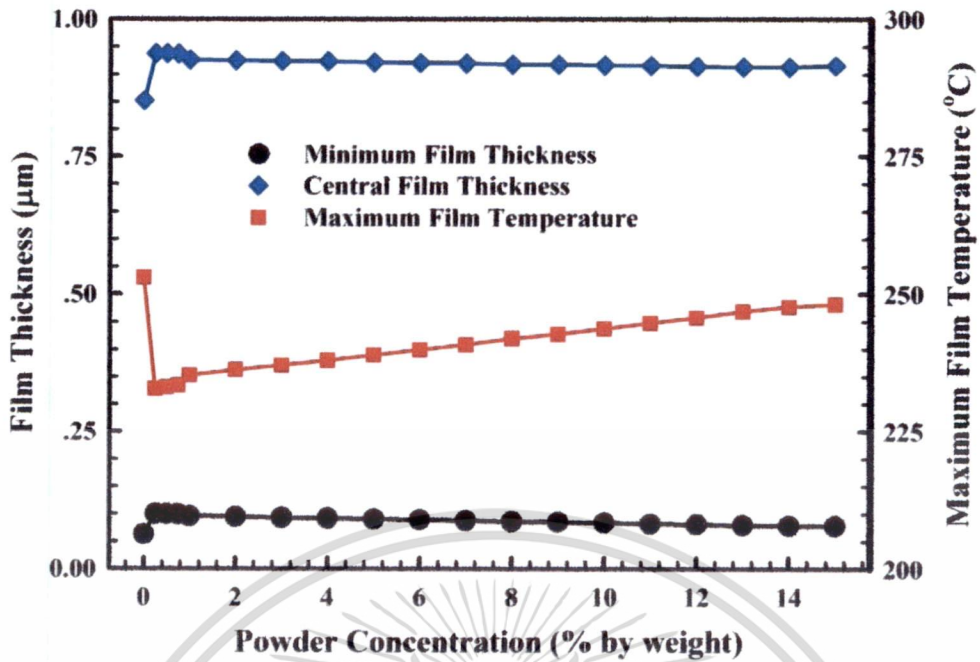
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



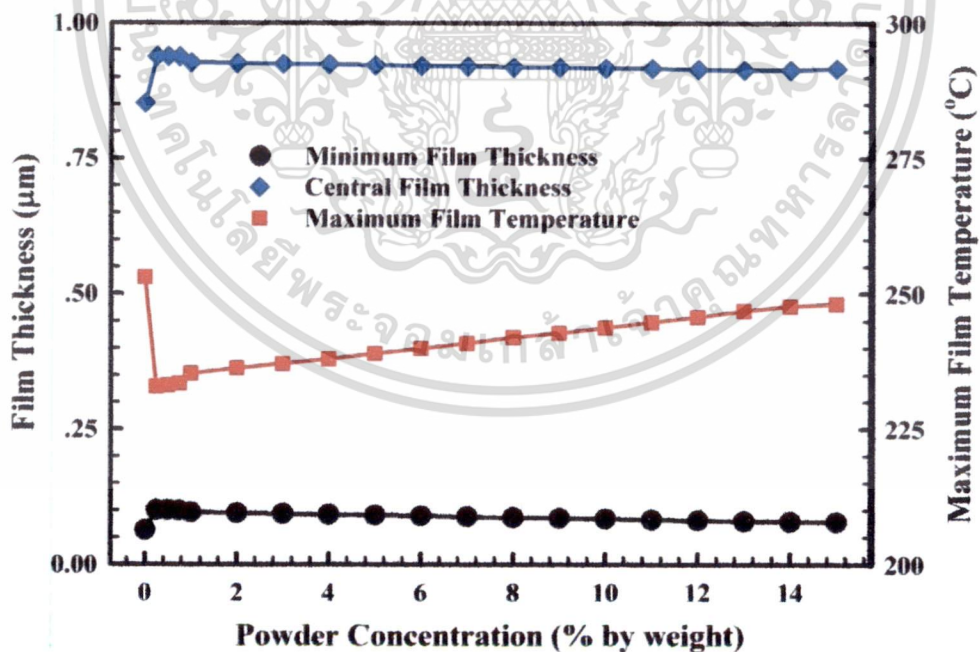
รูปที่ 4.53 แสดง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก



รูปที่ 4.54 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 5% และ 10% โดยน้ำหนัก เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.55 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของการเติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90



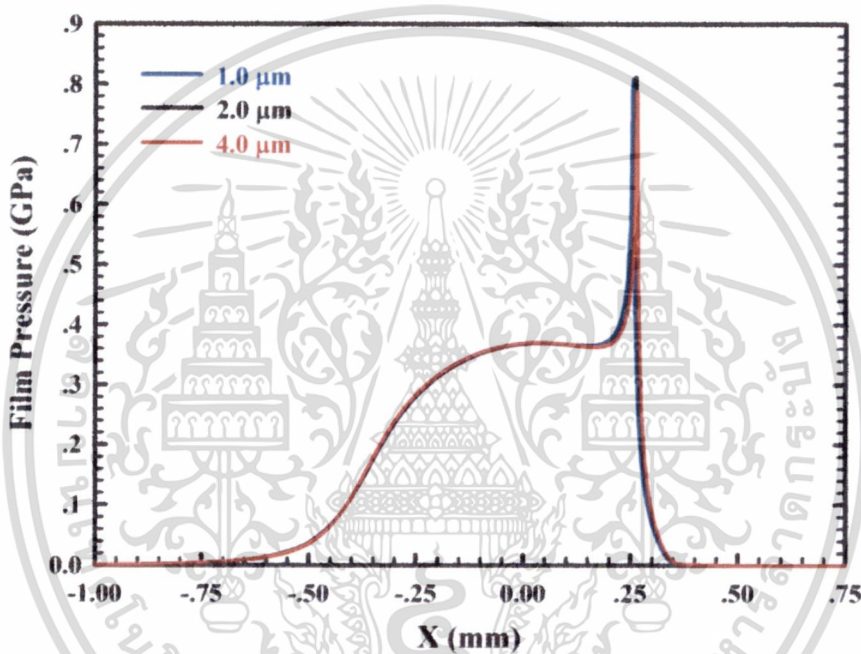
รูปที่ 4.56 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของการเติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของเจ้าของเอกสารทุกฉบับ เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

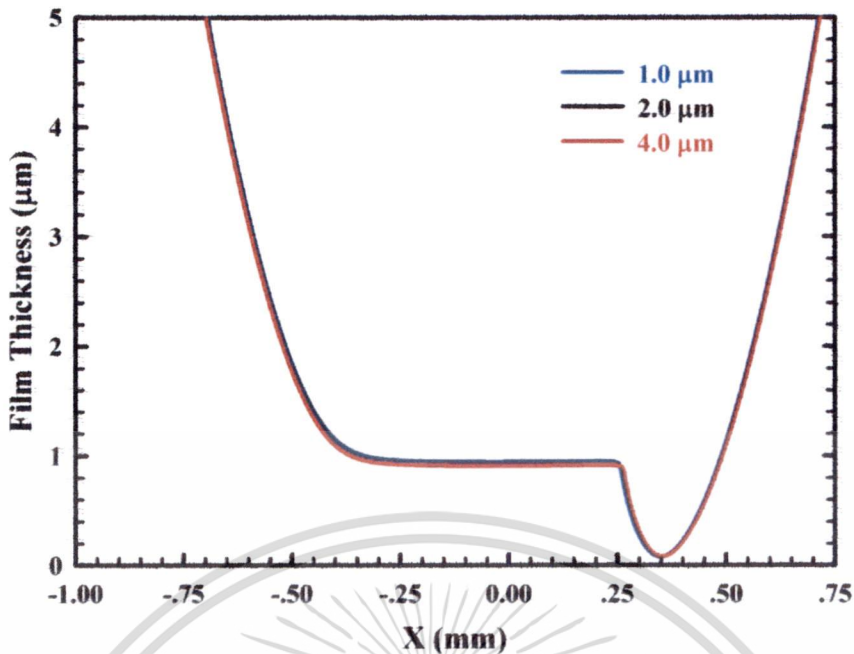
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของ MoS₂ ที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

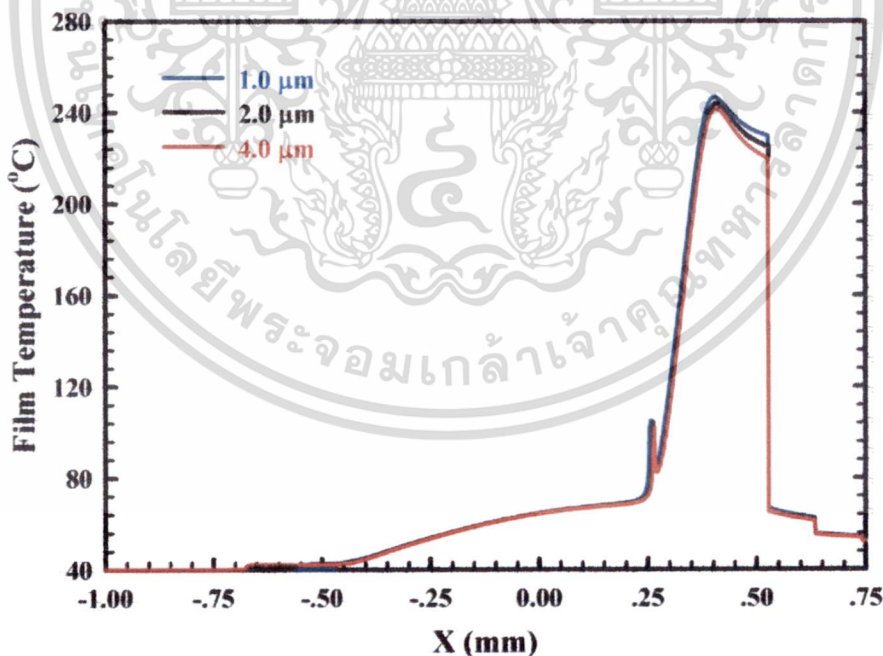
เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้นของการเติม MoS₂ ลงไปเท่ากับ 10% โดยน้ำหนัก พบว่าขนาดของสารหล่อลื่นของแข็งมีผลน้อยต่อความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันของการสัมผัส ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน การรับภาระของความหยาบผิวและของสารหล่อลื่น แสดงดังรูปที่ 4.57 ถึงรูปที่ 4.62



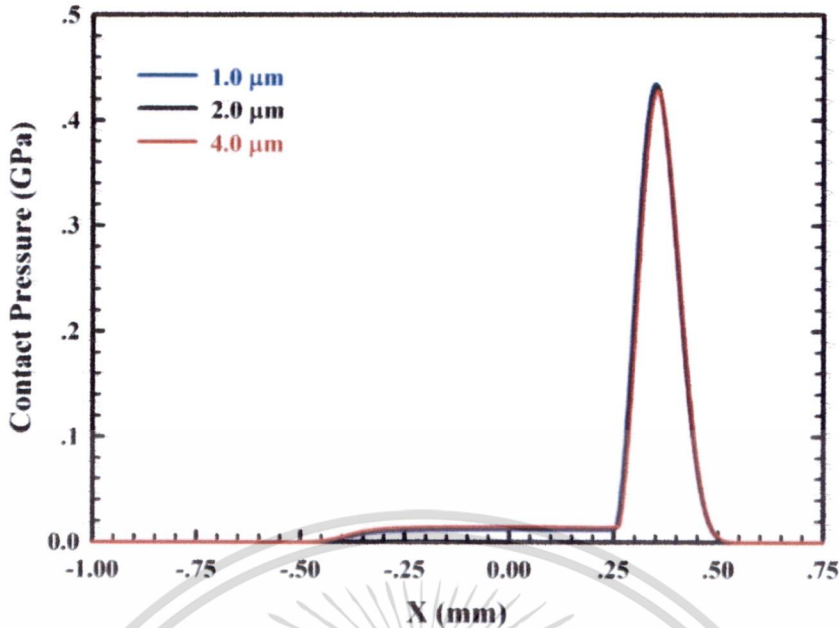
รูปที่ 4.57 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ



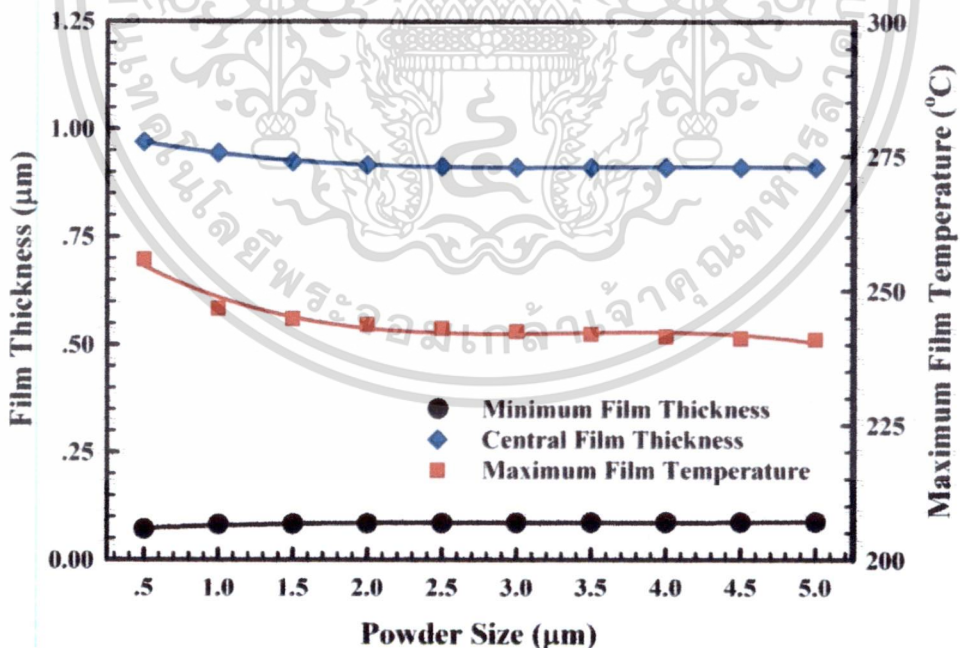
รูปที่ 4.58 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ



รูปที่ 4.59 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง 1.0 μm , 2.0 μm และ 4.0 μm ตามลำดับ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

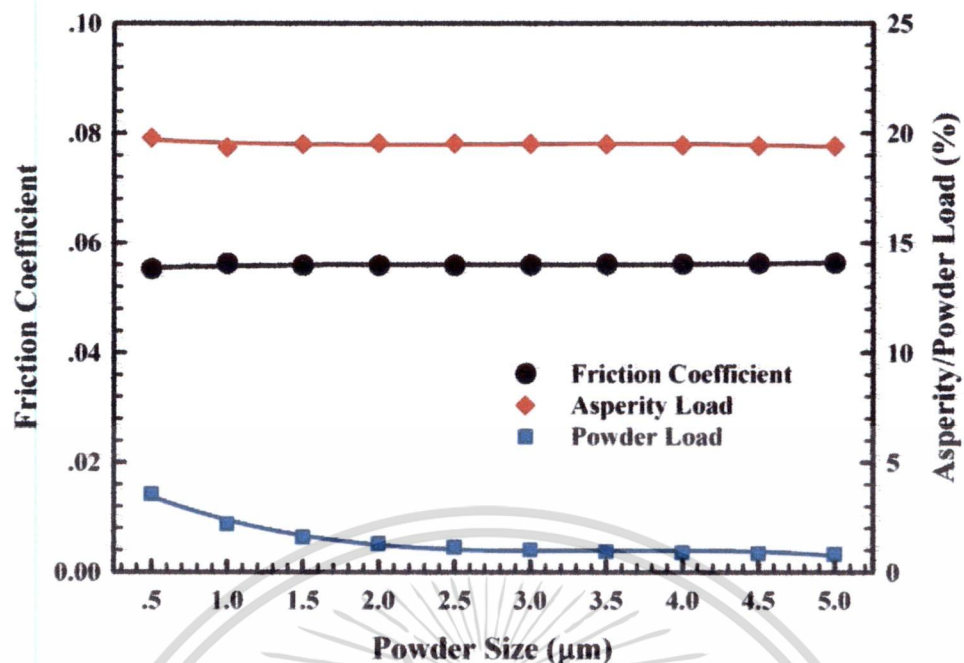


รูปที่ 4.60 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure)กรณีทรงกระบอก รับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไป สารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ที่ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง $1.0 \mu\text{m}$, $2.0 \mu\text{m}$ และ $4.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ



รูปที่ 4.61 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับทางวิชาการเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



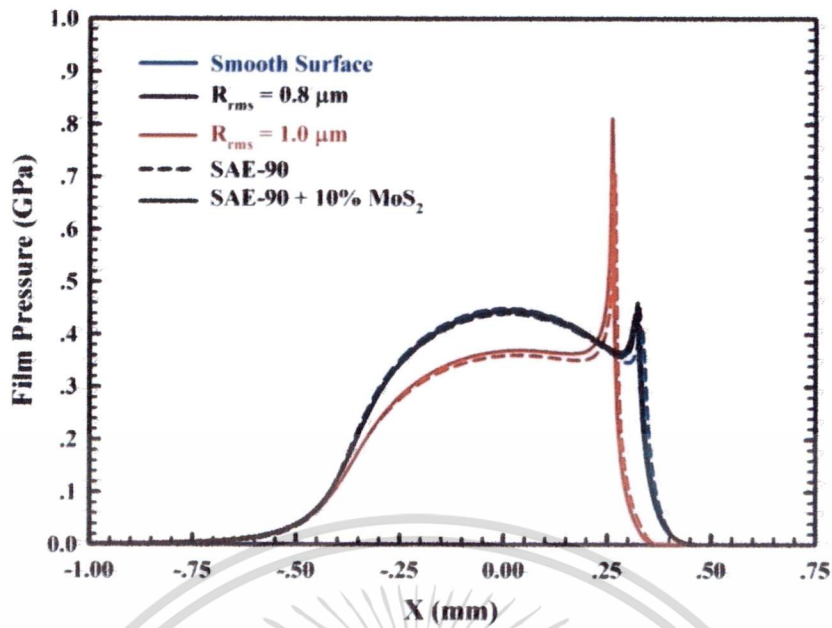
รูปที่ 4.62 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาวะที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาวะที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

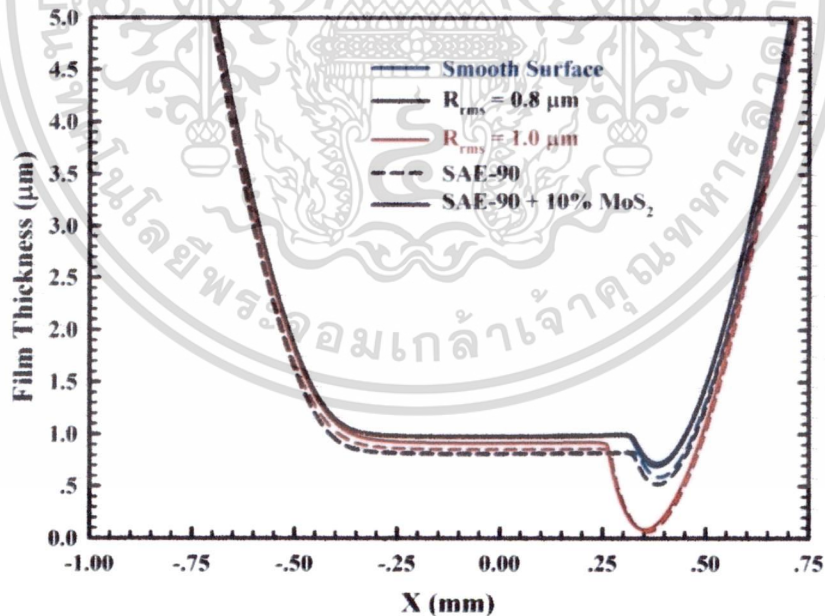
4.6.3 ผลของการเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบของผิวทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

พฤติกรรมหล่อลื่นแบบผสมของสารหล่อลื่น SAE-90 กับ Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบของผิวทรงกระบอก พบว่าที่ความหยาบผิวของทรงกระบอกต่างๆ ในกรณีสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง เมื่อเทียบกับกรณีสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เนื่องจากสารหล่อลื่นของแข็งที่เติมลงไป ทำให้ภาระที่ความหยาบผิวได้รับหรือความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง จากค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ภาระรองรับด้วยฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้น และยังส่งผลให้การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานของความหยาบผิวลดลง อุณหภูมิของสารหล่อลื่นจึงลดลง ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.449 GPa และ 0.446 GPa , 0.440 GPa และ 0.443 GPa , 0.359 GPa และ 0.369 GPa ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.589 μm และ 0.726 μm , 0.516 μm และ 0.691 μm , 0.063 μm และ 0.084 μm อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 62.60 $^{\circ}\text{C}$ และ 64.12 $^{\circ}\text{C}$, 66.53 $^{\circ}\text{C}$ และ 64.89 $^{\circ}\text{C}$, 253.15 $^{\circ}\text{C}$ และ 243.83 $^{\circ}\text{C}$ และความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.038 GPa และ 0.013 GPa , 0.460 GPa และ 0.432 GPa เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบและผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{\text{rms}} = 0.8 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ ตามลำดับ แสดงดังรูปที่ 4.63 ถึงรูปที่ 4.66

กรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 แต่ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหยาบผิว ในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่าน้อยกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่ความหยาบผิวของทรงกระบอกต่างๆ การลดลงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานเนื่องจากการแรงเสียดทานจากความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าลดลง จากความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นจากการเติมสารหล่อลื่นของแข็งลงไป แสดงดังรูป 4.67 และ รูปที่ 4.68



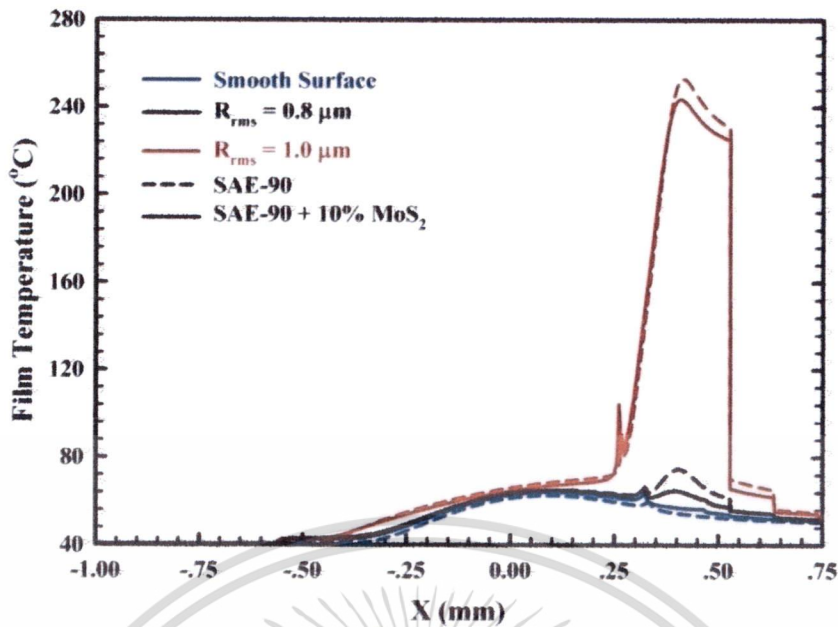
รูปที่ 4.63 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{rms} = 0.8 \mu m$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu m$, ตามลำดับ



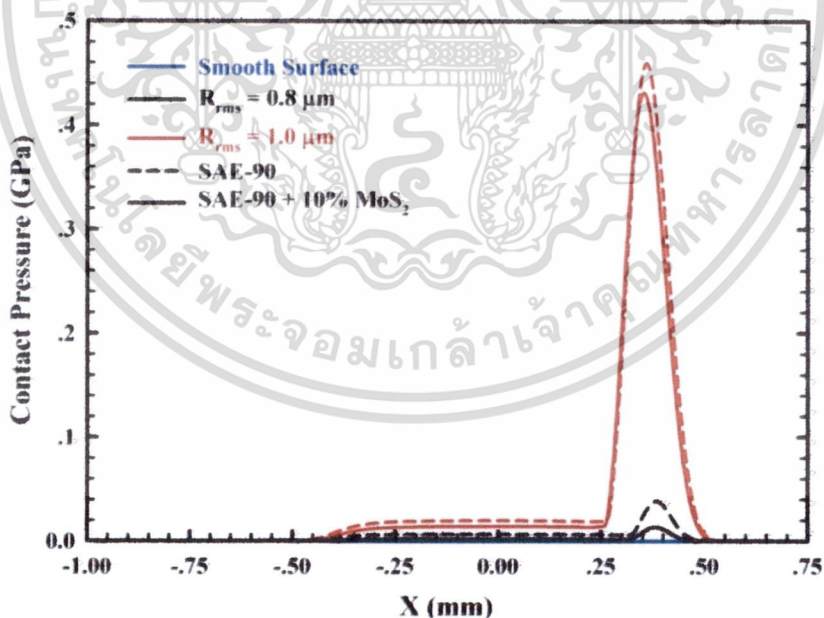
รูปที่ 4.64 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่

ขนาดความหยาบผิว $R_{rms} = 0.8 \mu m$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu m$, ตามลำดับ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

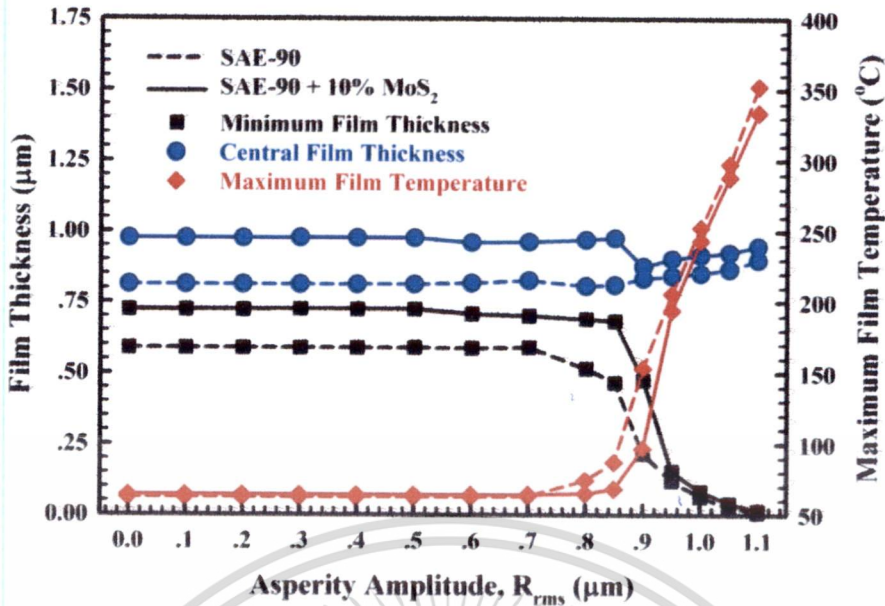


รูปที่ 4.65 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{rms} = 0.8 \mu m$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu m$, ตามลำดับ

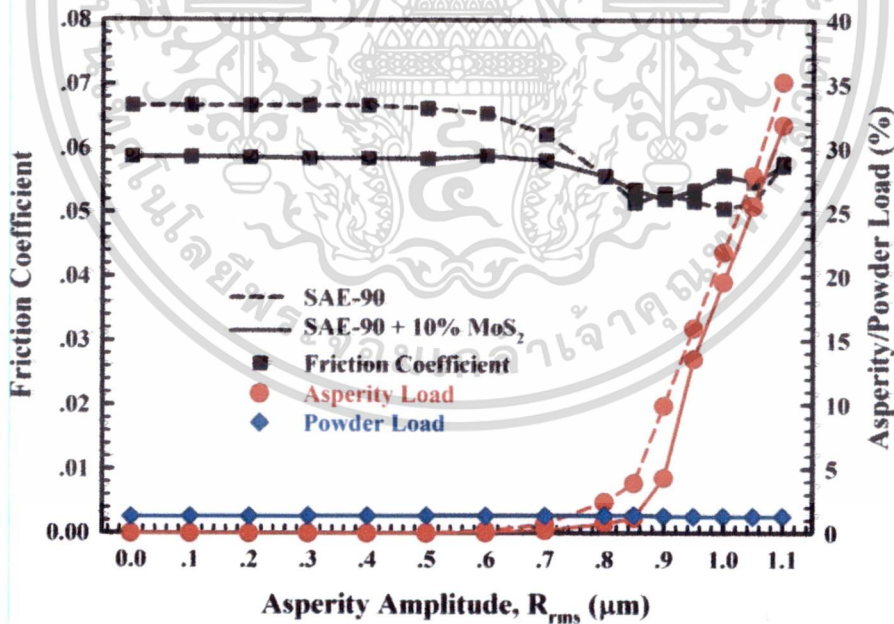


รูปที่ 4.66 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure)กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{rms} = 0.8 \mu m$ และ $R_{rms} = 1.0 \mu m$, ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง การค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.67 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบของผิวทรงกระบอก



รูปที่ 4.68 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบของผิวทรงกระบอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการค้าเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

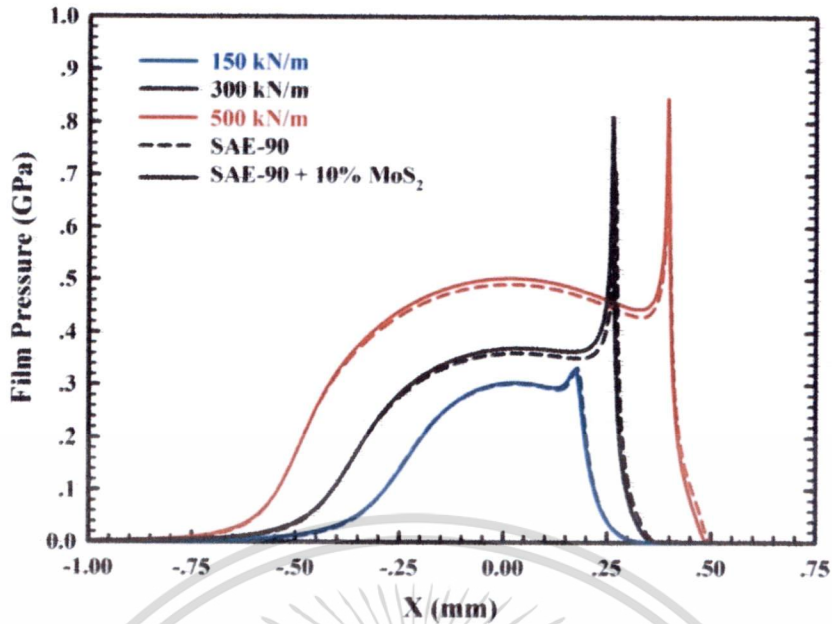
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.4 ผลของการเปลี่ยนแปลงภาวะที่กระทำกับทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

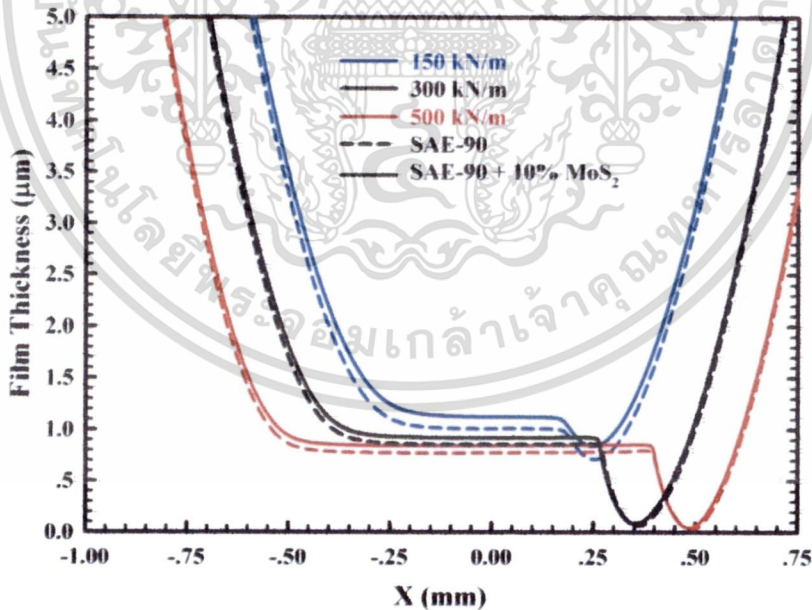
พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กับ Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมของสารหล่อลื่น SAE-90 กับ Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว, $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperities = 100 m^{-2} การเปลี่ยนแปลงค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัส เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าภาวะของทรงกระบอกแสดงดังรูปที่ 4.69 ถึงรูปที่ 4.72 พบว่าที่ภาวะต่างๆ ที่ทรงกระบอกได้รับ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant เทียบกับกรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง เนื่องจากสารหล่อลื่นของแข็งที่เติมลงไปช่วยรับภาวะที่กระทำกับทรงกระบอก ทำให้ที่รองรับโดยความหยาบผิวมีค่าลดลง เป็นผลให้ภาวะที่รองรับโดยฟิล์มสารหล่อลื่นจึงค่าเพิ่มขึ้น ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และยังส่งผลการผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานของความหยาบผิวลดลงด้วย อุณหภูมิของสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง เป็นผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น

ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.301 GPa และ 0.303 GPa , 0.359 GPa และ 0.369 GPa , 0.491 GPa และ 0.503 GPa ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.715 μm และ 0.842 μm , 0.063 μm และ 0.084 μm , 0.027 μm และ 0.045 μm อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 70.05 $^{\circ}\text{C}$ และ 62.80 $^{\circ}\text{C}$, 253.15 $^{\circ}\text{C}$ และ 243.83 $^{\circ}\text{C}$, 280.58 $^{\circ}\text{C}$ และ 269.53 $^{\circ}\text{C}$ และความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.039 GPa และ 0.021 GPa , 0.460 GPa และ 0.432 GPa และ 0.510 GPa และ 0.485 GPa เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่ค่าภาวะของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/m ตามลำดับ

รูปที่ 4.73 และรูปที่ 4.74 แสดงการเปลี่ยนแปลงของ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาวะของความหยาบผิว เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant และสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 พบว่าในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่เพิ่มขึ้นเป็นผลความหนืดที่เพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิที่ลดลงของสารหล่อลื่นเมื่อเติมสารหล่อลื่นของแข็งลงไป ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาวะของความหยาบผิวในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่าต่ำกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เมื่อภาวะของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น

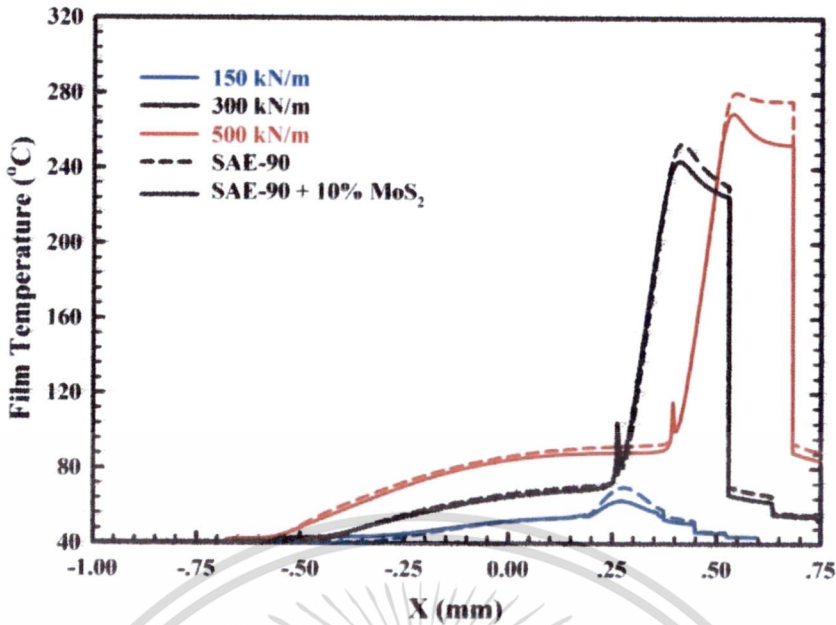


รูปที่ 4.69 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาระของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/m ตามลำดับ

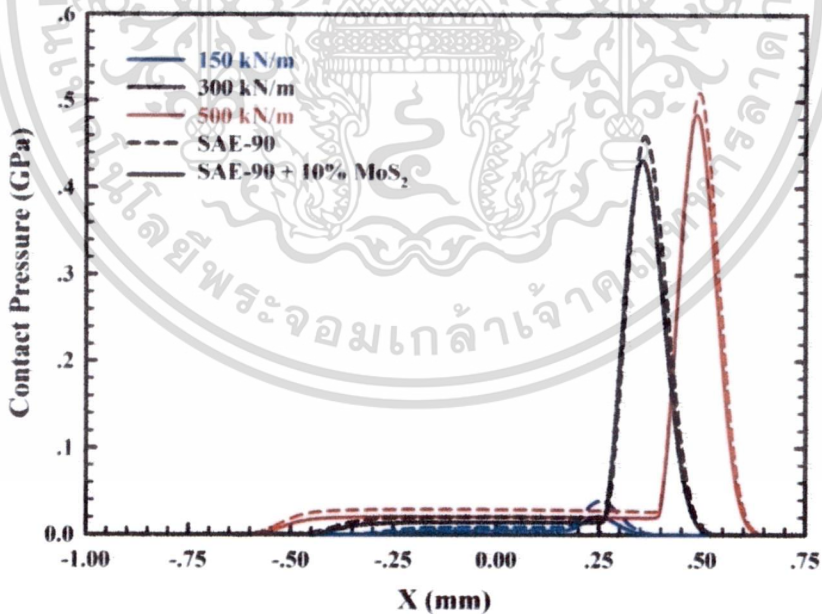


รูปที่ 4.70 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาระของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/m ตามลำดับ

นอกจากนี้ยังแสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างความดันและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ซึ่งไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



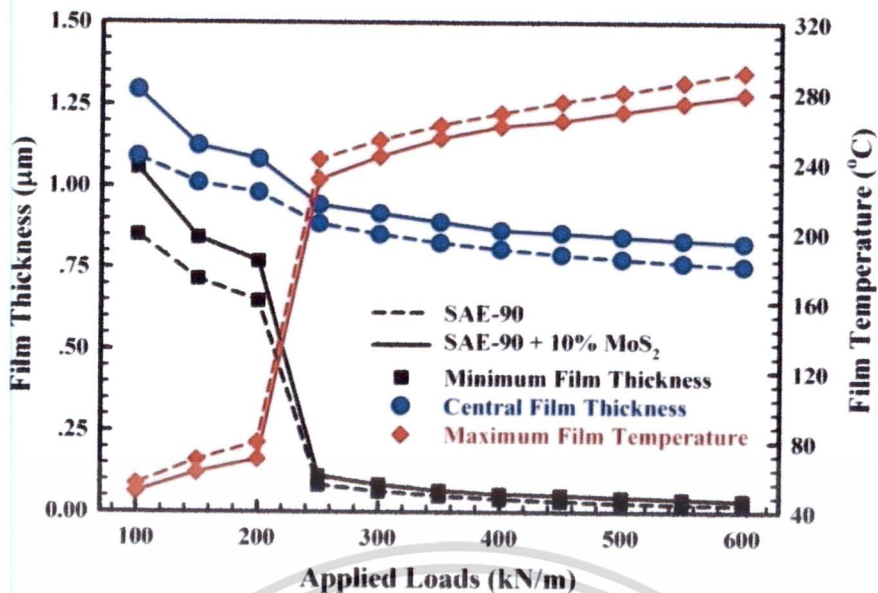
รูปที่ 4.71 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาระของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/m ตามลำดับ



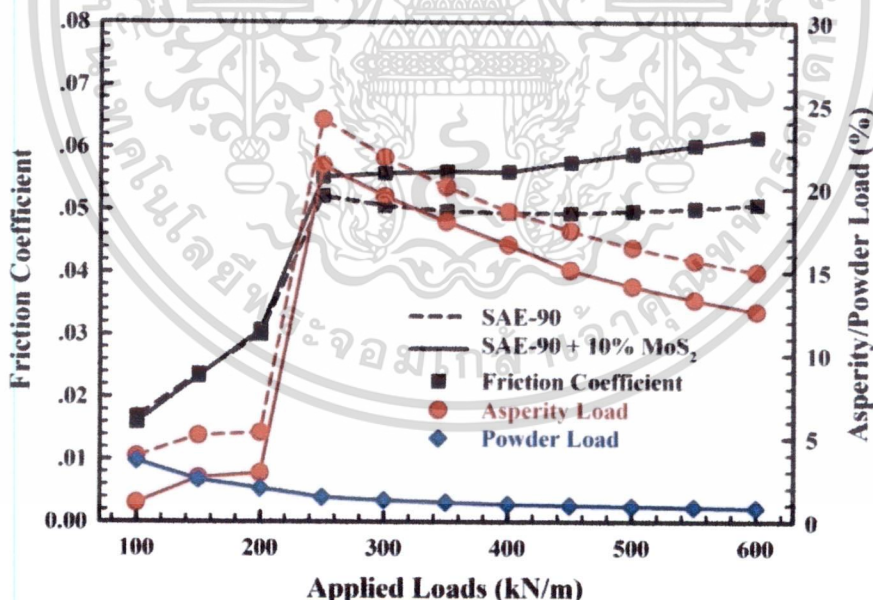
รูปที่ 4.72 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure) กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อภาระของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 150 kN/m, 300 kN/m และ 500 kN/m ตามลำดับ

เอกลัษณ์การวิจัยทางวิศวกรรมเครื่องกล

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.73 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m⁻² สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว R_{rms} = 1.0 μm เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำกับทรงกระบอก



รูปที่ 4.74 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีรัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m⁻² สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว R_{rms} = 1.0 μm เมื่อเปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำกับทรงกระบอก

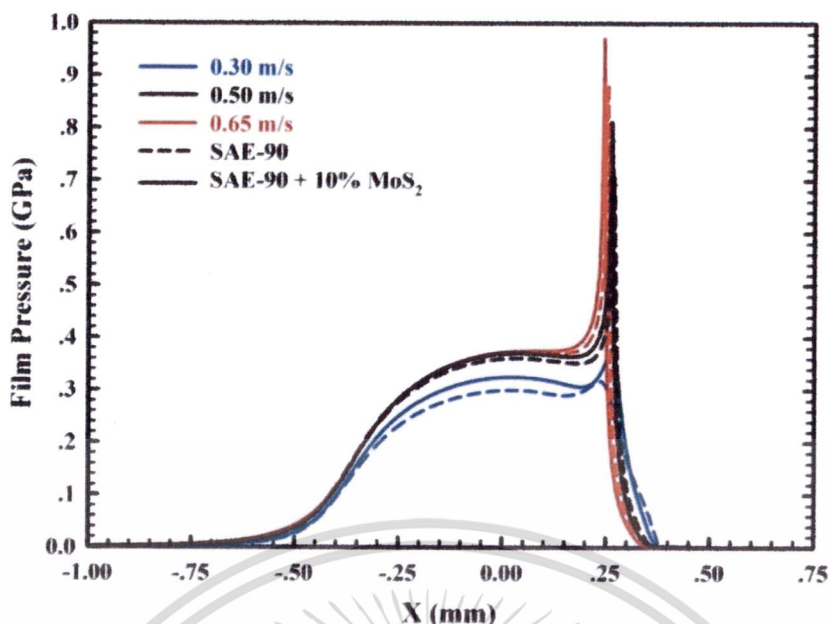
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสม

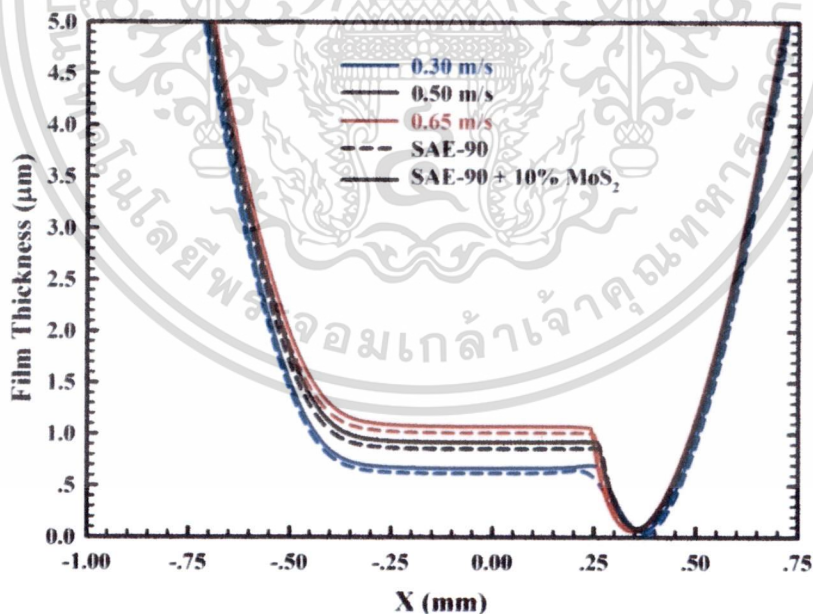
รูปที่ 4.75 ถึงรูปที่ 4.78 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัส กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ความหยาบผิว, $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$, Radius of Asperity = $1.0 \mu\text{m}$ และ Density of Asperities = 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 กับ Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบผสมของสารหล่อลื่น SAE-90 กับ Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอก พบว่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant เทียบกับกรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง เนื่องจากสารหล่อลื่นของแข็งที่เติมลงไปช่วยรับภาระที่กระทำกับทรงกระบอก ภาระที่ความหยาบผิวได้รับมีค่าลดลงทำให้การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานของความหยาบผิวลดลง อุณหภูมิของสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง เป็นผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และภาระที่รองรับโดยฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ที่ความเร็วของทรงกระบอกมีค่ามากขึ้น ผลต่างของความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และความดันของการสัมผัส มีค่าแตกต่างกันน้อยลง เนื่องจากเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น การผลิตพลังงานความร้อนจากการแรงเสียดทานของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้อุณหภูมิของสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น

ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.300 GPa และ 0.324 GPa, 0.359 GPa และ 0.369 GPa, 0.370 GPa และ 0.372 GPa ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.029 μm และ 0.058 μm , 0.063 μm และ 0.084 μm , 0.054 μm และ 0.063 μm อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 254.85 °C และ 221.31 °C, 253.15 °C และ 243.83 °C, 288.11 °C และ 286.33 °C และความดันของการสัมผัสสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.509 GPa และ 0.466 GPa, 0.460 GPa และ 0.432 GPa และ 0.472 GPa และ 0.459 GPa เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่ค่าความรัศมีของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ

รูปที่ 4.79 และรูปที่ 4.80 แสดงการเปลี่ยนแปลงของ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระรับภาระของความหยาบผิว เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant และสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 พบว่าในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิวในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่าต่ำกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่ามากขึ้น ผลที่ได้จากสารหล่อลื่น SAE-90 กับสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant มีค่าใกล้เคียงกัน เนื่องจากเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น การผลิตพลังงานความร้อนจากการแรงเสียดทานของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น

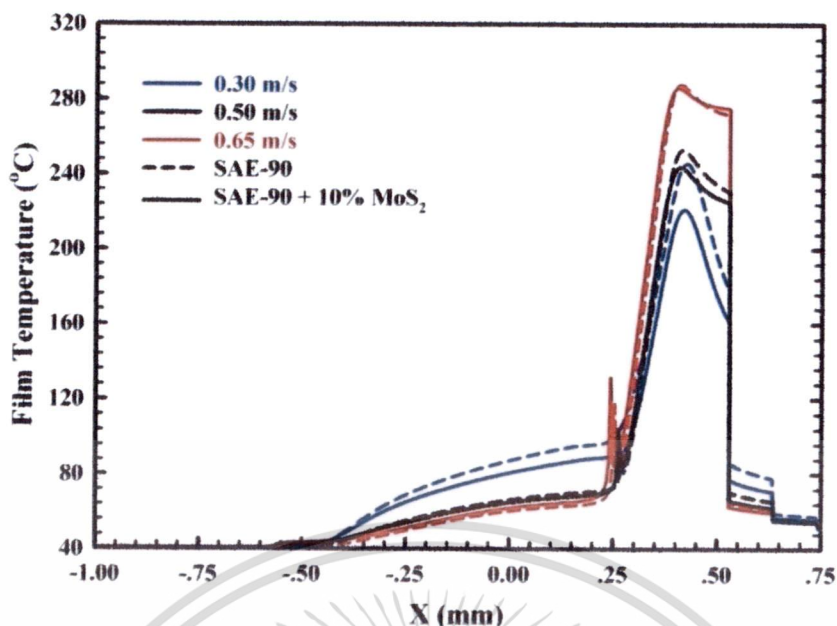


รูปที่ 4.75 แสดงความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ

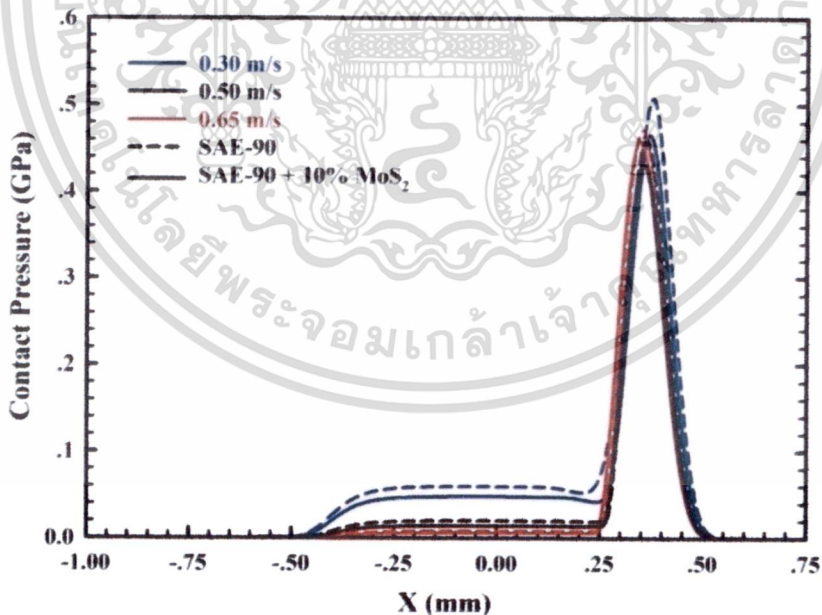


รูปที่ 4.76 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

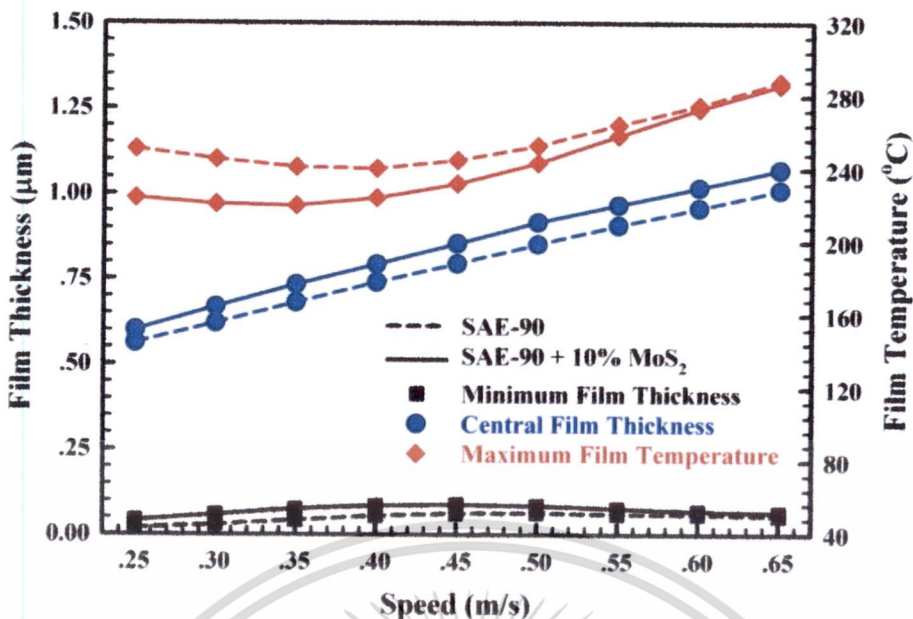


รูปที่ 4.77 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ

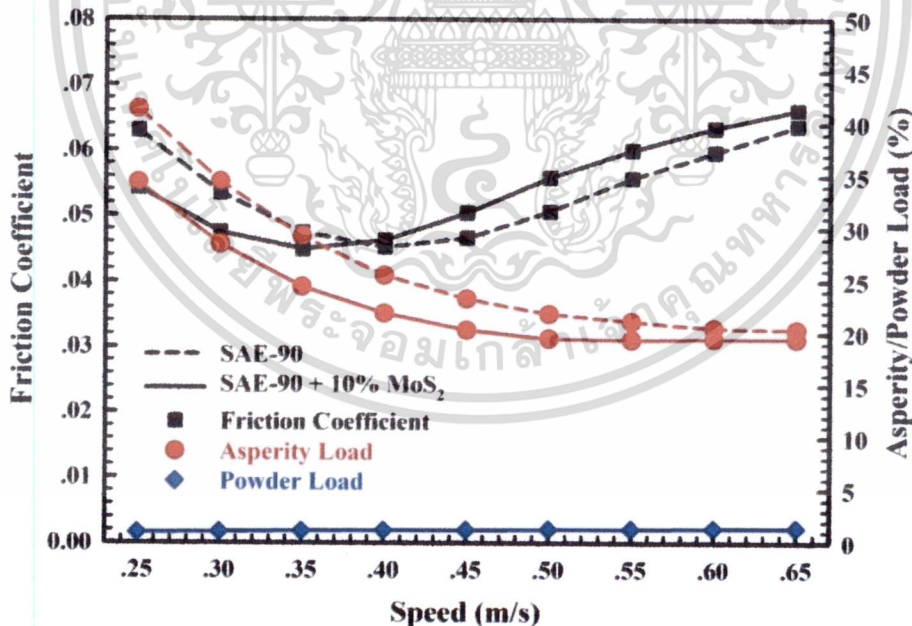


รูปที่ 4.78 แสดงความดันของการสัมผัสของความหยาบผิว (Contact Pressure) กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 μm และ Density of Asperity = 100 m^{-2} สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS_2 ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว $R_{\text{rms}} = 1.0 \mu\text{m}$ เมื่อความเร็วของทรงกระบอกมีค่าเท่ากับ 0.30 m/s, 0.50 m/s และ 0.65 m/s ตามลำดับ

เอกรังสีโดยพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.79 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 µm และ Density of Asperity = 100 m⁻² สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว R_{rms} = 1.0 µm เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอก



รูปที่ 4.80 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ภาระที่รองรับด้วยความหยาบผิว และภาระที่รองรับด้วยอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีทรงกระบอกรับภาระ 300 kN/m รัศมีของทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 , Radius of Asperity = 1.0 µm และ Density of Asperities = 100 m⁻² สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เทียบกับ Liquid-Solid Lubricant ที่เติม MoS₂ ลงไปสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก ผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ขนาดความหยาบผิว R_{rms} = 1.0 µm เมื่อเปลี่ยนแปลงความเร็วของทรงกระบอก

เอกรัตนา นิลนันทน์, อธิบายการหล่อลื่น, หน้า 99

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปผลการวิจัย

จากการจำลองผลพฤติกรรมกลการหล่อลื่นแบบผสม เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant โดยเปลี่ยนแปลงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมกลการหล่อลื่นแบบผสม พบว่า

1. อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันฟิล์มสารหล่อลื่น มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant
2. สารหล่อลื่นของแข็ง MoS_2 ที่ผสมลงไปในน้ำมันช่วยรับภาระที่กระทำกับทรงกระบอกทำให้ภาระที่ฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาของผิวทรงกระบอกได้รับมีค่าลดลง รวมค่าความหนืดของสารหล่อลื่นผสมมีค่าเพิ่มขึ้น และพฤติกรรมของสารหล่อลื่นที่เปลี่ยนไปเป็น Dilatant Fluid เมื่อเติมสารหล่อลื่นของแข็งลงไป
3. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหนาผิวมีค่าลดลง แต่เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น
4. ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็งมีผลน้อยต่อ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันของการสัมผัส ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน การรับภาระของความหนาผิวและของสารหล่อลื่น
5. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหนาผิวมีค่าน้อยกว่าสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ความหนาของผิวทรงกระบอกต่างๆ
6. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ของสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่ามากกว่า กรณีสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหนาผิว Lubricant มีค่าน้อยกว่า ที่ค่าความหนาแน่นของความหนาผิวของทรงกระบอกต่างๆ
7. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่า แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหนาผิวมีค่าน้อยกว่า กรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่ค่ารัศมีของความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าต่างๆ
8. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่า แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหนาผิวมีค่าน้อยกว่า กรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่ภาระต่างๆของทรงกระบอก
9. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่า แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหนาผิวมีค่าน้อยกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่ความเร็วต่างๆ ของทรงกระบอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

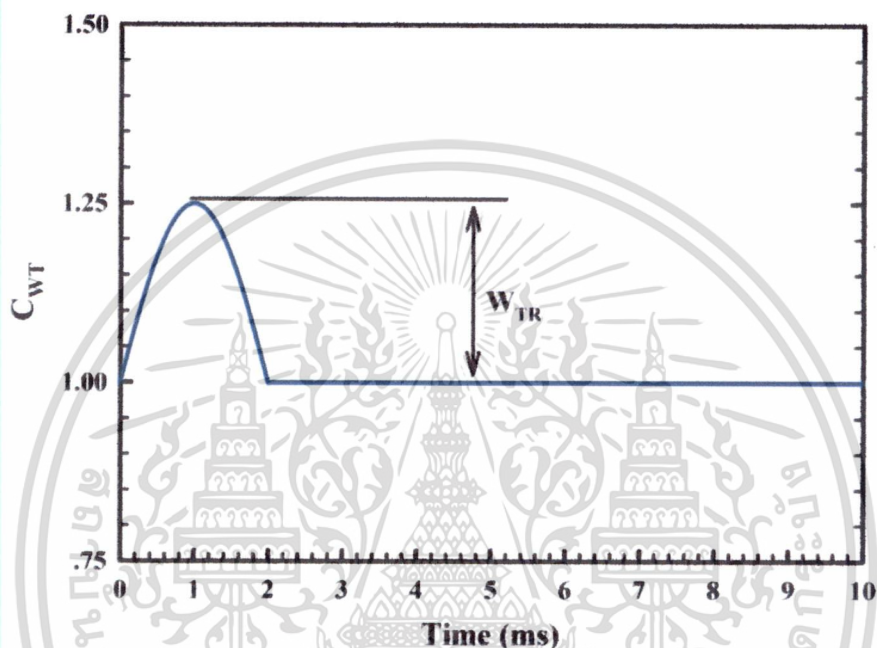
10. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส มีค่ามากกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่รัศมีของทรงกระบอกมีค่าน้อย ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อและมีค่าน้อยกว่าเมื่อรัศมีของทรงกระบอกมีค่ามากกว่า 27 mm ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิว มีค่าต่ำกว่ากรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เมื่อความรัศมีของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น
11. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่ามากกว่า อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าน้อยกว่า กรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่ค่า Young Modulus ต่างๆ ของทรงกระบอก
12. เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่า แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าน้อยกว่า แต่ที่ค่า Slip/Slide Ratio มีค่าสูง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และการรับภาระของความหยาบผิว มีค่าแตกต่างกันน้อยลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.7 การหล่อลื่นในไม่สภาวะคงตัว

4.7.1 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในไม่สภาวะคงตัว

ในการทำงานโดยทั่วไปของอุปกรณ์ต่างๆ สภาวะการทำงานของอุปกรณ์เหล่านั้นเช่นภาระที่ขึ้นส่วนต่างๆ ได้รับจะไม่คงที่ ดังนั้นเพื่อให้ทราบถึงลักษณะการทำงานของอุปกรณ์เหล่านั้น จึงได้จำลองการทำงานของอุปกรณ์ดังกล่าว เป็นการหล่อลื่นของทรงกระบอกที่มีพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว โดยที่ภาระในรูปแบบไร้มิติที่ระยะเวลาต่างๆ ของทรงกระบอกแสดงดังรูปที่ 4.81



รูปที่ 4.81 แสดงภาระแบบไร้มิติที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา

รูปที่ 4.82 แสดง ภาระในรูปแบบไร้มิติ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว เมื่อทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหนายาบผิว $R_{\text{rms}} = 0.15 \text{ }\mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่าที่สภาวะเริ่มต้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเท่ากับ $0.506 \text{ }\mu\text{m}$, $0.834 \text{ }\mu\text{m}$, $130.71 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ 0.124 ตามลำดับ

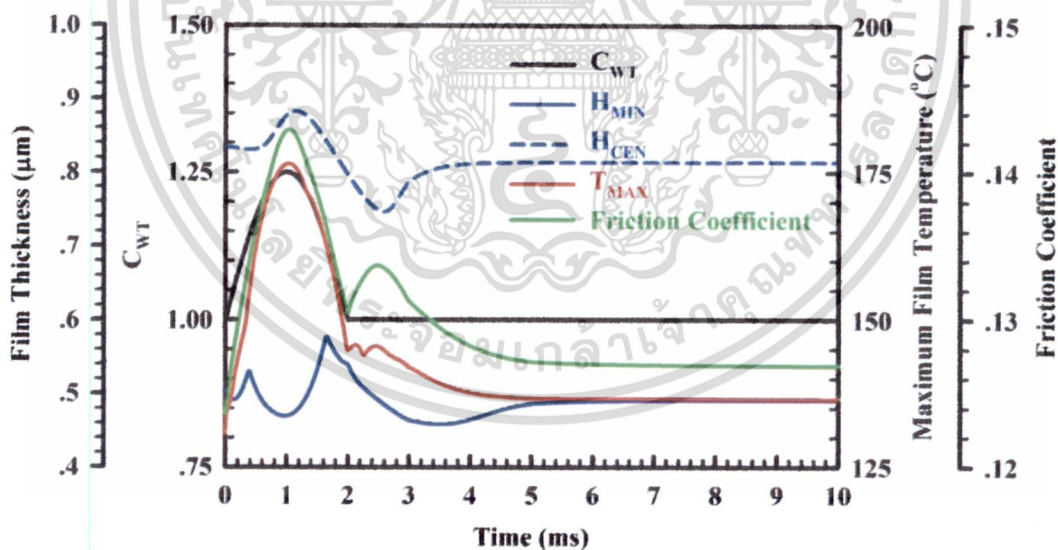
เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มตามเวลาที่ผ่านไป อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งภาระแบบไร้มิติขึ้นไปสูงสุดเท่ากับ $C_{WT} = 1.25$ หลังจากเวลาผ่านไปเท่ากับ 1.00 ms อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าสูงสุดเท่ากับ $176.48 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ 0.174 ตามลำดับ เป็นผลจากความเค้นเฉือนมีค่าเพิ่มขึ้นจากความหนืดของสารหล่อลื่นและความเครียดเฉือน ที่เพิ่มขึ้นจากภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อภาระแบบไร้มิติมีค่าลดลง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาค่าลดลงตามภาวะแบบไรมิตีที่ลดลง ที่เวลาเท่ากับ 2.00 ms ภาวะที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเท่ากับค่าเริ่มต้น $C_{WT} = 1.00$ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเท่ากับ 144.95 °C และ 0.130 ตามลำดับ จากนั้นอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) เล็กน้อยและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นและมีค่าลดลงอีกครั้ง เป็นผลเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น และค่าความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) ในช่วงเวลาระหว่าง 2.00 ms ถึง 2.50 ms และเข้าสู่สมดุลใหม่เมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 8.00 ms

ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ในช่วงแรกมีค่าลดลงเมื่อภาวะที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น โดยค่าน้อยสุดเท่ากับ 0.492 μm ที่เวลา 0.150 ms จากนั้นความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลเนื่องมาจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจากภาวะที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น โดยมีค่าสูงสุดในช่วงแรกเท่ากับ 0.530 μm ที่เวลา 0.400 ms จากนั้นจึงค่าลดลงโดยมีค่าน้อยสุดที่เวลา 1.000 ms โดยมีค่าเท่ากับ 0.470 μm เป็นผลเนื่องมาจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่ลดลงเนื่องจากอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีผลมากกว่าการเพิ่มขึ้นของความหนืดของสารหล่อลื่นจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น จากนั้นจึงเพิ่มขึ้นไปมีค่าสูงสุดในเวลาเท่ากับ 1.650 ms โดยมีค่าเท่ากับ 0.577 μm เป็นผลเนื่องมาจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิของสารหล่อลื่นที่ลดลง จากนั้นจึงมีค่าลดลงและเพิ่มขึ้นกลับอีกครั้งก่อนเข้าสู่สมดุลใหม่เมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 8.00 ms เป็นผลเนื่องมาจากการกวัดแกว่ง (Fluctuation) ของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่น และค่าความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่น โดยมีค่าต่ำสุดในช่วงหลังที่เวลา 3.500 ms โดยมีค่าเท่ากับ 0.459 μm



รูปที่ 4.82 แสดงการเปลี่ยนแปลงของภาวะแบบไรมิตี ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อทรงกระบอกรับภาวะเริ่มต้นที่ 300 kN/m รัศมีทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

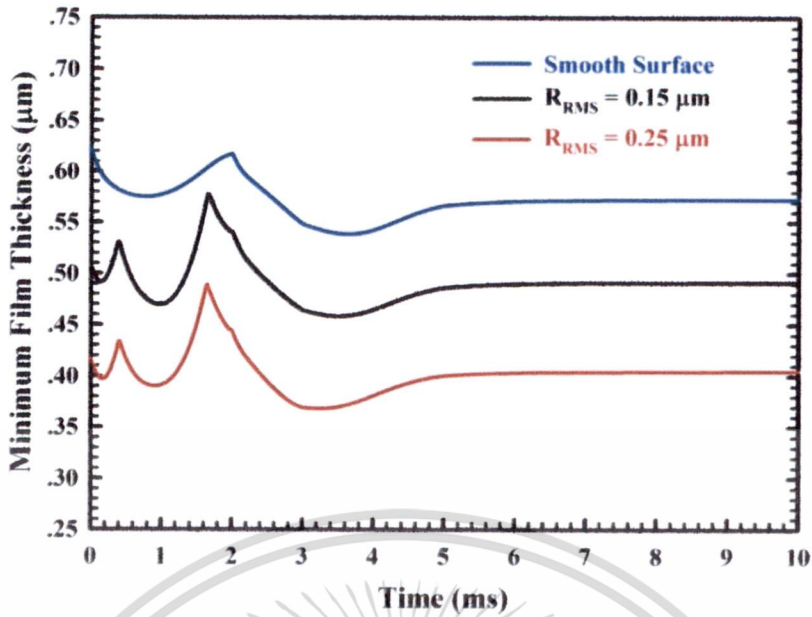
ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส ในช่วงแรกมีค่าลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น โดยมีค่าน้อยสุดเท่ากับ $0.831 \mu\text{m}$ ที่เวลา 0.400 ms มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น โดยมีค่าสูงสุดเท่ากับ $0.883 \mu\text{m}$ ที่เวลา 1.250 ms เป็นผลเนื่องมาจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นจากภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น จากนั้นจึงมีค่าลดลงเป็นผลเนื่องจากความหนืดที่ลดลงจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ลดลง และเพิ่มขึ้นกลับอีกครั้งก่อนจะเข้าสู่สมดุลใหม่เมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 8.00 ms

4.8 ปัจจัยต่างๆที่มีผลการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว

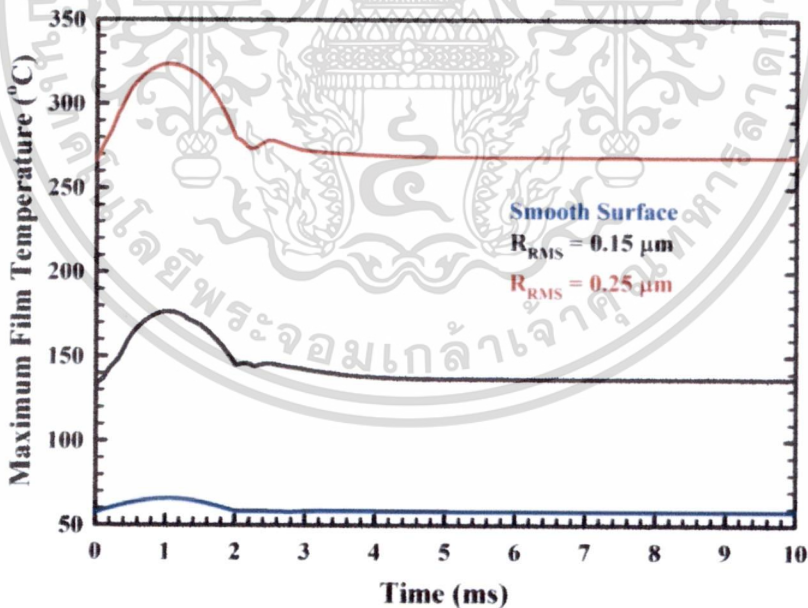
เมื่อพิจารณาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัวเมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เช่น การเปลี่ยนแปลงภาระสูงสุด ค่าความหยาบผิวของทรงกระบอก คุณสมบัติของสารหล่อลื่น และปัจจัยอื่นๆ จะได้ว่า

4.8.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว

รูปที่ 4.83 ถึงรูปที่ 4.85 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหาย ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของทรงกระบอก ในกรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอก เท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.80 โดยมีค่า $W_{TR} = 1.250$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่าเมื่อขนาดของความหยาบผิวของทรงกระบอก, R_{rms} มีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากการกวัดแกว่ง (Fluctuation) ของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความเค้นเฉือน (Shear Stress) ที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นและการผลิตพลังงานความร้อนจากความเค้นเฉือนมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดของความหยาบผิวของทรงกระบอก, R_{rms} มีค่าเพิ่มขึ้น



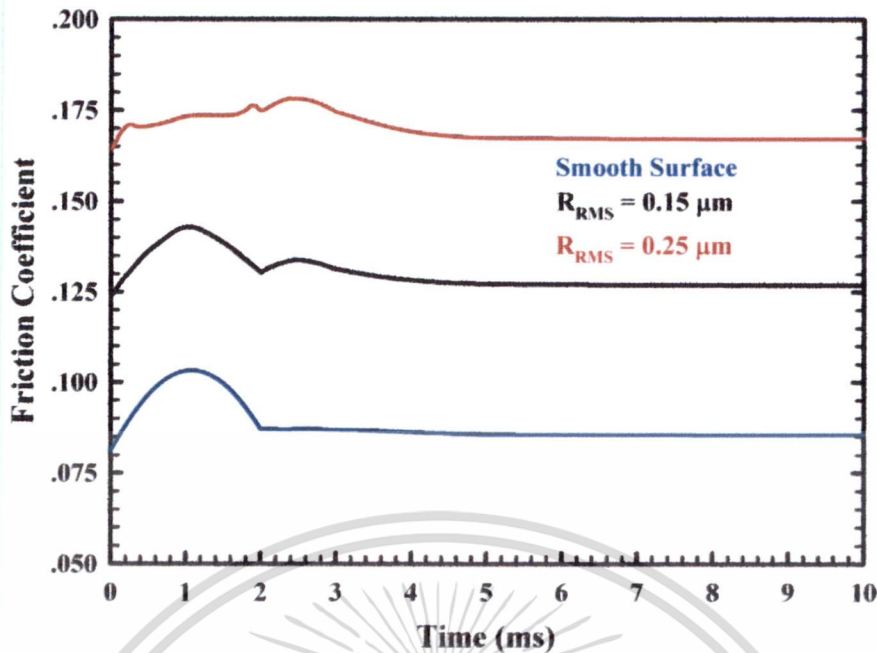
รูปที่ 4.83 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90



รูปที่ 4.84 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu\text{m}$ กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

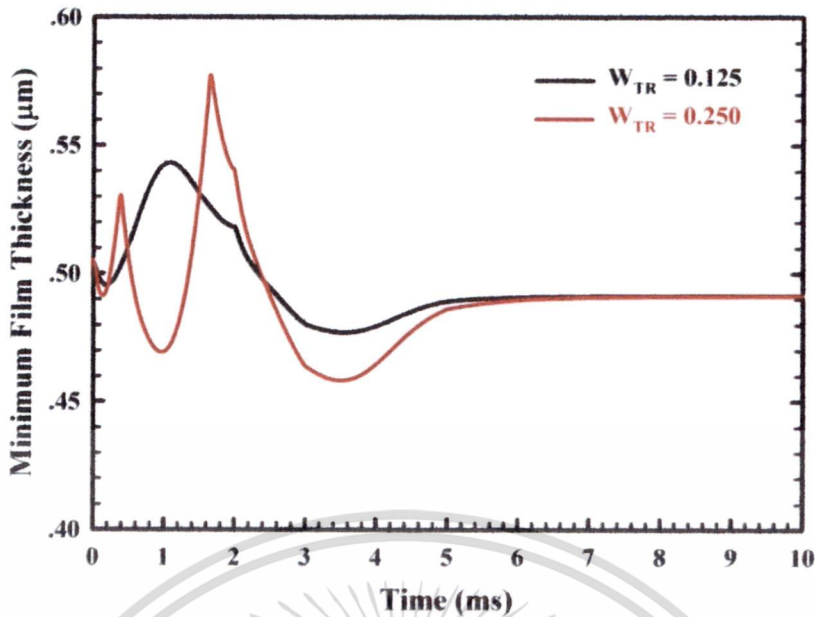
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



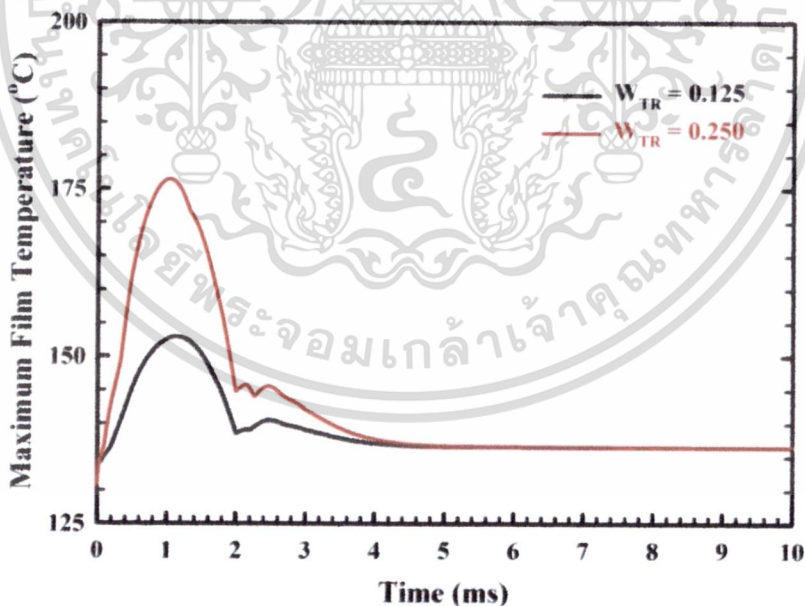
รูปที่ 4.85 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามเวลาที่เปลี่ยนไป เมื่อผิวของทรงกระบอกเป็นผิวเรียบ และผิวทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu m$ และ $R_{rms} = 0.25 \mu m$ กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90

4.8.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าภาระสูงสุด (W_{TR}) ที่ทรงกระบอกได้รับที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว

เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าภาระสูงสุด (W_{TR}) ที่ทรงกระบอกได้รับ ในกรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ $R_{rms} = 0.15 \mu m$ ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.80 โดยมีค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 พบว่าเมื่อภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลงแต่การกวัดแกว่ง (Fluctuation) ของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นจากความดันและอุณหภูมิที่ฟิล์มสารหล่อลื่นได้รับ แสดงดังรูปที่ 4.86 อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 4.87 ถึงรูปที่ 4.88



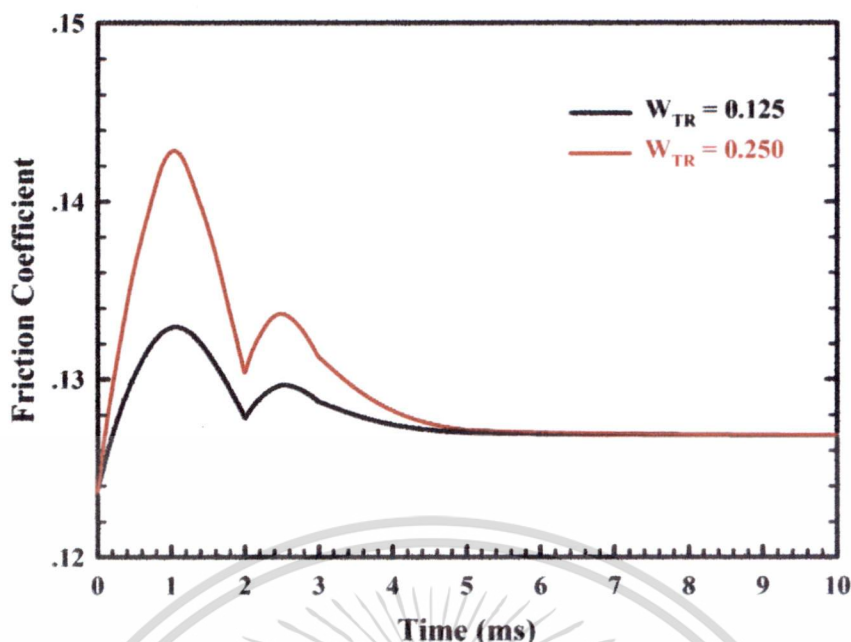
รูปที่ 4.86 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ตามลำดับ



รูปที่ 4.87 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

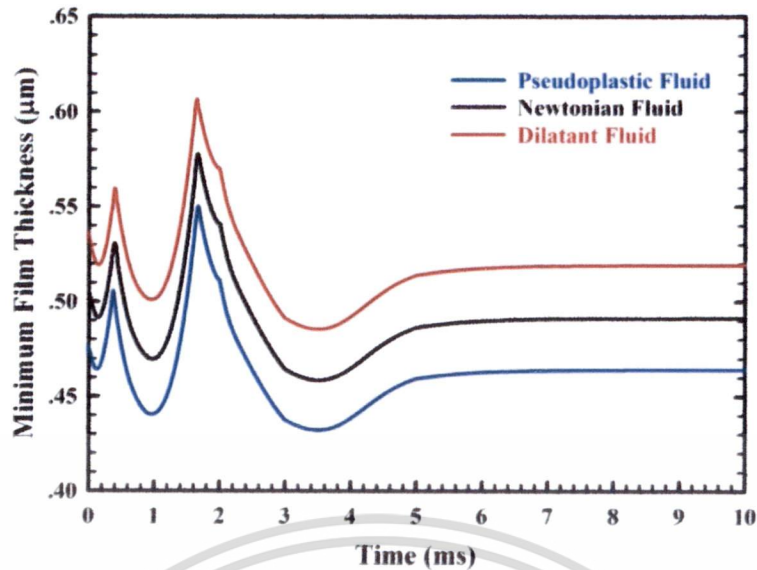


รูปที่ 4.88 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ที่ค่า $W_{TR} = 1.125$ และ $W_{TR} = 1.250$ ตามลำดับ

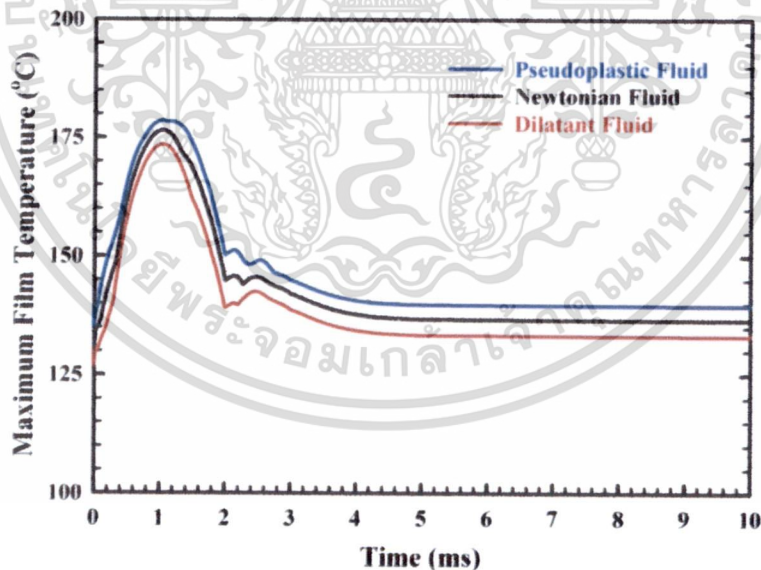
4.8.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น (Power Law Index) ที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว

พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัวเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่ $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.77 โดยมีค่า $W_{TR} = 1.250$ เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่อค่า Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลเนื่องจากความหนืดของสารหล่อลื่นที่เป็น Dilatant Fluid มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีความเครียดเฉือน (Shear Strain Rate) มากกระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่น ส่งผลให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจึงมีค่าลดลง เมื่อเทียบกับสารหล่อลื่นที่เป็น Pseudoplastic Fluid แสดงดังรูปที่ 4.89 ถึงรูปที่ 4.91

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



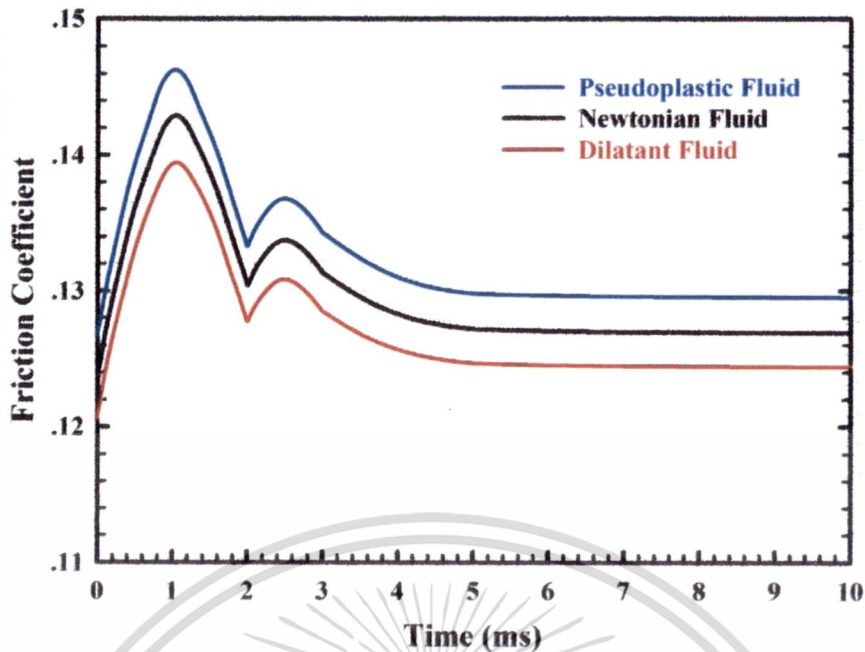
รูปที่ 4.89 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ที่ค่า $W_{TR} = 1.250$ เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) ตามลำดับ



รูปที่ 4.90 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ที่ค่า $W_{TR} = 1.250$ เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.91 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานตามเวลาที่เปลี่ยนไป กรณีผิวของทรงกระบอกเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.15 \mu\text{m}$ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.50 ภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเป็นไปตามรูปที่ 4.81 ที่ค่า $W_{TR} = 1.250$ เมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็น Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.025$) Newtonian Fluid (Power Law Index, $n = 1.000$) และ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.980$) ตามลำดับ

สรุปผลการวิจัย

จากการจำลองผลการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะไม่คงตัว เมื่อเปลี่ยนแปลงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมกรหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง พบว่า

1. เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มตามเวลาที่ผ่านไป อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อภาระมีค่าลดลง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ลดลงตามภาระจากนั้นอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) เล็กน้อย สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นและมีค่าลดลงอีกครั้ง
2. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในช่วงแรกมีค่าลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้นจากนั้นความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น และลดลงอีกครั้งก่อนจะมีค่าเพิ่มกลับขึ้นอีกครั้งเมื่อภาระที่กระทำลดลงตามเวลา จากนั้นจึงมีค่าลดลงและเพิ่มขึ้นกลับอีกครั้งก่อนเข้าสู่สมดุลใหม่เมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 8.00 ms
3. เมื่อขนาดของความหยาบผิวของทรงกระบอก กรณีทรงกระบอกรับภาระที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดของความหยาบผิวของทรงกระบอก, R_{rms} มีค่าเพิ่มขึ้น

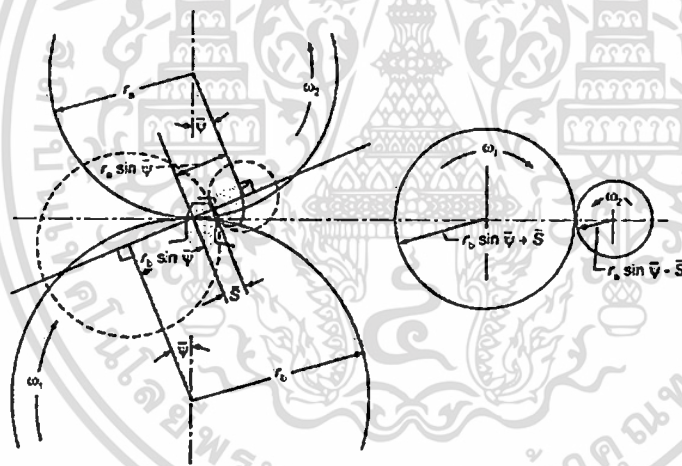
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. เมื่อขนาดของภาระของทรงกระบอกที่เปลี่ยนแปลงตามเวลามีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลงแต่การกวัดแกว่ง (Fluctuation) ของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น
5. กรณีทรงกระบอกรับภาระที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง เมื่อค่า Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น

4.9 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในเฟืองฟันตรง

ในการศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่เกิดขึ้นในขณะที่ฟันเฟืองขบกัน มีความซับซ้อนและยุ่งยากมาก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงสมมติให้ฟันเฟืองเป็นวัตถุแข็งเกร็ง (Rigid Body) และไม่คิดผลจากการเปลี่ยนแปลงใดๆ ของฟันเฟือง ภาระที่ฟันเฟืองได้รับมีค่าคงที่ ในขณะที่ฟันเฟืองขบกัน 2 คู่โดยที่แต่ละคู่รับภาระเท่ากับฟันเฟืองละ 50% และรับภาระ 100% เมื่อฟันเฟืองขบกันเพียงคู่เดียว ลักษณะทางกายภาพของเฟืองฟันตรงขณะขบกันที่ตำแหน่งต่างๆ แสดงดังรูปที่ 4.92



รูปที่ 4.92 ลักษณะทางกายภาพของเฟืองฟันตรงขณะขบกันที่ตำแหน่งต่างๆ

การขบกันของฟันเฟืองที่มีรัศมีพิทช์เท่ากับ r_a และ r_b โดยมีมุม pressure angle (ψ) ที่ตำแหน่งต่างๆ ของระยะการขบกันของฟันเฟือง (Line of Action), \bar{S} สามารถจำลองได้เป็นทรงกระบอกที่หมุนด้วยความเร็วเชิงมุมเท่ากับ ω_a และ ω_b ตามลำดับ ดังนั้นรัศมีของฟันเฟืองที่ระยะขบกันของฟันเฟืองต่างๆ จะได้ว่า

$$R_1(\bar{S}) = r_a \sin(\psi) - \bar{S} \tag{4.1}$$

$$R_2(\bar{S}) = r_b \sin(\psi) + \bar{S} \tag{4.2}$$

ความเร็วของฟันเฟืองที่ระยะขบกันของฟันเฟืองต่างๆ จะได้ว่า

$$u_1(\bar{S}) = \omega_a R_1(\bar{S}) \tag{4.3}$$

$$u_2(\bar{S}) = \omega_b R_2(\bar{S}) \tag{4.4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณสมบัติของฟันเฟือง คุณสมบัติของสารหล่อลื่น และคุณสมบัติของสารหล่อลื่นของแข็งที่ใช้
ในงานวิจัยนี้แสดงดังตารางที่ 4.4 ถึง ตารางที่ 4.5

ตารางที่ 4.4 คุณสมบัติของฟันเฟืองและสารหล่อลื่น

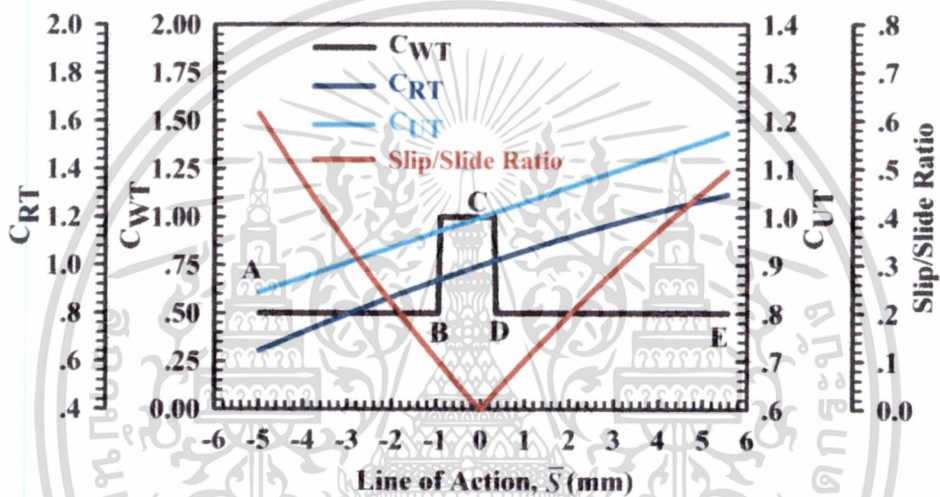
Gear Material	UNB C61300
Number of teeth (pinion : gear)	35:140
Module, mm	2
Contact ratio	1.786
Pinion speed, rpm	1,000
Nominal pressure angle, degree	20
Teeth width, mm	20
Transmitted power, kW	10.0
Elastic modulus of pinion and gear, GPa	117.0
Density of the teeth of pinion and gear, kg/m ³	7950.0
Poisson ratio of the teeth of pinion and gear	0.28
Specific heat of the teeth of pinion and gear, J/kg · K	736.8
Combined surface roughness amplitude (R_{rms}), μm	0.10
Inlet temperature of lubricant, K	313.15
Ambient density of the lubricant, kg/m ³	892.80
Ambient viscosity of the lubricant, Pa · s	0.195
Viscosity-Pressure index (Z_1)	0.5685
Viscosity-Temperature coefficient, K ⁻¹	0.05763
Coefficient of thermal expansivity, K ⁻¹	0.00074
Thermal conductivity of lubricant, W/m · K	0.126
Specific heat of lubricant, J/kg · K	1870
Power law index (n) - liquid-solid lubricant (Dilatant Fluid)	1.00969
- liquid lubricant (Newtonian Fluid)	1.000
- liquid lubricant (Pseudoplastic Fluid)	0.975

ตารางที่ 4.5 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นของแข็ง

Solid particle properties	MoS ₂
Brinell hardness, GPa	3.139
Modulus of elasticity, GPa	34
Poisson ratio	0.13
Density, kg/m ³	4800
Friction coefficient	0.1
Particle diameter, μm	2

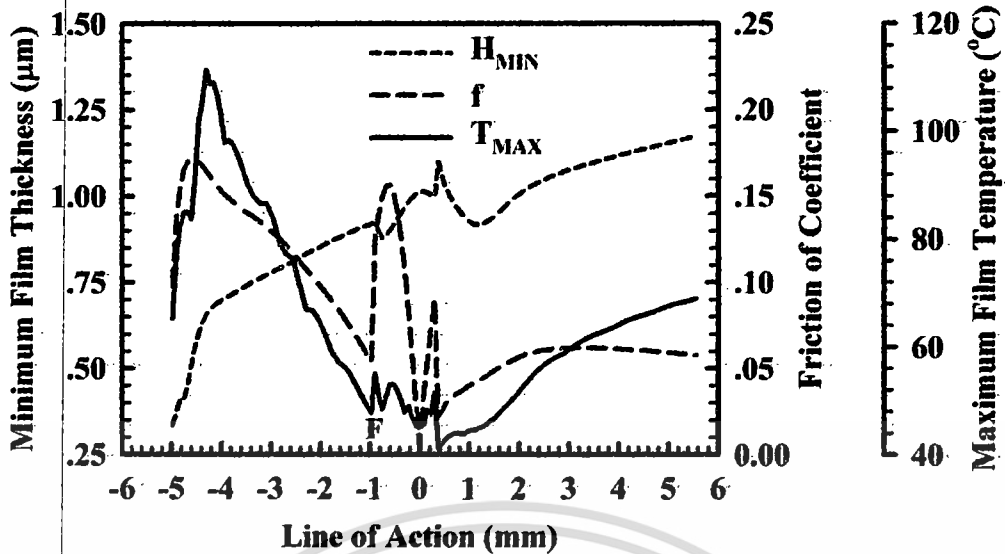
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.93 แสดงการเปลี่ยนแปลงของภาวะแบบไร้มิติที่พื้นเฟืองได้รับ (C_{WT}) รัศมีความโค้งของฟันเฟืองแบบไร้มิติ (C_{RT}) ความเร็วของฟันเฟืองแบบไร้มิติ (C_{UT}) และค่า Slip/Slide Ratio ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง โดยที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ภาวะแบบไร้มิติที่พื้นเฟืองได้รับมีค่าเท่ากับ 0.5 ($C_{WT} = 0.50$) และมีค่าเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใดเป็น 1.0 ($C_{WT} = 1.00$) เมื่อฟันเฟืองเปลี่ยนจากการรับภาระ 2 คู่มาเป็นรับภาระคู่เดียวที่ตำแหน่ง B ($\bar{S} = -1.10$ mm) และเปลี่ยนมารับภาระเท่ากับ 0.5 ($C_{WT} = 0.50$) อีกครั้งเมื่อฟันเฟืองอีกคู่เข้ามาขบที่ตำแหน่ง D ($\bar{S} = 0.90$ mm) ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ค่า Slip/Slide Ratio มีค่าสูงสุด แต่รัศมีความโค้งของฟันเฟืองแบบไร้มิติ (C_{RT}) และความเร็วของฟันเฟืองแบบไร้มิติ (C_{UT}) มีค่าน้อยสุด ดังนั้นที่ตำแหน่งดังกล่าวจึงเป็นตำแหน่งที่ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นจะมีค่าน้อยสุด



รูปที่ 4.93 แสดงการเปลี่ยนแปลงของภาวะแบบไร้มิติที่พื้นเฟืองได้รับ (C_{WT}) รัศมีความโค้งของฟันเฟืองแบบไร้มิติ (C_{RT}) ความเร็วของฟันเฟืองแบบไร้มิติ (C_{UT}) และค่า Slip/Slide Ratio ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง

แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Newtonian Fluid เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ พบว่าสอดคล้องกับผลที่นำของการหล่อลื่นแบบเทอร์โมอีลาสโตไฮโดรไดนามิกในเฟืองฟันตรงที่นำเสนอโดย Wang[10] แสดงดังรูปที่ 4.94



รูปที่ 4.94 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Newtonian Fluid เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ

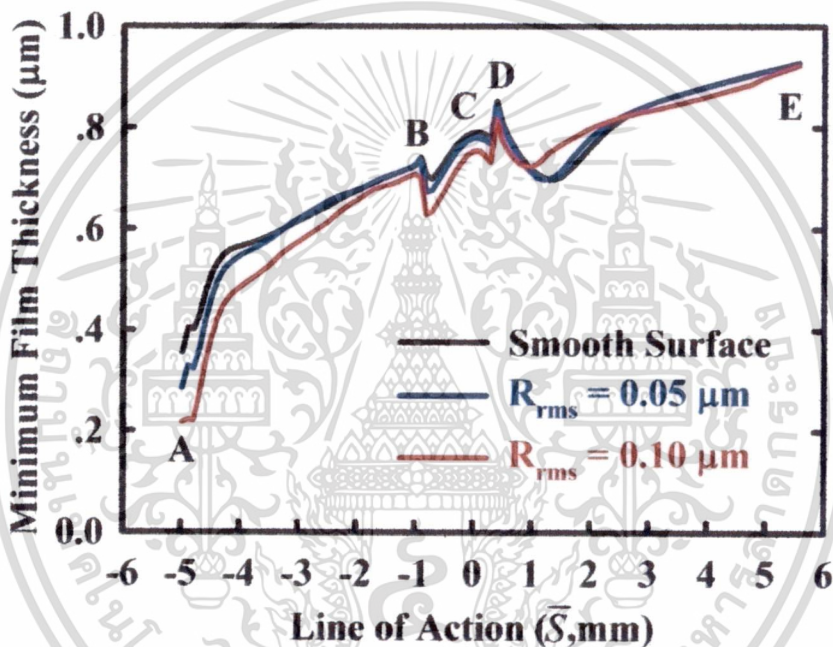
4.9.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิวของฟันเฟืองที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของฟันเฟือง

รูปที่ 4.95 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง (Line of Action) พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) ($\bar{S} = -4.97 \text{ mm}$) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อฟันเฟืองเป็นผิวหยาบมีค่าน้อยกว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ โดยที่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.355 \mu\text{m}$ เมื่อฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและมีค่าเท่ากับ $0.286 \mu\text{m}$ และ $0.218 \mu\text{m}$ เมื่อฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \mu\text{m}$ และ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ ตามลำดับ เป็นผลเนื่องจากการกวัดแกว่ง (Fluctuation) ของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นจากผลของความหยาบผิว และจาก Slip/Slide Ratio ซึ่งส่งผลให้อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นและความหนืดของสารหล่อลื่นมีค่าลดลง

ผลกระทบจากสภาวะไม่คงตัวมีผลอย่างมากหลังจากผ่านตำแหน่ง B และ ตำแหน่ง D เมื่อภาระมีการเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง B ($\bar{S} = -0.90 \text{ mm}, C_{\text{WT}} = 0.5$) ช่วงแรกความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นจาก $0.725 \mu\text{m}$ ไปเป็น $0.742 \mu\text{m}$ สำหรับฟันเฟืองผิวเรียบ จาก $0.727 \mu\text{m}$ ไปเป็น $0.737 \mu\text{m}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \mu\text{m}$ และจาก $0.713 \mu\text{m}$ เป็น $0.718 \mu\text{m}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ จากนั้นจึงมีค่าลดลงไปเป็น $0.700 \mu\text{m}$ สำหรับฟันเฟืองผิวเรียบ $0.673 \mu\text{m}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \mu\text{m}$ และ $0.629 \mu\text{m}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ หลังจากนั้นความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งจะพบว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าไม่คงที่ตลอดจนกระทั่งภาระที่ฟันเฟืองได้รับลดลงอีกครั้งหนึ่ง เมื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พื้นเฟืองอีกคู่หนึ่งเข้ามาขบเพิ่มที่ตำแหน่ง D ($\bar{S} = 0.40$ mm) ภาระที่พื้นเฟืองได้รับจะลดลงอย่างทันทีทันใด ($C_{WT} = 0.5$) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นในช่วงแรกมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0.780 μm ไปเป็น 0.853 μm สำหรับพื้นเฟืองผิวเรียบ จาก 0.769 μm ไปเป็น 0.843 μm สำหรับพื้นเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{RMS} = 0.05$ μm และจาก 0.733 μm ไปเป็น 0.819 μm สำหรับพื้นเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{RMS} = 0.10$ μm จากนั้นจึงมีค่าลดลงจนกระทั่งที่ระยะการขบกันของพื้นเฟืองประมาณ $\bar{S} = 1.20$ mm ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ 0.699 μm สำหรับพื้นเฟืองผิวเรียบและมีค่าเท่ากับ 0.700 μm และ 0.724 μm เมื่อพื้นเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{RMS} = 0.05$ μm และ $R_{RMS} = 0.10$ μm ตามลำดับ และความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดจะเริ่มเข้าสู่สภาวะสมดุล $\bar{S} = 3.53$ mm โดยประมาณ เป็นผลเนื่องมาจากผลกระทบจากกลไกการกอดตัวของฟิล์มสารหล่อลื่น



รูปที่ 4.95 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของพื้นเฟือง กรณีพื้นเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของพื้นเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) เมื่อผิวของพื้นเฟืองเป็นผิวเรียบ และผิวของพื้นเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{RMS} = 0.05$ μm และ $R_{RMS} = 0.10$ μm ตามลำดับ

การเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสำหรับพื้นเฟืองผิวเรียบและพื้นเฟืองผิวหยาบที่ระยะการขบกันต่างๆ (Line of Action) แสดงดังรูปที่ 4.96 และรูปที่ 4.97

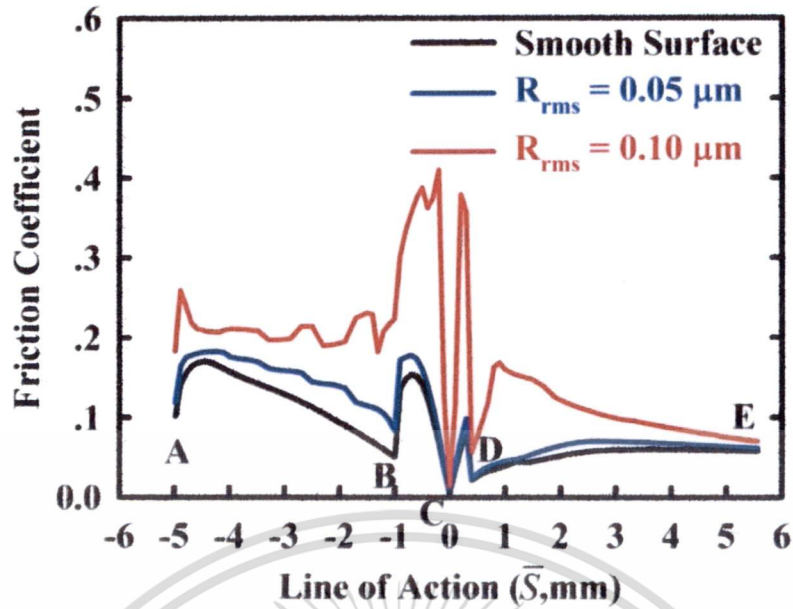
ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นของพื้นเฟืองผิวหยาบมีค่ามากกว่าพื้นเฟืองผิวเรียบตลอดระยะการขบกันของพื้นเฟือง (Line of Action) ที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point, A, $\bar{S} = -4.97$ mm) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.102 และ 67.47 $^{\circ}\text{C}$ สำหรับพื้นเฟืองผิวเรียบ และมีค่าเท่ากับ 0.119 และ 81.48 $^{\circ}\text{C}$ พื้นเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{RMS} = 0.05$ μm และ 0.184 และ 116.47 $^{\circ}\text{C}$ สำหรับพื้นเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{RMS} = 0.10$ μm ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

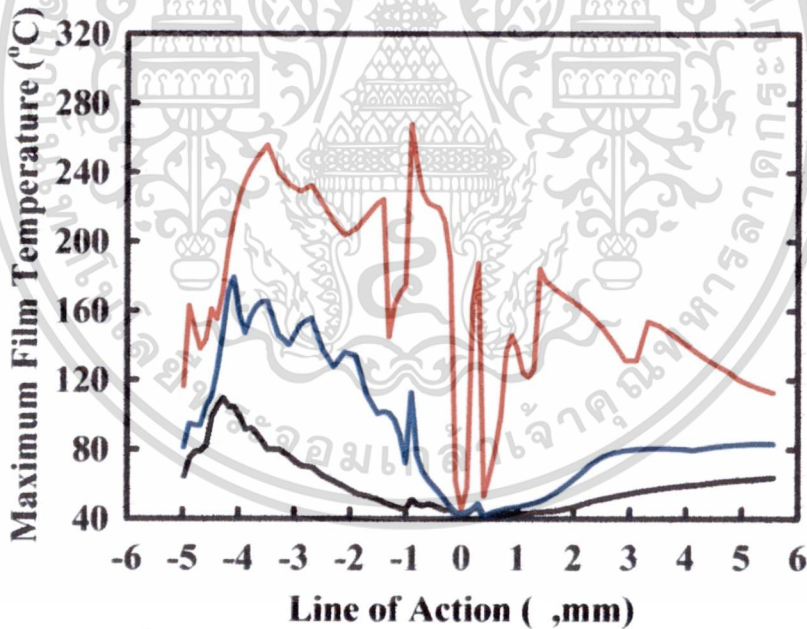
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อระยะการขบกันของฟันเฟือง (Line of Action) มีค่าเพิ่มขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าสูงสุดในช่วงแรกที่ $S = -4.48 \text{ mm}$ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าสูงสุดในช่วงแรกที่ $S = -4.00 \text{ mm}$ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.171 และ $109.62 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับฟันเฟืองผิวเรียบ และมีค่าเท่ากับ 0.183 และ $179.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \text{ }\mu\text{m}$ และมีค่าเท่ากับ 0.260 และ $256.17 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.10 \text{ }\mu\text{m}$ จากนั้นจึงมีค่าลดลงจนกระทั่งภาวะที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใด ที่ระยะการขบกันของฟันเฟือง $S = -0.70 \text{ mm}$ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดสำหรับฟันเฟืองผิวเรียบและฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \text{ }\mu\text{m}$ และ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \text{ }\mu\text{m}$ มีค่าเท่ากับ 0.154 , $48.00 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 0.178 , $113.24 \text{ }^{\circ}\text{C}$, 0.411 และ $268.36 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับ จากนั้นจึงมีค่าลดลงจนมีค่าน้อยสุดที่ตำแหน่งพิทช์ โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเข้าใกล้ศูนย์และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิทางเข้าของสารหล่อลื่นเนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวค่า Slip/Slide Ratio = 0

จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิสูงสุดเกิดขึ้นที่ตำแหน่งใกล้เคียงกับตำแหน่งที่ฟันเฟืองเริ่มขบกัน เป็นผลเนื่องมาจากที่ตำแหน่งดังกล่าวค่า Slip/Slide Ratio มีค่าสูง หลังจากที่ภาวะของฟันเฟืองเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง B ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดจะเพิ่มขึ้นอีกครั้งหนึ่ง เนื่องขนาดของภาวะที่เพิ่มขึ้นแม้ว่าค่า Slip/Slide Ratio จะมีค่าลดลง หลังจากระยะการขบกันของฟันเฟืองเลื่อนพ้นจากตำแหน่งพิทช์ ไปแล้วค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดจะเพิ่มขึ้นอีก ที่ระยะการขบกันของฟันเฟือง $S = +0.30 \text{ mm}$ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.083 and $46.11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับฟันเฟืองผิวเรียบและมีค่าเท่ากับ 0.099 และ $49.03 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \text{ }\mu\text{m}$ และมีค่าเท่ากับ 0.358 และ $187.94 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับฟันเฟืองผิวหยาบที่มีความหยาบผิว $R_{\text{RMS}} = 0.05 \text{ }\mu\text{m}$ ตามลำดับ เมื่อฟันเฟืองอีกคู่หนึ่งเข้ามาขบเพิ่มที่ตำแหน่ง D ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าลดลงอย่างทันทีทันใด จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงกว่าตำแหน่งที่ฟันเฟืองจากกัน (Recess Point, E) เนื่องจากที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันค่า Slip/Slide Ratio มีค่าสูงกว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดของฟันเฟืองผิวหยาบจะมีค่าเพิ่มขึ้นสูงกว่าอย่างชัดเจนเทียบกับฟันเฟืองผิวเรียบ เมื่อภาวะที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง B และลดลงอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง D เป็นผลเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดจากผลของความหยาบผิว



รูปที่ 4.96 แสดงการเปลี่ยนแปลงของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของ ฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ และผิวของ ฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ ตามลำดับ



รูปที่ 4.97 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของ ฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ และผิวของ ฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ และ $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

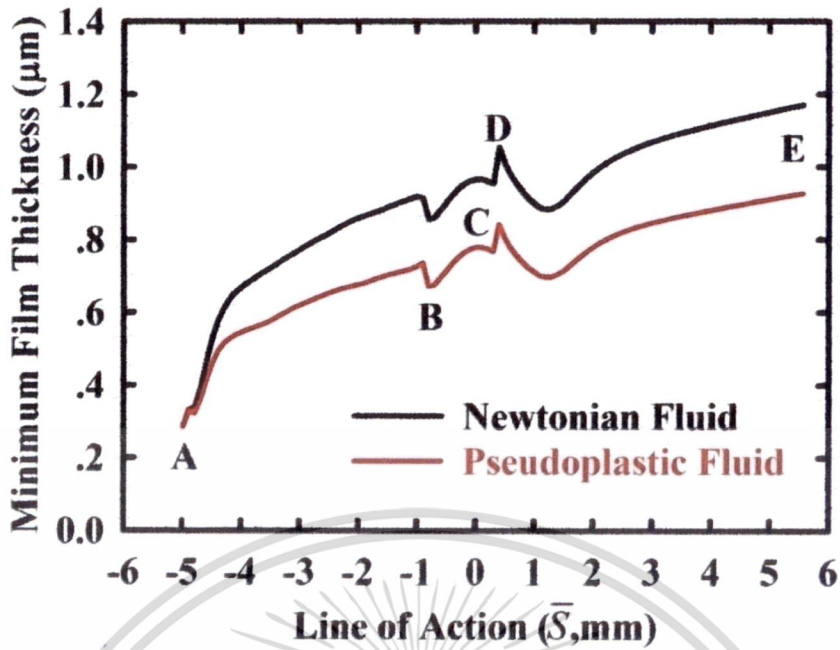
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.9.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่นที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของพื้นผิว

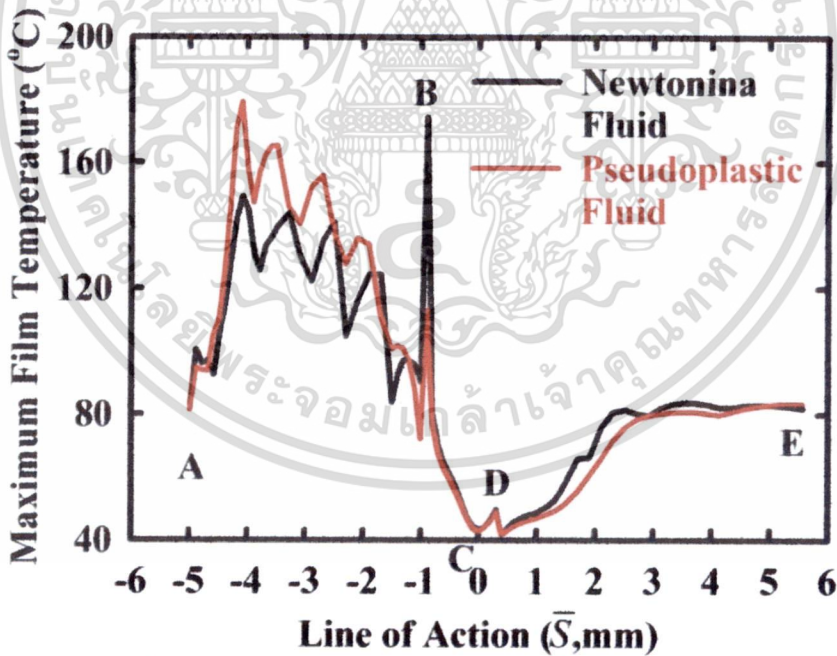
รูปที่ 4.98 ถึงรูปที่ 4.100 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะขบกันต่างๆ ของพื้นผิว เมื่อเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของสารหล่อลื่น (Pseudoplastic fluid ($n=0.975$) และ Newtonian fluid ($n=1.0$)) สำหรับพื้นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดขึ้นอยู่กับค่า Power Law Index ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจะลดลงอย่างชัดเจนเมื่อค่า Power Law Index มีค่าลดลง ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเมื่อใช้สารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic fluid จะมีค่าน้อยกว่าเมื่อใช้สารหล่อลื่นเป็น Newtonian Fluid

ที่ตำแหน่งพื้นผิวเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สำหรับ Pseudoplastic Fluid และ Newtonian Fluid มีค่าเท่ากับ $0.286 \mu\text{m}$ และ $0.289 \mu\text{m}$ ตามลำดับ เมื่อภาระที่พื้นผิวได้รับเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง B ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดลดลงไปเป็น $0.673 \mu\text{m}$ และ $0.855 \mu\text{m}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid และ Newtonian Fluid ตามลำดับ ที่ตำแหน่ง D เมื่อภาระที่พื้นผิวได้รับมีค่าลดลงอย่างทันทีทันใด ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดสำหรับ Pseudoplastic Fluid และ Newtonian Fluid มีค่าเพิ่มขึ้นเป็น $0.844 \mu\text{m}$ และ $1.054 \mu\text{m}$ ตามลำดับ

ที่ตำแหน่งใกล้กับตำแหน่งที่พื้นผิวเริ่มขบกัน (Approach Point, A) $\bar{S} = -4.28 \text{ mm}$ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดเท่ากับ 0.183 และ $179.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับ Pseudoplastic Fluid และมีค่าเท่ากับ 0.178 และ $149.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับ Newtonian Fluid เมื่อภาระที่พื้นผิวได้รับเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง B สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 0.178 และ $113.24 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับ Pseudoplastic Fluid และเพิ่มขึ้นเป็น 0.179 และ $177.54 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับ Newtonian Fluid จากนั้นจึงมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วและเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วอีกครั้ง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นหลังจากผ่านตำแหน่งพิทช์โดยมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.099 และ $49.02 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับ Pseudoplastic Fluid และเพิ่มขึ้นเป็น 0.098 และ $49.81 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับ Newtonian Fluid เป็นผลเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าความเค้นเฉือนที่กระทำกับฟิล์มสารหล่อลื่น ที่ตำแหน่งพิทช์สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเข้าใกล้ศูนย์และอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของสารหล่อลื่นที่ทางเข้า

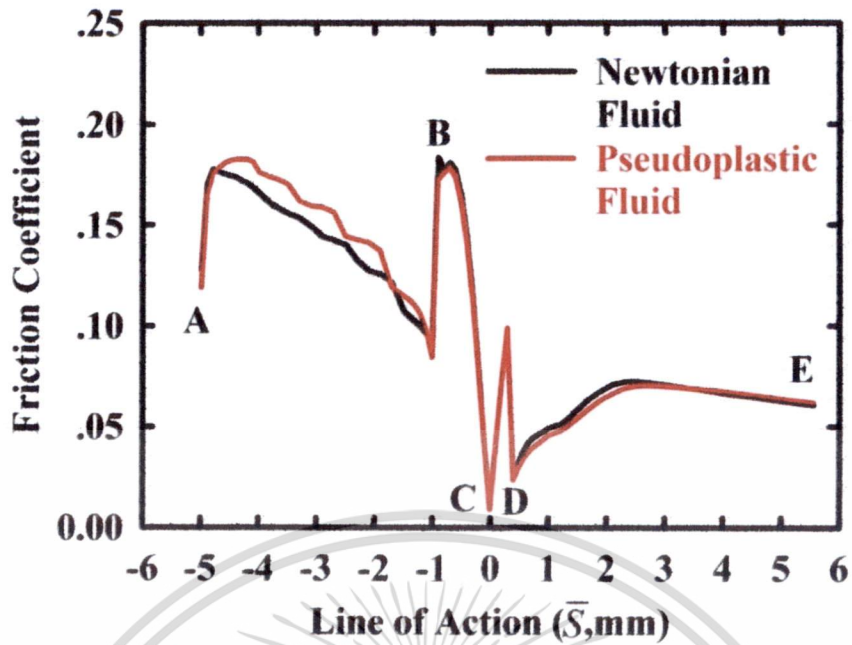


รูปที่ 4.98 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Newtonian Fluid ($n=1.000$) และ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) ตามลำดับ



รูปที่ 4.99 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Newtonian Fluid ($n=1.000$) และ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

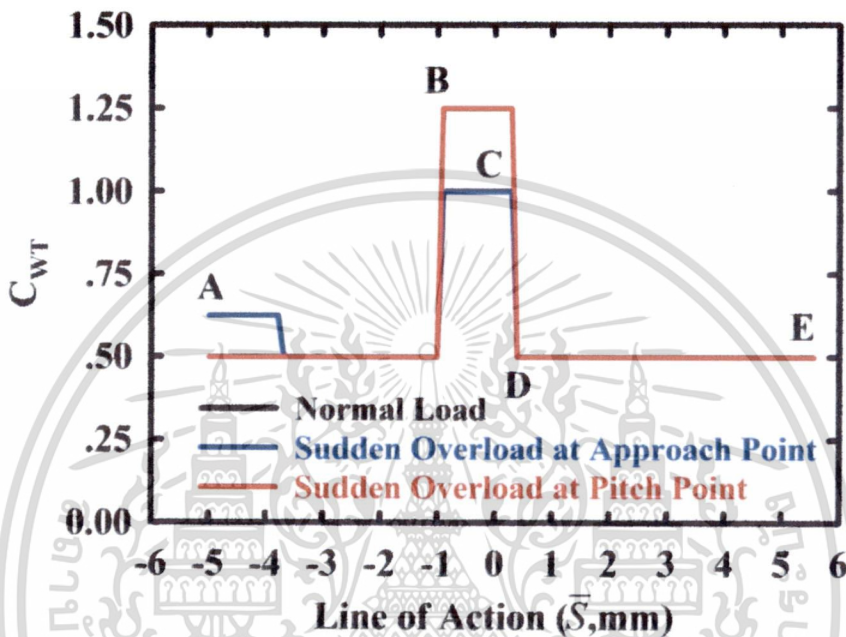


รูปที่ 4.100 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของ ฟันเฟือง กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Newtonian Fluid ($n=1.000$) และ Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.9.3 ของของการเปลี่ยนแปลงภาระแบบกระแทกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของ ฟันเฟือง

ในขณะที่เฟืองฟันตรงทำงาน ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และที่ ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใดจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ ภาระ ที่ฟันเฟืองได้รับอาจจะเพิ่มขึ้นจากสภาวะการทำงานปกติ ไปเป็นการภาระของฟันเฟืองแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) แสดงดังรูปที่ 4.101



รูปที่ 4.101 แสดงการเปลี่ยนแปลงภาระของฟันเฟือง ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อการ รับภาระของฟันเฟืองเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่ง ฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบ ทันทีทันใดจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการ ทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ ด้วย สารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$)

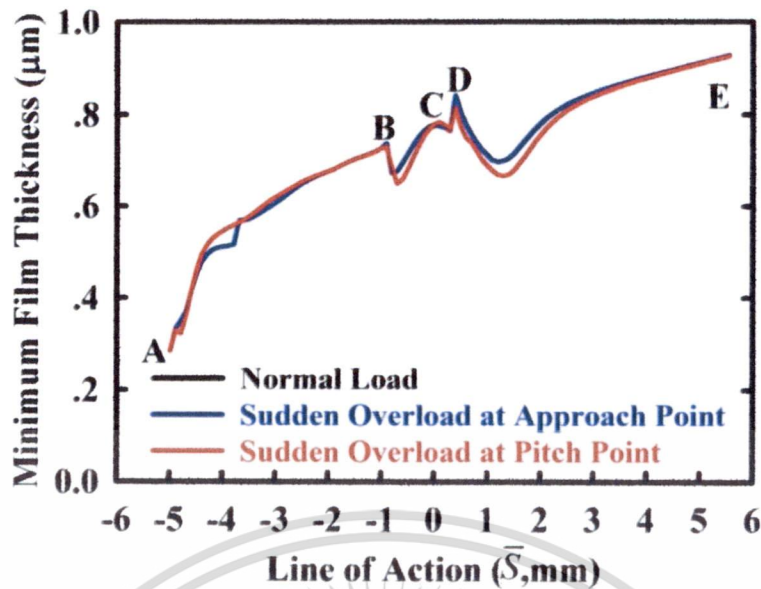
ในงานวิจัยนี้ศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่นของเฟืองฟันตรงเมื่อรับภาระแบบกระแทกเพิ่มขึ้น จากสภาวะการทำงานปกติ 25% พบว่าเมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบ กัน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าใกล้เคียงกับความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดใน สภาวะการทำงานปกติของฟันเฟือง เนื่องจากที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน ความหนาของฟิล์มสาร หล่อลื่นน้อยสุดขึ้นกับกลไกการกีดกันของฟิล์มสารหล่อลื่น โดยมีค่าเท่ากับ $0.286 \mu\text{m}$ ทุกสภาวะการ ทำงาน เมื่อภาระที่ฟันเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใดที่ตำแหน่ง B ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อย สุดเมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพิทช์ มีค่าน้อยกว่าการทำงานในสภาวะปกติ โดยการ ทำงานในสภาวะปกติและฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันมีค่าเท่ากับ $0.673 \mu\text{m}$ และมีค่าเท่ากับ $0.651 \mu\text{m}$ เมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพิทช์ ที่ตำแหน่ง ใกล้เคียงตำแหน่งพิทช์ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดกรณีรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพิทช์ มีค่ามากกว่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในสภาวะการทำงานปกติ แต่มีค่าใกล้เคียงกับสภาวะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานวิจัยเท่านั้น เมื่ออยู่ใต้เงื่อนไขของโครงการวิจัย

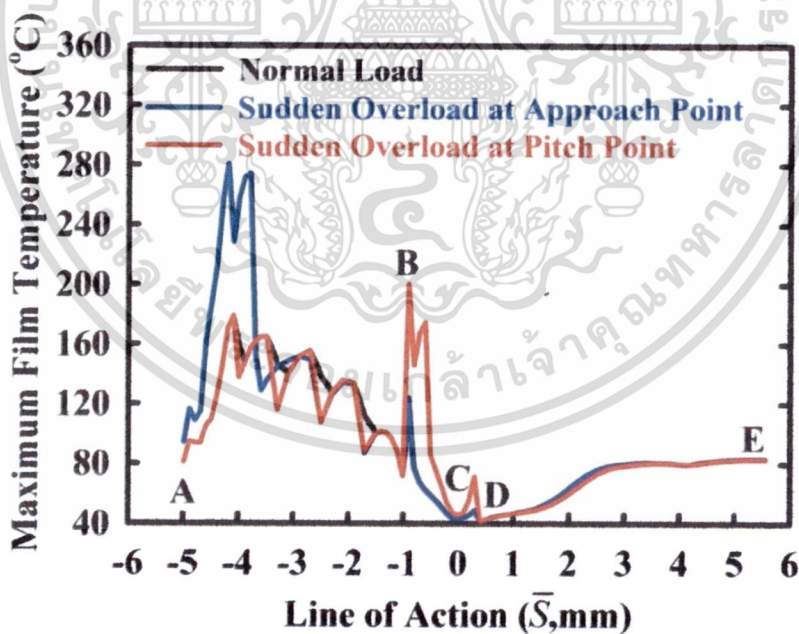
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทำงานปกติ โดยมีค่าเท่ากับ $0.780 \mu\text{m}$ เมื่อภาระที่พื้นเฟืองได้รับลดลงอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง D ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในสภาวะการทำงานปกติมีค่าเพิ่มขึ้นไปเป็น $0.843 \mu\text{m}$ และมีค่าเพิ่มขึ้นไปเป็น $0.817 \mu\text{m}$ สำหรับสภาพที่พื้นเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพิทช์ แสดงดังรูปที่ 4.102

รูปที่ 4.103 และรูปที่ 4.104 แสดงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียหาย ในกรณีพื้นเฟืองทำงานที่สภาวะปกติและเมื่อการรับภาระของพื้นเฟืองเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และที่ตำแหน่งพิทช์ ที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน สัมประสิทธิ์ความเสียหายและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดในกรณีพื้นเฟืองรับภาระเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) มีค่าสูงกว่าการทำงานในสภาวะปกติ โดยมีค่าเท่ากับ 0.146 และ $94.50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อพื้นเฟืองรับภาระเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และมีค่าเท่ากับ 0.119 และ $81.48 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ในสภาวะการทำงานปกติของพื้นเฟือง เมื่อระยะเวลาการขบกันของพื้นเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์ความเสียหายและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว โดยอุณหภูมิของสารหล่อลื่นมีค่าสูงสุดเท่ากับ $281.18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อพื้นเฟืองรับภาระเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และมีค่าเท่ากับ $179.53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ในสภาวะการทำงานปกติของพื้นเฟือง จากนั้นจึงมีค่าลดลงจนกระทั่งภาระที่พื้นเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อภาระที่พื้นเฟืองได้รับเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่ตำแหน่ง B สัมประสิทธิ์ความเสียหายและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด โดยมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.320 และ $200.85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อพื้นเฟืองรับภาระเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งพิทช์ และมีค่าเท่ากับ 0.179 และ $113.24 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ในสภาวะการทำงานปกติของพื้นเฟือง จากนั้นสัมประสิทธิ์ความเสียหายมีค่าลดลงเข้าใกล้ศูนย์ และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงใกล้เคียงกับอุณหภูมิสารหล่อลื่นที่ทางเข้า ที่ตำแหน่งพิทช์ และเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วอีกครั้ง โดยมีค่าเท่ากับ 0.208 และ $71.73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อพื้นเฟืองรับภาระเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งพิทช์ และมีค่าเท่ากับ 0.099 และ $49.02 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ในสภาวะการทำงานปกติของพื้นเฟือง เป็นผลเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นจากภาระที่พื้นเฟืองได้รับเพิ่มขึ้น เมื่อภาระของพื้นเฟืองลดลงอย่างทันทีทันใดที่ตำแหน่ง D สัมประสิทธิ์ความเสียหายและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วและมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้ง



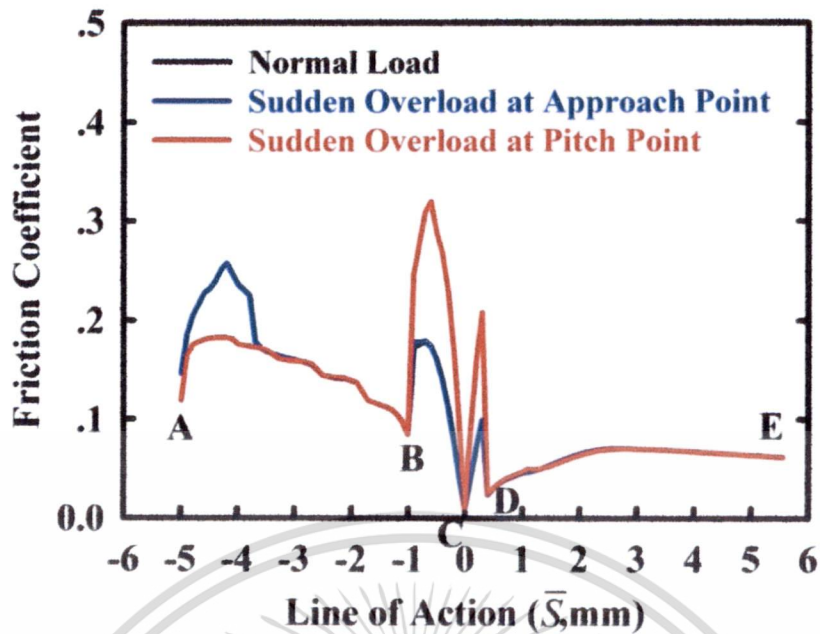
รูปที่ 4.102 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ในสภาวะการทำงานปกติและเมื่อการรับภาระของฟันเฟืองเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใดจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$)



รูปที่ 4.103 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ในสภาวะการทำงานปกติและเมื่อการรับภาระของฟันเฟืองเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใดจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.104 แสดงการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ในสภาวะการทำงานปกติและเมื่อการรับภาระของฟันเฟืองเป็นแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) และที่ตำแหน่งที่ภาระของฟันเฟืองเปลี่ยนแปลงแบบทันทีทันใดจากการขบกัน 2 คู่มาเป็นขบกัน 1 คู่ กรณีฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ความเร็วรอบในการทำงานของฟันเฟืองเท่ากับ 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่มีค่า $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid ($n=0.975$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.10 การหล่อลื่นในเฟืองฟันตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant

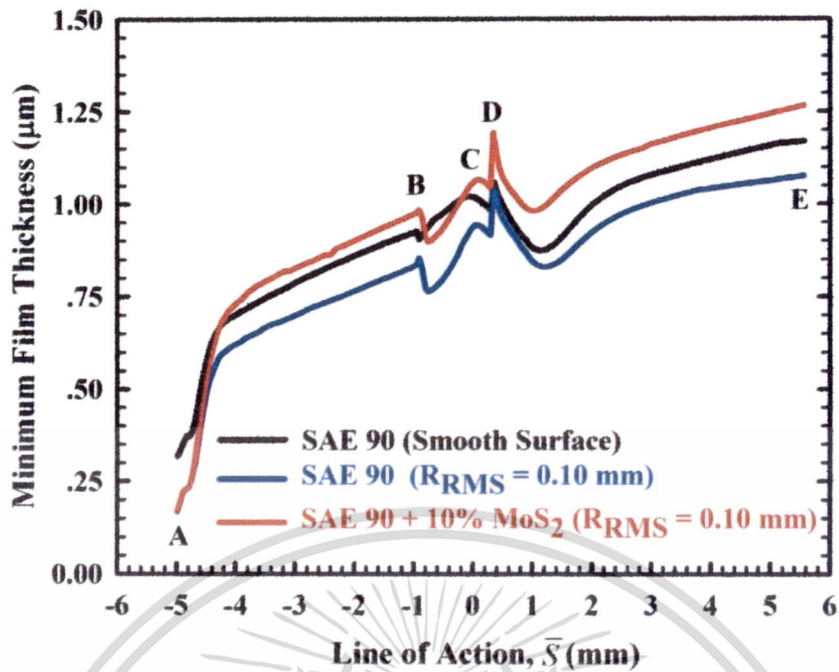
รูปที่ 4.105 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบ และผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดของสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant มีค่ามากกว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดของสารหล่อลื่น SAE-90 ตลอดทั้งระยะการขบกันของฟันเฟือง ซึ่งเป็นผลมาจากภาวะที่สารหล่อลื่นได้รับมีค่าลดลงจากการรับภาระของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) ($S = -4.97 \text{ mm}$) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยสุดโดยมีค่าเท่ากับ $0.17 \mu m$ ทั้งสารหล่อลื่น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant เป็นผลเนื่องมาจากกลไกการกอดอัดของฟิล์มสารหล่อลื่น

ผลกระทบจากสภาวะไม่คงตัวเห็นผลอย่างชัดเจนเมื่อผ่านตำแหน่ง B และตำแหน่ง D โดยที่ตำแหน่ง B ($S = -0.90 \text{ mm}$) ภาวะที่ฟันเฟืองได้รับมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด ในช่วงแรกความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นจาก $0.84 \mu m$ ไปเป็น $0.86 \mu m$ สำหรับสารหล่อลื่น SAE-90 และจาก $0.97 \mu m$ ไปเป็น $0.99 \mu m$ สำหรับ Liquid-Solid Lubricant จากนั้นจึงมีค่าลดลงไปเป็น $0.76 \mu m$ สำหรับสารหล่อลื่น SAE-90 และลดลงไปเป็น $0.90 \mu m$ สำหรับ Liquid-Solid Lubricant ก่อนที่จะมีค่าเพิ่มกลับขึ้นไปอีกครั้ง เมื่อฟันเฟืองเข้ามาขบกันเพิ่มอีกคู่หนึ่ง ที่ตำแหน่ง D ($S = 0.40 \text{ mm}$) ภาวะที่ฟันเฟืองได้รับมีค่าลดลงแบบทันทีทันใด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในช่วงแรกมีค่าเพิ่มขึ้นจาก $0.92 \mu m$ ไปเป็น $1.04 \mu m$ สำหรับสารหล่อลื่น SAE-90 และจาก $1.05 \mu m$ ไปเป็น $1.19 \mu m$ สำหรับ Liquid-Solid Lubricant จากนั้นจึงมีค่าลดลงต่ำสุดที่ระยะขบกันของฟันเฟืองประมาณ 1.20 mm ซึ่งที่ตำแหน่งดังกล่าวความหนาฟิล์มน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.83 \mu m$ และ $0.99 \mu m$ สำหรับสำหรับสารหล่อลื่น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ โดยที่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเข้าสู่สภาวะคงตัวที่ระยะการขบกันของฟันเฟืองเท่ากับ 3.53 mm โดยประมาณ

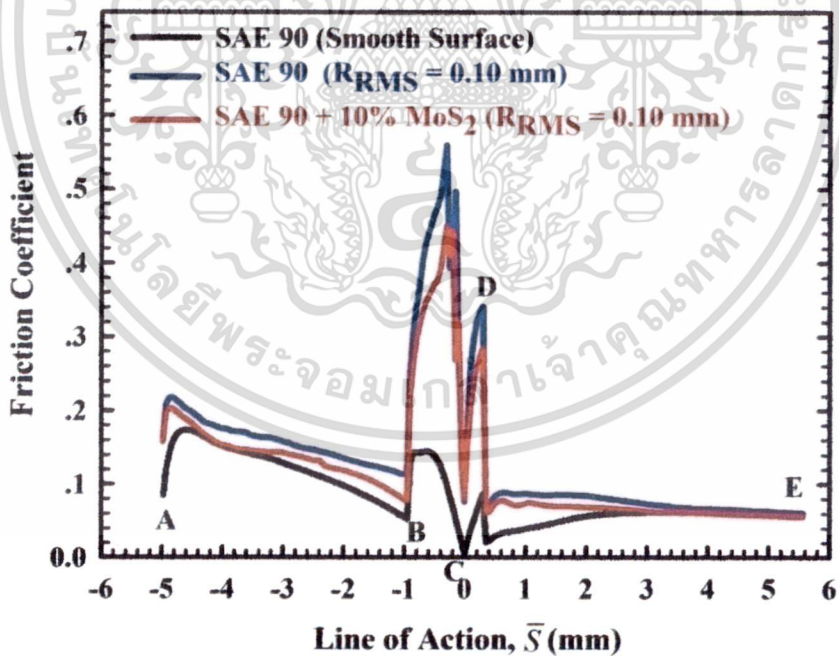
การเปลี่ยนแปลงของค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ระยะการขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ แสดงดังรูปที่ 4.106 และรูปที่ 4.107 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant มีค่าน้อยกว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น SAE-90 ตลอดระยะการขบกันของฟันเฟือง ยกเว้นบริเวณใกล้เคียงกับตำแหน่งพิทช์ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant มีค่ามากกว่า ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Point A, $S = -4.97 \text{ mm}$) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น SAE-90 มีค่าเท่ากับ 0.164 และ $107.71 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และมีค่าเท่ากับ 0.158 และ $107.37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant เมื่อระยะการขบกันของฟันเฟืองเลื่อนออกไป พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าสูงสุดในช่วงแรกที่ -4.83 mm และที่ -4.63 mm สำหรับอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น SAE-90 มีค่าเท่ากับ 0.219 และ $238.07 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และมีค่าเท่ากับ 0.203 และ $217.47 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น

Liquid-Solid Lubricant จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าลดลงจนกระทั่งภาวะที่พื้นเฟืองได้รับมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใด ที่ระยะการขบกันของพื้นเฟือง $\bar{S} = -0.40 \text{ mm}$ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น SAE-90 มีค่าเท่ากับ 0.561 และ $254.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และมีค่าเท่ากับ 0.451 และ $250.25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าลดลงสู่ค่าน้อยสุดที่ตำแหน่งพิทซ์

ที่ตำแหน่งพิทซ์ (Point C) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant มีค่ามากกว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของสารหล่อลื่น SAE-90 เป็นผลเนื่องจากแรงเสียดทานและการผลิตพลังงานความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากแรงเสียดทานของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง โดยมีค่าเท่ากับ 0.077 และ $61.73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.079 และ $63.08 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเข้าใกล้ศูนย์ และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าใกล้เคียงอุณหภูมิของสารหล่อลื่นที่ทางเข้า เนื่องจากไม่มีการเลื่อนไถลของฟิล์มสารหล่อลื่น จะเห็นได้ว่าที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นสูงเนื่องจากภาวะที่พื้นเฟืองได้รับมีค่าสูงจากขนาดของพื้นที่สัมผัสที่เล็ก อุณหภูมิสูงสุดเกิดขึ้นที่ใกล้กับตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกันเป็นผลเนื่องมาจากค่า Slip/Slide Ratio ที่มีค่าสูง เมื่อระยะการขบกันของพื้นเฟืองเลื่อนออกจากตำแหน่งพิทซ์ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้ง โดยมีค่าสูงสุดอีกครั้งที่ตำแหน่ง $\bar{S} = +0.30 \text{ mm}$ โดยมีค่าเท่ากับ 0.342 และ $115.85 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.285 และ $105.72 \text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ เมื่อพื้นเฟืองอีกคู่เข้ามาขบเพิ่มที่ตำแหน่ง D ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าลดลงอย่างรวดเร็วและมีค่าเพิ่มขึ้นอีกครั้งเมื่อตามระยะของการขบกันของพื้นเฟือง จะเห็นได้ว่าการเพิ่มของอุณหภูมิของสารหล่อลื่นสูงสุดที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกัน มีค่ามากกว่าที่ตำแหน่งพื้นเฟืองจากกัน (Recess Point) เนื่องมาจากการเลื่อนไถลที่ตำแหน่งพื้นเฟืองเริ่มขบกันมีค่ามากกว่าที่ตำแหน่งพื้นเฟืองจากกัน

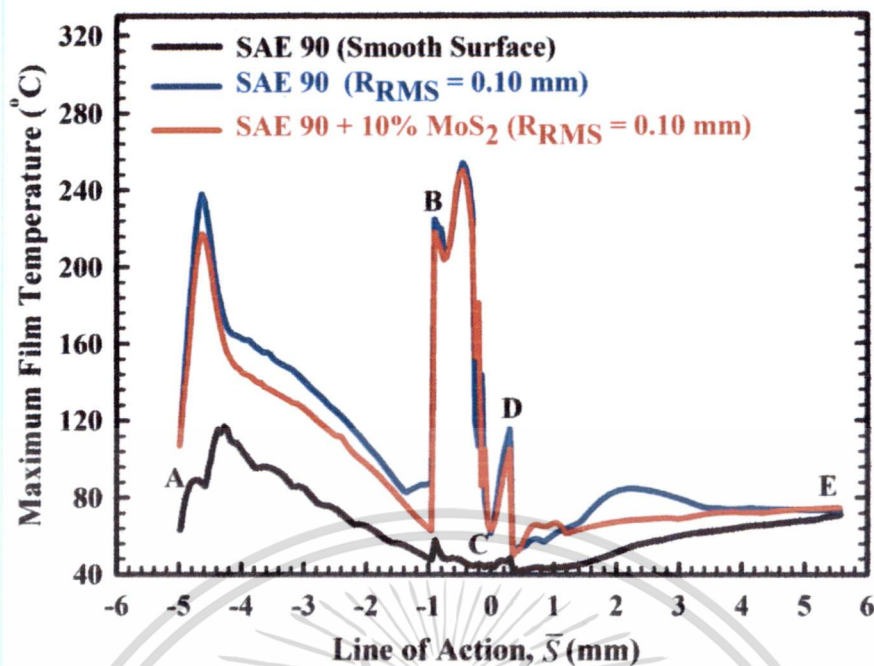


รูปที่ 4.105 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของพื้นผิว ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) เมื่อผิวของพื้นผิวเป็นผิวเรียบและผิวของพื้นผิวเป็นผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ พื้นผิวรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm



รูปที่ 4.106 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะขบกันต่างๆ ของพื้นผิว ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) เมื่อผิวของพื้นผิวเป็นผิวเรียบและผิวของพื้นผิวเป็นผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ พื้นผิวรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.107 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก เมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวเรียบและผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

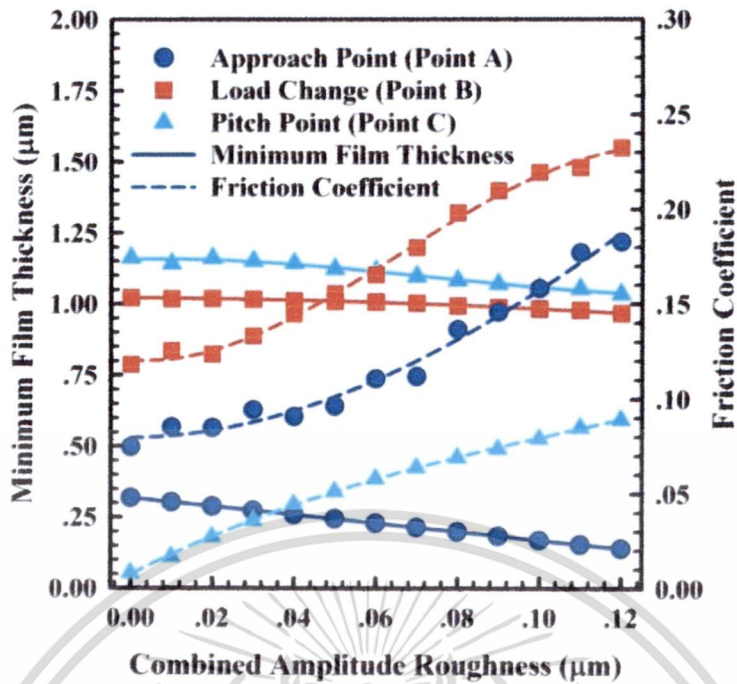
4.10.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงความหยาบของผิวพื้นเพื่องที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเพื่องพื้นตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant

รูปที่ 4.108 และรูปที่ 4.109 แสดงการเปลี่ยนแปลงของค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่งพื้นเพื่องเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ตำแหน่ง B ที่เกาะของพื้นเพื่องเพิ่มขึ้น 2 เท่าและที่ตำแหน่งพิทช์ (ตำแหน่ง C) เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหยาบผิว ในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งเท่ากับ 10% โดยน้ำหนัก พบว่าขนาดของความหยาบผิวของพื้นเพื่องมีผลอย่างรุนแรงกับอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ค่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดของความหยาบผิวของพื้นเพื่องมีค่าเพิ่มขึ้น

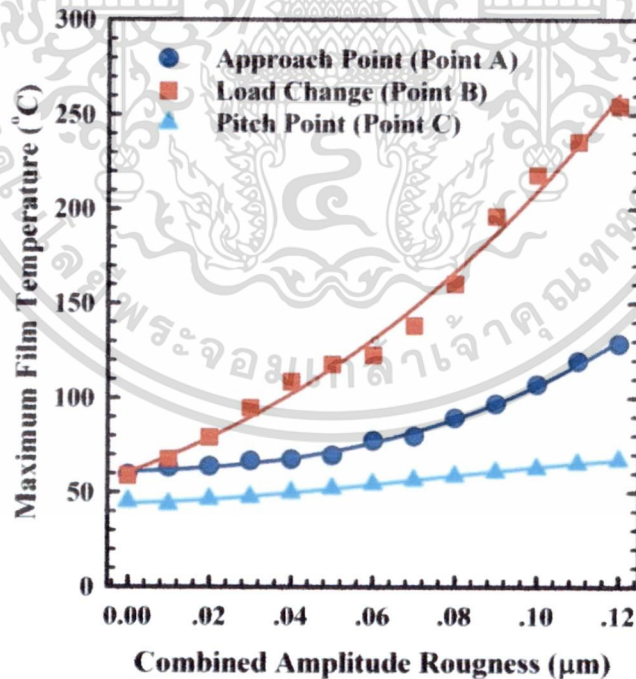
ที่ตำแหน่งพื้นเพื่องเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเท่ากับ $0.32 \mu\text{m}$ 0.075 และ $59.73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวเรียบ และมีค่าเท่ากับ $0.17 \mu\text{m}$ 0.158 และ $107.37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ และมีค่าเท่ากับ $0.14 \mu\text{m}$ 0.183 และ $128.81 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.12 \mu\text{m}$

ตำแหน่งที่เกาะของพื้นเพื่องเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใด (Point B) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเท่ากับ $1.02 \mu\text{m}$ 0.118 และ $59.09 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวเรียบ และมีค่าเท่ากับ $0.98 \mu\text{m}$ 0.220 และ $218.27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ และมีค่าเท่ากับ $0.97 \mu\text{m}$ 0.233 และ $254.75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.12 \mu\text{m}$

ตำแหน่งพิทช์ (Point C) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเท่ากับ $1.16 \mu\text{m}$ 0.008 และ $45.41 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวเรียบ และมีค่าเท่ากับ $1.06 \mu\text{m}$ 0.079 และ $63.08 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.10 \mu\text{m}$ และมีค่าเท่ากับ $1.03 \mu\text{m}$ 0.089 และ $67.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับสำหรับพื้นเพื่องผิวหยาบที่ $R_{\text{RMS}} = 0.12 \mu\text{m}$



รูปที่ 4.108 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบผิวของฟันเฟือง



รูปที่ 4.109 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดความหยาบผิวของฟันเฟือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวทช. ผลิตขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

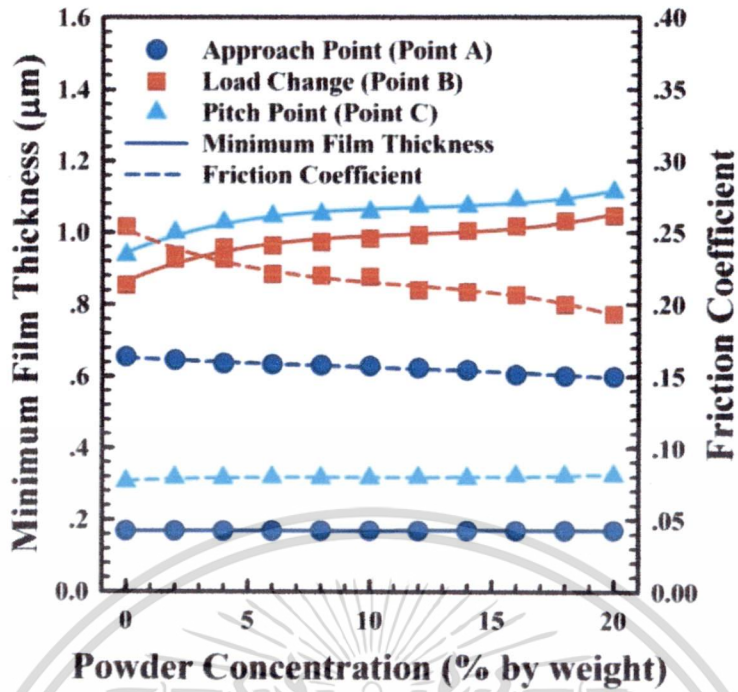
4.10.2 ผลของการเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งในสารหล่อลื่นที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเพื่องพื่นตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant

การเปลี่ยนแปลงของค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่งพื่นเพื่องเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ตำแหน่ง B ที่ภาระของพื่นเพื่องเพิ่มขึ้น 2 เท่าและที่ตำแหน่งพิทซ์ (ตำแหน่ง C) ในกรณีผิวของพื่นเพื่องเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ พื่นเพื่องรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm สารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง แสดงดังรูปที่ 4.110 และรูปที่ 4.111

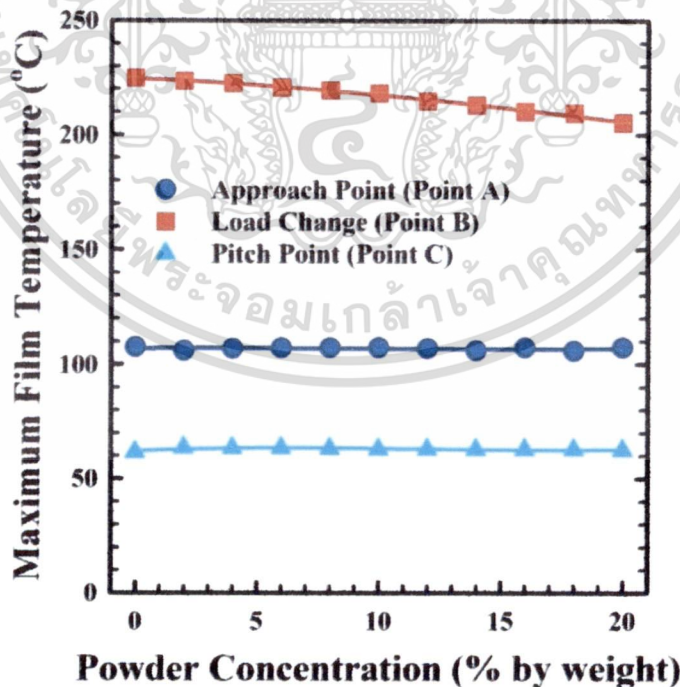
ที่ตำแหน่งพื่นเพื่องเริ่มขบกัน (Approach Point, A) การเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีผลน้อยมากต่อ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเพื่องพื่นตรงที่ผิวของพื่นเพื่องเป็นผิวหยาบ

ตำแหน่งที่ภาระของพื่นเพื่องเพิ่มขึ้นแบบทันทีทันใด (Point B) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น โดยมีค่าเท่ากับ $0.86 \mu\text{m}$, $0.99 \mu\text{m}$ และ $1.05 \mu\text{m}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% และ 20% โดยน้ำหนัก ตามลำดับ สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงเมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น โดยที่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่าน้อยกว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดของสารหล่อลื่น SAE-90 เนื่องจากการรับภาระของสารหล่อลื่นของแข็งทำให้ภาระที่รองรับโดยสารหล่อลื่นมีค่าลดลง สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเท่ากับ 0.254 และ $224.90 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.220 และ $218.27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก และมีค่าเท่ากับ 0.194 และ $205.48 \text{ }^{\circ}\text{C}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้น 20% โดยน้ำหนัก

ตำแหน่งพิทซ์ (Point C) ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากที่ตำแหน่งดังกล่าวไม่มีการสิ้นไหล



รูปที่ 4.110 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง

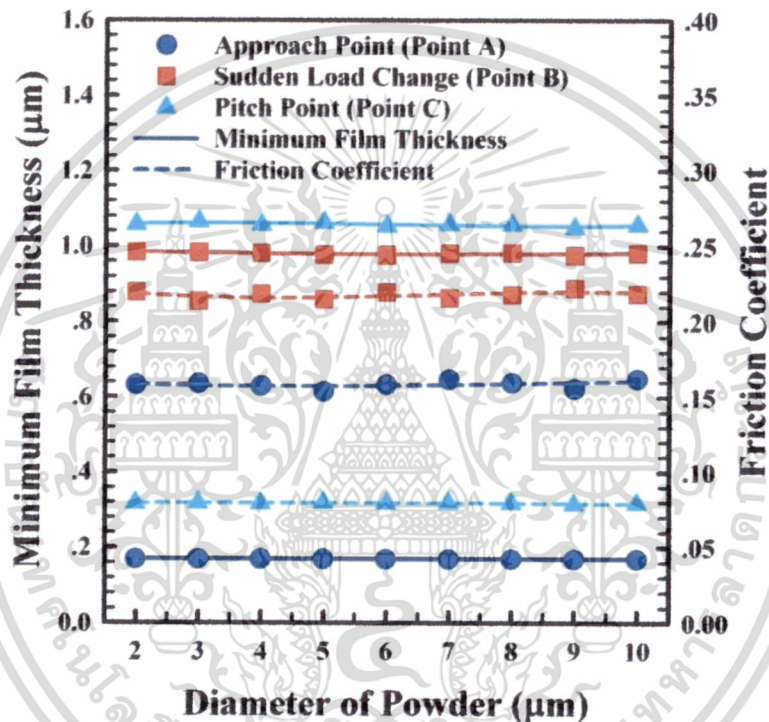


รูปที่ 4.111 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง

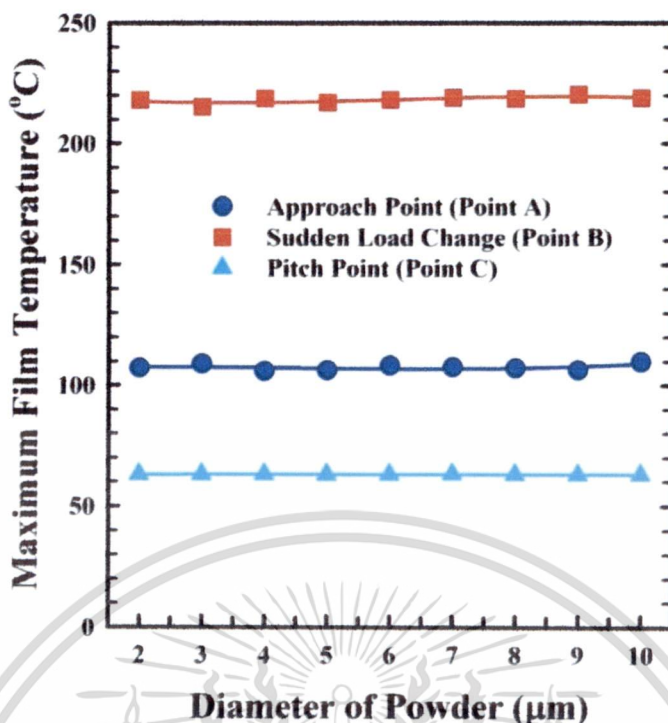
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.10.3 ผลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็งในสารหล่อลื่นที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเฟืองฟันตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant

รูปที่ 4.112 และรูปที่ 4.113 แสดงการเปลี่ยนแปลงของค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point, A) ตำแหน่ง B ที่ภาระของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น 2 เท่าและที่ตำแหน่งพิทช์ (ตำแหน่ง C) ในกรณีสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ที่ความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งเท่ากับ 10% โดยน้ำหนัก เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง พบว่าขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็งมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด น้อยมาก



รูปที่ 4.112 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของสารอนุภาคหล่อลื่นของแข็ง

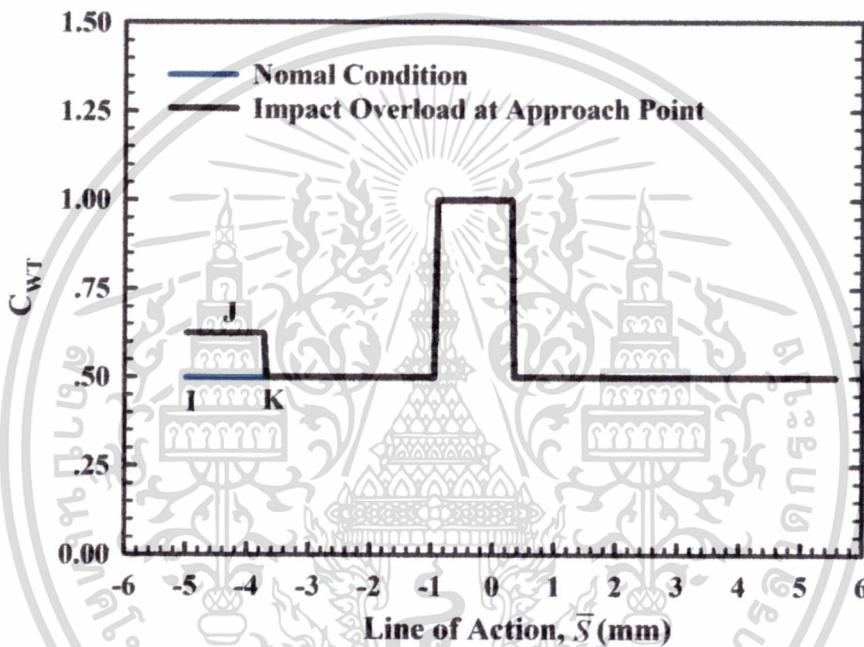


รูปที่ 4.113 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง A, B และ C ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของสารอนุภาคหล่อลื่นของแข็ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.10.3 ผลของการเปลี่ยนแปลงภาระแบบกระแทกที่มีต่อการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางของเฟืองฟันตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant

ในขณะที่เฟืองฟันตรงทำงาน ที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point) ซึ่งฟันเฟืองสัมผัสกันครั้งแรก และเป็นตำแหน่งที่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยที่สุด ซึ่งหมายความว่าที่ตำแหน่งดังกล่าวมีโอกาสเกิดความเสียหายกับฟันเฟืองได้มากที่สุด และในขณะที่ฟันเฟืองเริ่มขบกัน ภาระที่ฟันเฟืองได้รับอาจจะเพิ่มขึ้นจากสภาวะการทำงานปกติ ไปเป็นการภาระของฟันเฟืองแบบกระแทก (Impact Load หรือ Sudden Overload) แสดงดังรูปที่ 4.114 ในงานวิจัยนี้ศึกษาผลของการรับภาระแบบกระแทกเมื่อภาระที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันเพิ่มขึ้น 25% จากสภาวะการทำงานปกติด้วยสารหล่อลื่นแบบ Liquid-Solid Lubricant



รูปที่ 4.114 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าภาระแบบไร้มิติ ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง เมื่อฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติ และในสภาวะที่ฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน

เมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (SAE-90 ผสม MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) พบว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยที่สุดที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน ของสารหล่อลื่น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant มีค่าใกล้เคียงกับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยที่สุดในสภาวะการทำงานปกติด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 เป็นผลเนื่องจากที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดจะขึ้นกับกลไกของการกอดตัวของฟิล์มสารหล่อลื่นเป็นหลัก โดยที่ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเท่ากับ $0.169 \mu\text{m}$, $0.167 \mu\text{m}$ และ $0.168 \mu\text{m}$ เมื่อเฟืองทำงานในสภาวะปกติด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 และเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกันด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ

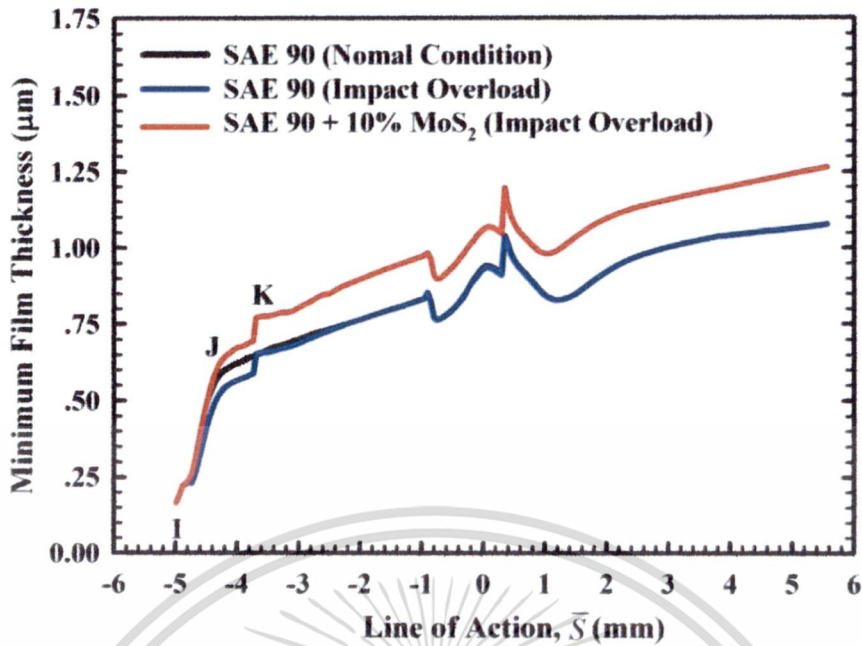
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกันพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าสูงกว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของพื้นเพื่อในสภาวะการทำงานปกติ โดยมีค่าเท่ากับ 0.164 และ 107.71 °C เมื่อพื้นเพื่อทำงานในสภาวะปกติด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.200 และ 124.84 °C เมื่อพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกันด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.172 และ 119.18 °C เมื่อพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกันด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ เมื่อการสัมผัสกันของพื้นเพื่อเลื่อนไปตามระยะการขบกันของพื้นเพื่อ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว

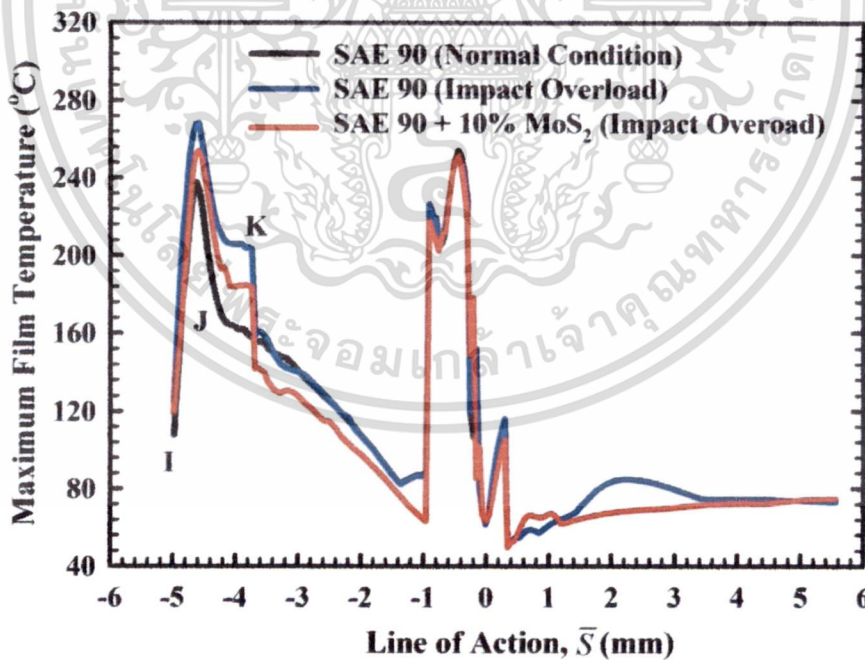
ที่ตำแหน่ง J ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของพื้นเพื่อในสภาวะการทำงานปกติ โดยมีค่าเท่ากับ 0.586 μm , 0.184 และ 174.30 °C เมื่อพื้นเพื่อทำงานในสภาวะปกติด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.522 μm , 0.213 และ 215.32 °C เมื่อพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกันด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 และมีค่าเท่ากับ 0.621 μm , 0.195 และ 200.31 °C เมื่อพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกันด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ

เมื่อภาระที่พื้นเพื่อได้รับลดลงทันทีทันใดที่ตำแหน่ง K ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด มีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วไปเป็น 0.654 μm และ 0.773 μm เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant ตามลำดับ แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงอย่างรวดเร็วไปเป็น 0.175 และ 158.61 °C เมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และเป็น 0.157 และ 141.79 °C เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant แสดงดังรูปที่ 4.115 ถึงรูปที่ 4.117

ในช่วงที่พื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทก ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่ามากกว่าความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดเมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่าน้อยกว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดเมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เป็นผลเนื่องจากการรับภาระของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็งและการเปลี่ยนคุณสมบัติของสารหล่อลื่นจาก Newtonian Fluid ไปเป็น Dilatant Fluid เมื่อเติมสารหล่อลื่นของแข็งลงไป



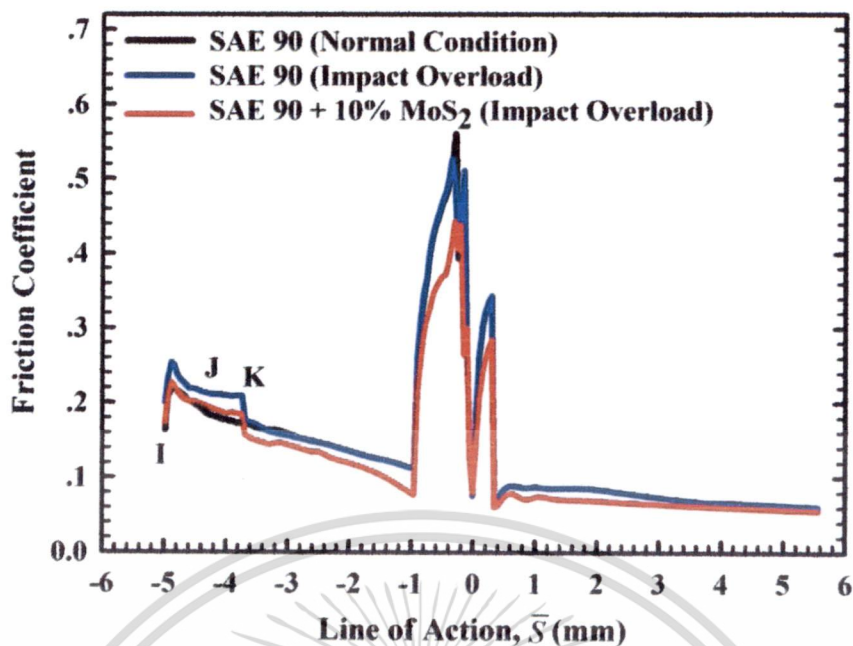
รูปที่ 4.115 แสดงการเปลี่ยนแปลงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของ ฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสม สารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อฟันเฟืองทำงานใน สภาวะปกติและเมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน



รูปที่ 4.116 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ระยะขบกันต่างๆ ของ ฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสม สารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu\text{m}$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อฟันเฟืองทำงานใน สภาวะปกติและเมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารทสวทสว.ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

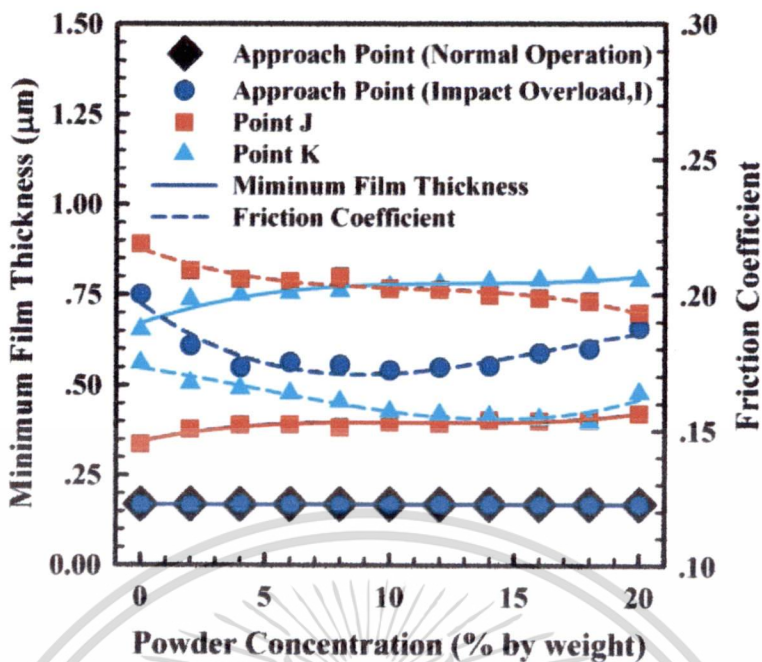
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



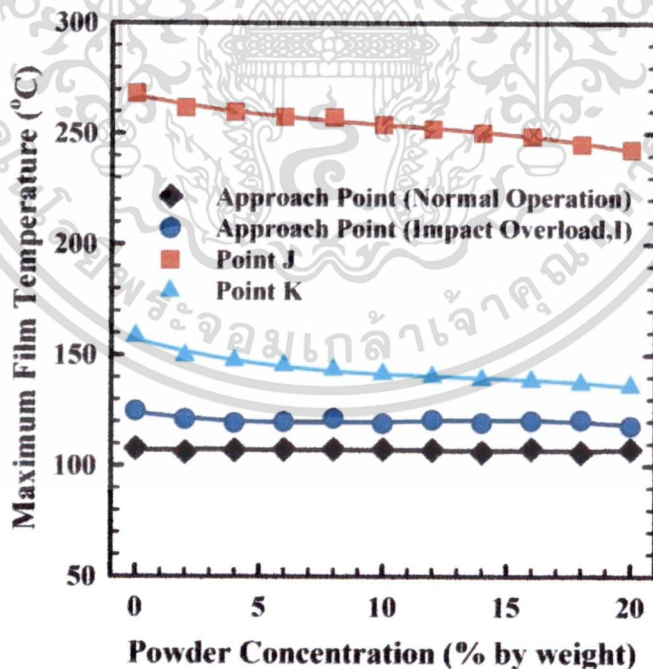
รูปที่ 4.117 แสดงการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ระยะขบกันต่างๆ ของฟันเฟือง ด้วยสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 และ Liquid-Solid Lubricant (สารหล่อลื่น SAE-90 ผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ความเข้มข้น 10% โดยน้ำหนัก) ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและเมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน

รูปที่ 4.118 และรูปที่ 4.119 แสดงการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดที่ตำแหน่ง I, J และ K เมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน ที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ ฟันเฟืองรับภาระปกติ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง พบว่าที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มขบกัน (Approach Point, I) การเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีผลต่อ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด น้อยมาก แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงจนกระทั่งความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งเท่ากับ 10% โดยน้ำหนัก จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อการขบกันของฟันเฟืองเลื่อนไปยังตำแหน่ง J และตำแหน่ง K ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าลดลงเมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลเนื่องจากการรับภาระของอนุภาคของสารหล่อลื่นของแข็งช่วยลดภาระของฟิล์มสารหล่อลื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.118 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่ตำแหน่ง I, J และ K ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ กรณีฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มซบกัน เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง



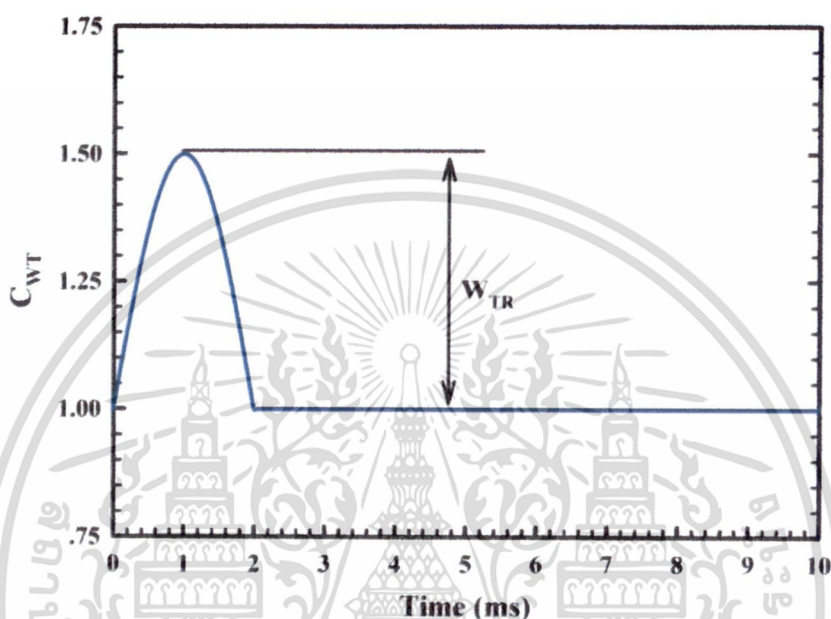
รูปที่ 4.119 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ที่ตำแหน่ง I, J และ K ด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant ฟันเฟืองรับภาระ 10 kW ที่ความเร็ว 1000 rpm ผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบที่ $R_{RMS} = 0.10 \mu m$ กรณีฟันเฟืองทำงานในสภาวะปกติและฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งฟันเฟืองเริ่มซบกัน เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.11 การหล่อลื่นแบบผสมในไม่สภาวะคงตัว

ในการทำงานโดยทั่วไปของอุปกรณ์ต่างๆ สถานะการทำงานของอุปกรณ์เหล่านั้นเช่นภาระที่ขึ้นส่วนต่างๆ ได้รับจะไม่คงที่ ดังนั้นเพื่อให้ทราบถึงลักษณะการทำงานของอุปกรณ์เหล่านั้น จึงได้จำลองการทำงานของอุปกรณ์ดังกล่าว เป็นการหล่อลื่นของทรงกระบอกที่มีพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัว โดยที่ภาระในรูปแบบไรมิตที่ระยะเวลาต่างๆ ของทรงกระบอกแสดงดังรูปที่ 4.120



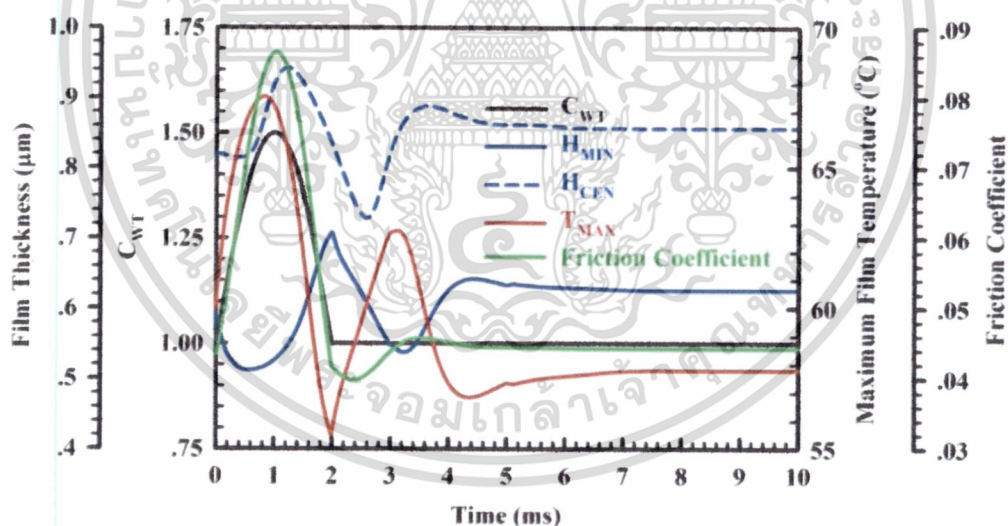
รูปที่ 4.120 แสดงภาระแบบไรมิตที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา

รูปที่ 4.121 แสดง ภาระในรูปแบบไรมิต ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ของการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัว เมื่อทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \text{ }\mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \text{ }\mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 1.50$ พบว่าที่สภาวะเริ่มต้น ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเท่ากับ $0.594 \text{ }\mu\text{m}$, $0.821 \text{ }\mu\text{m}$, $59.99 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ 0.043 ตามลำดับ

เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งภาระแบบไรมิตขึ้นไปสูงสุดเท่ากับ $C_{WT} = 1.50$ หลังจากเวลาผ่านไปเท่ากับ 1.00 ms อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าสูงสุดเท่ากับ $67.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และ 0.087 ตามลำดับจากนั้นภาระแบบไรมิตมีค่าลดลง อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ลดลงตามภาระแบบไรมิตที่ลดลง โดยที่อุณหภูมิของเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลงเท่ากับที่สภาวะเริ่มต้นที่เวลาเท่ากับ 1.65 ms และลดลงไปมีค่าต่ำสุดเท่ากับ 55.50 °C ที่เวลาเท่ากับ 2.00 ms และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงเท่ากับที่สภาวะเริ่มต้นที่เวลาเท่ากับ 2.00 ms และมีค่าลดลงอีกจนกระทั่งมีค่าเท่ากับ 0.040 เมื่อเวลาผ่านไปเท่ากับ 2.35 ms จากนั้นทั้งอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นและลดลงอีกครั้ง และเข้าสู่สมดุลใหม่เมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 9.00 ms

ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส มีค่าลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น โดยมีค่าน้อยสุดที่เวลาเท่ากับ 0.55 ms โดยที่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.513 μm และ 0.815 μm ตามลำดับ ที่เวลาเท่ากับ 1.50 ms ภาระที่ทรงกระบอกได้รับสูงสุด $C_{WT} = 1.50$ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าเท่ากับ 0.593 μm และ 0.921 μm ตามลำดับและมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเวลาผ่านไป ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.708 μm ที่เวลาเท่ากับ 2.00 ms ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัสมีค่าสูงสุดเท่ากับ 0.943 μm ที่เวลาเท่ากับ 1.25 ms จากนั้นจึงมีค่าลดลง และเพิ่มขึ้นอีกครั้ง จนเข้าสู่สมดุลใหม่อีกครั้งเมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 9.00 ms แสดงดังรูปที่ 7.124 การลดลงของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงลดลงน้อย ดังนั้นจะพบว่าการหล่อลื่นแบบผสม ภาระโดยส่วนใหญ่จะรองรับโดยฟิล์มสารหล่อลื่น



รูปที่ 4.121 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน เมื่อภาระแบบโร้มีติเปลี่ยนแปลงตามเวลา กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว(Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว(Density of Asperities)เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$

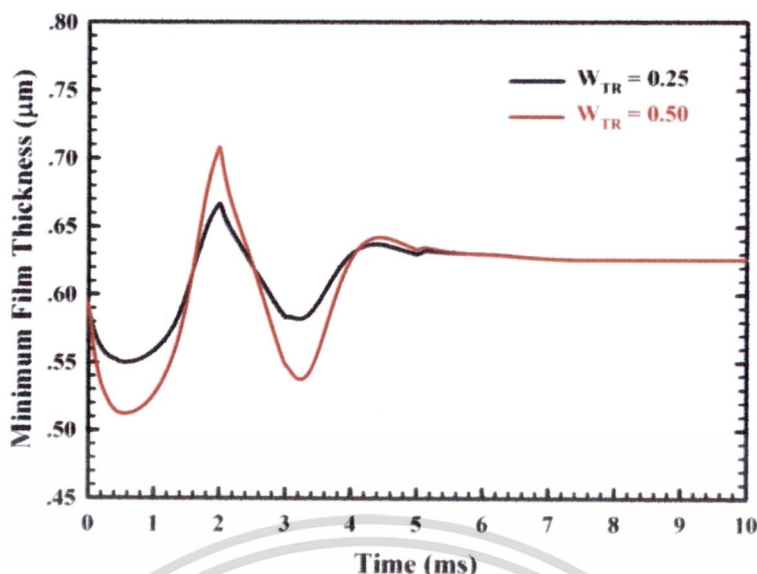
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.11 ปัจจัยต่างๆที่มีผลการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัว

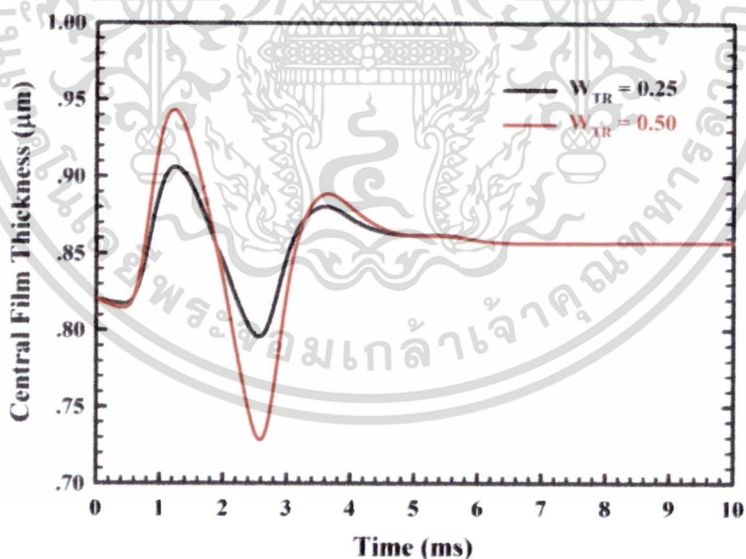
เมื่อพิจารณาปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัวเมื่อสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 เช่น การเปลี่ยนแปลงภาระสูงสุด คุณสมบัติของสารหล่อลื่น และปัจจัยอื่นๆ จะได้ว่า

4.11.1 ผลของการเปลี่ยนแปลงภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับที่มีต่อการหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะไม่คงตัว

รูปที่ 4.122 ถึงรูปที่ 4.126 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่นสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ (Asperity Load) ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ พบว่าเมื่อขนาดของภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลามีค่ามีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย ผลเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย แต่อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ เมื่อขนาดของภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากความหนืดที่เพิ่มขึ้นของฟิล์มสารหล่อลื่น แต่การลดลงของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ เมื่อภาระลดลงจะมีค่าแตกต่างกันน้อย



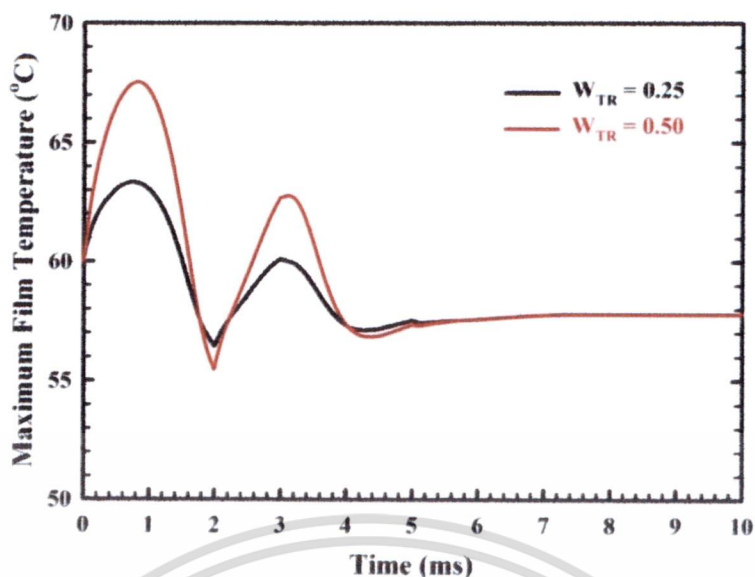
รูปที่ 4.122 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \text{ } \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \text{ } \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ



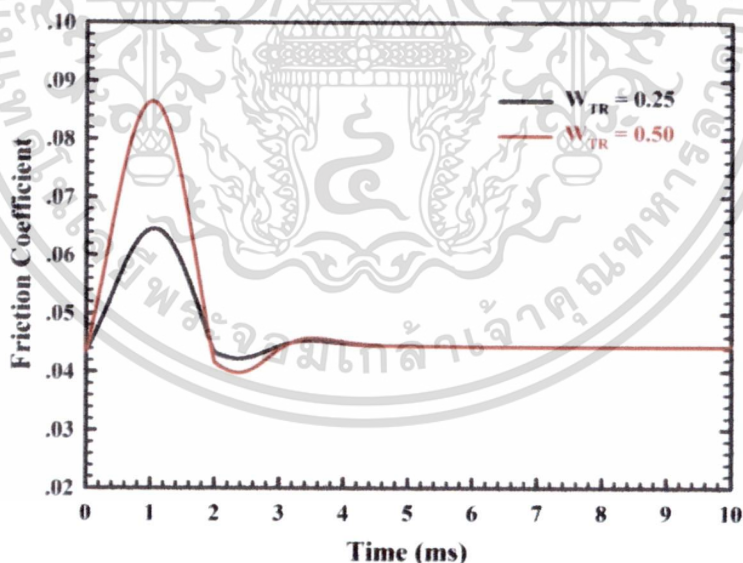
รูปที่ 4.123 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \text{ } \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \text{ } \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



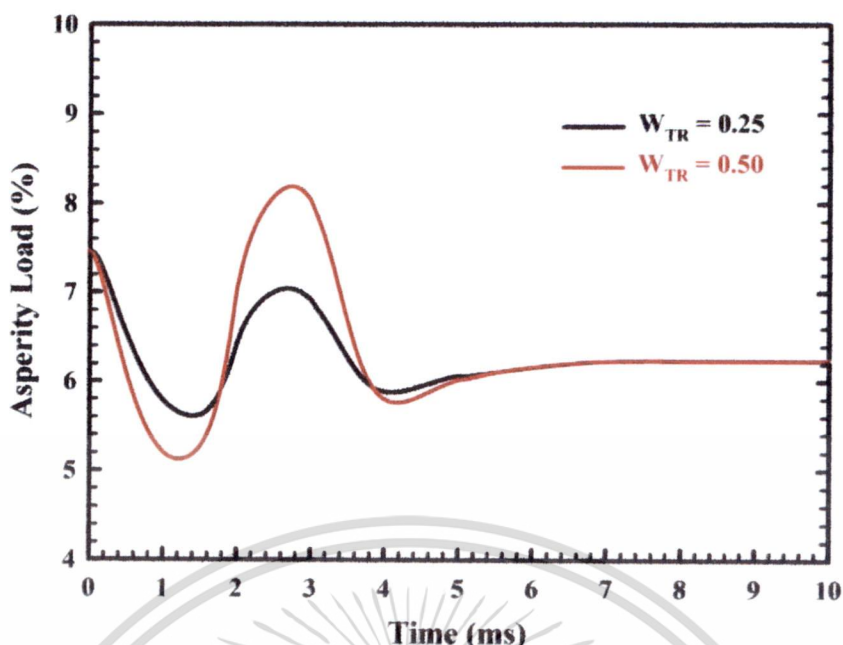
รูปที่ 4.124 แสดงการกระจายของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉื่อยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉื่อยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \text{ }\mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \text{ }\mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ



รูปที่ 4.125 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉื่อยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉื่อยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \text{ }\mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \text{ }\mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เฉพาะในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.126 แสดงภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ (Asperity Load) ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระที่กระทำ ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ด้วยสารหล่อลื่น SAE-90 ด้วยค่าขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.25$ และ $W_{TR} = 0.50$ ตามลำดับ

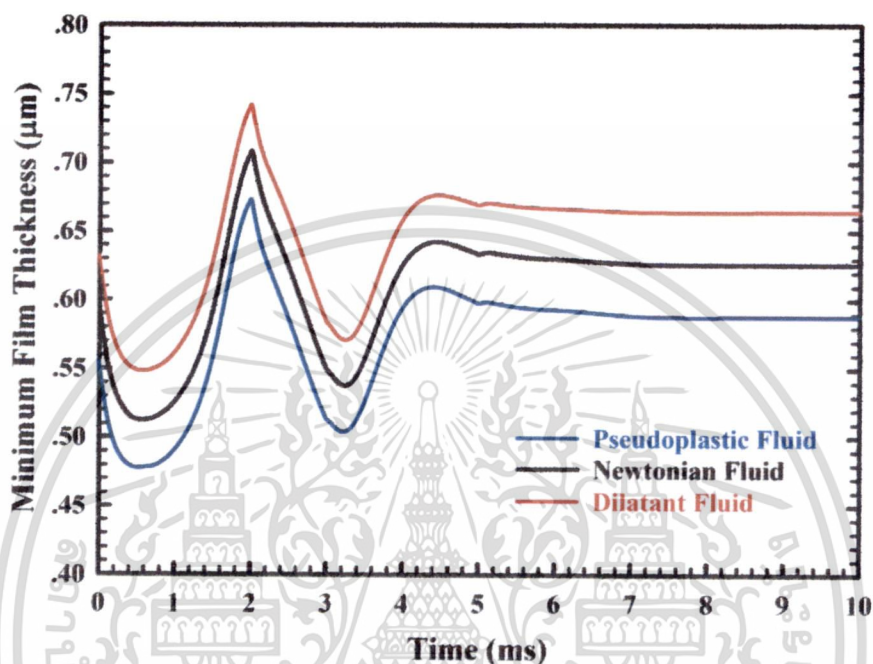
4.11.2 การจำลองผลเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น

รูปที่ 4.127 ถึงรูปที่ 4.131 แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่นสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา กรณีทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมูลของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ เมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น โดยที่ค่า Power Law Index ของของไหล Pseudoplastic Fluid, Newtonian Fluid และ Dilatant Fluid มีค่าเท่ากับ 0.995 , 1.000 และ 1.005 ตามลำดับ พบว่าเมื่อค่า Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นตามค่า Power Law Index ที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบ Dilatant Fluid (Power Law Index, $n = 1.005$) มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีเกิดความเครียดเฉือน (Shear Strain Rate) กระทำกับฟิล์มของสารหล่อลื่นและสำหรับสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid (Power Law Index, $n = 0.995$) ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลงเมื่อมีเกิด

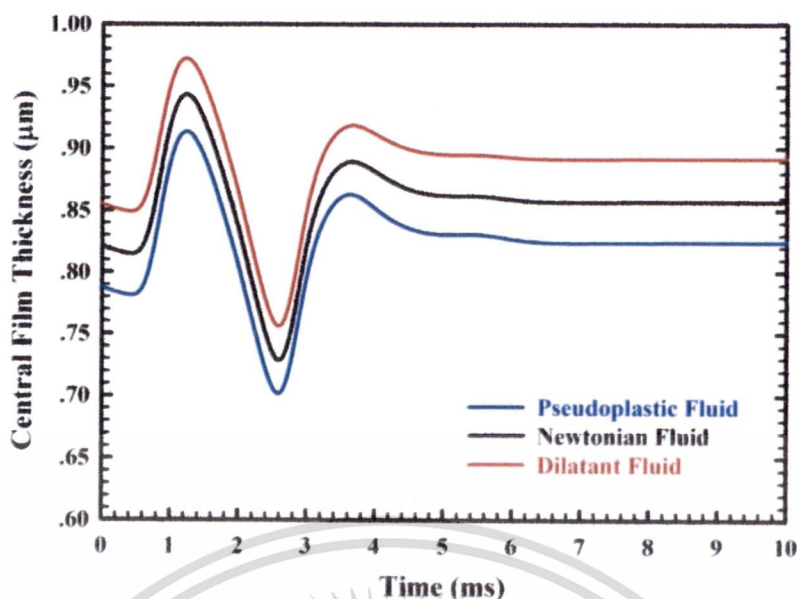
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้ได้เห็น ใบเขียวหรือเครื่องหมายการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

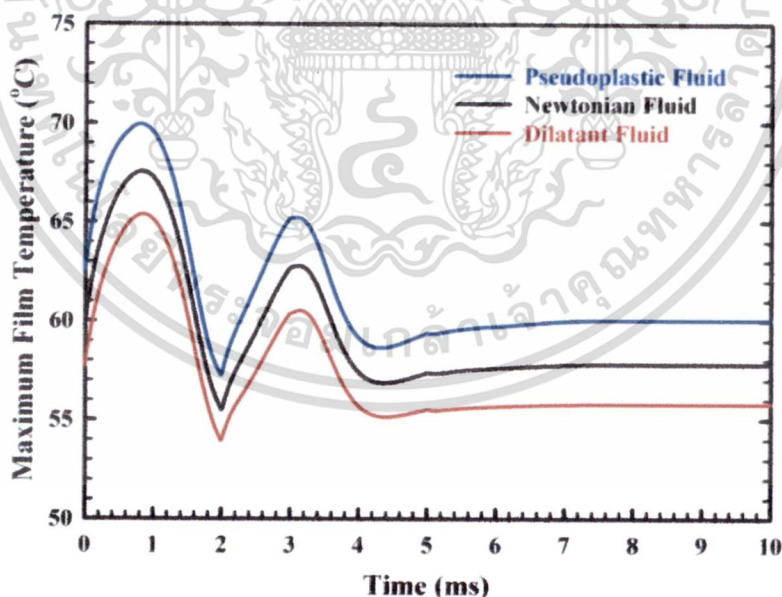
ความเครียดเฉือน (Shear Strain Rate) กระทำกับฟิล์มของสารหล่อลื่น อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และภาวะที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับมีค่าลดลงเมื่อ Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้นเมื่อ Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้การรับภาระของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าลดลง การผลิตพลังงานความร้อนจากแรงเสียดทานของความหยาบผิวมีค่าลดลง



รูปที่ 4.127 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีของสมมุติของทรงกระบอก (Radius of Curvature Sum) เท่ากับ 25 mm ความเร็วผิวเฉลี่ยของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s โดยมีค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิวเฉลี่ยแบบกำลังสอง $R_{rms} = 1.0 \text{ μm}$ รัศมีของความหยาบผิว (Radius of Asperities) เท่ากับ 1.0 μm และความหนาแน่นของความหยาบผิว (Density of Asperities) เท่ากับ 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่น Pseudoplastic Fluid ($n = 0.995$) Newtonian Fluid ($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid ($n = 1.005$) ตามลำดับ

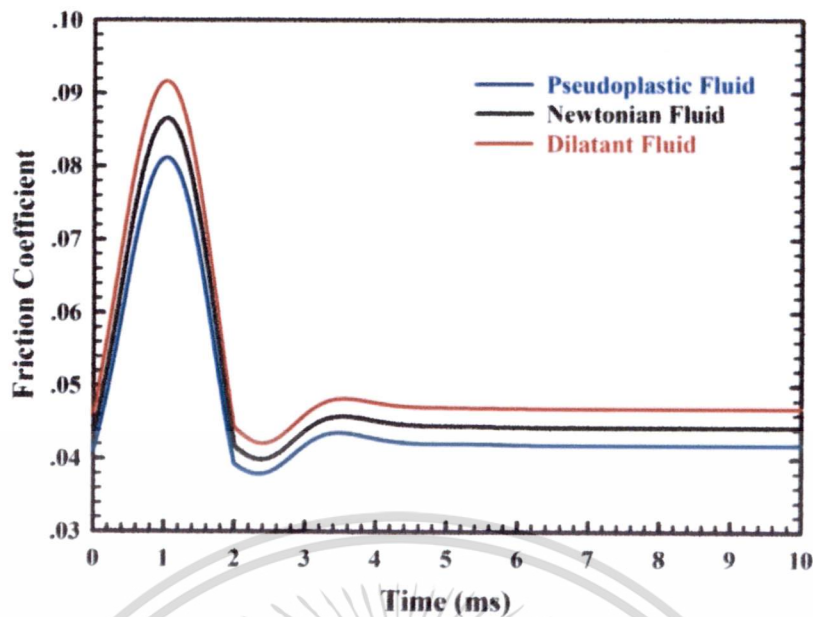


รูปที่ 4.128 แสดงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities = 1.0 μm และ Density of Asperities = 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n = 0.995$) Newtonian Fluid ($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid ($n = 1.005$) ตามลำดับ

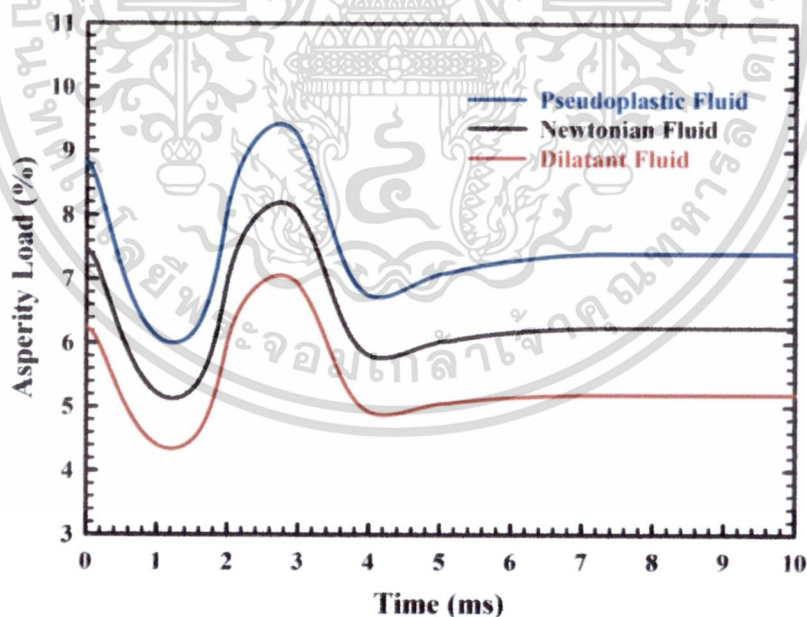


รูปที่ 4.129 แสดงการกระจายของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m, ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \mu\text{m}$ Radius of Asperities = 1.0 μm และ Density of Asperities = 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n = 0.995$) Newtonian Fluid ($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid ($n = 1.005$) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์ในการนำ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.130 แสดงสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \text{ }\mu\text{m}$ Radius of Asperities = $1.0 \text{ }\mu\text{m}$ และ Density of Asperities = 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n = 0.995$) Newtonian Fluid ($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid ($n = 1.005$) ตามลำดับ



รูปที่ 4.131 แสดงภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของสารหล่อลื่น ทรงกระบอกรับภาระเริ่มต้นที่ 300 kN/m , ($C_{WT} = 1.00$) รัศมีทรงกระบอกเท่ากับ 25 mm ความเร็วของทรงกระบอกเท่ากับ 0.50 m/s ค่า Slip/Slide Ratio = 0.25 ที่ความหยาบผิว $R_{rms} = 1.0 \text{ }\mu\text{m}$ Radius of Asperities = $1.0 \text{ }\mu\text{m}$ และ Density of Asperities = 100 m^{-2} ขนาดภาระสูงสุด $W_{TR} = 0.50$ ด้วยสารหล่อลื่นแบบ Pseudoplastic Fluid ($n = 0.995$) Newtonian Fluid ($n = 1.000$) และ Dilatant Fluid ($n = 1.005$) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น มิอนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปผลการวิจัย

จากการจำลองผลการหล่อลื่นแบบผสมเปลี่ยนแปลงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมการณ์การหล่อลื่นแบบผสม พบว่า

1. ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส มีค่าลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำมีค่าลดลง จากนั้นจึงเพิ่มขึ้นและลดลงอีกครั้ง เพื่อสู่สมดุลใหม่
2. การลดลงของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงลดลงน้อย ดังนั้นการหล่อลื่นแบบผสม ภาระโดยส่วนใหญ่จะรองรับโดยฟิล์มสารหล่อลื่น
3. อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระที่เพิ่มขึ้นและ ลดลงเมื่อภาระที่กระทำมีค่าลดลง และเพิ่มขึ้นกลับอีกครั้งก่อนเข้าสู่ภาวะสมดุลใหม่
4. เมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดของภาระสูงสุดที่กระทำ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา มีค่ามีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย แต่อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ เมื่อขนาดของภาระสูงสุดที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว แต่การลดลงของอุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับ เมื่อภาระลดลงจะมีค่าแตกต่างกันน้อย
5. เมื่อค่า Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางการสัมผัส และสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นตามค่า Power Law Index ที่เพิ่มขึ้น อุณหภูมิสูงสุดของฟิล์มสารหล่อลื่น และภาระที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับมีค่าลดลงเมื่อ Power Law Index มีค่าเพิ่มขึ้น

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ทำการศึกษาผลของความหนาผิวต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง เมื่อสารหล่อลื่นเป็นน้ำมันหล่อลื่น และเป็นน้ำมันหล่อลื่นผสมสารหล่อลื่นของแข็ง ในสภาวะคงตัวและในสภาวะไม่คงตัว โดยใช้วิธีระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite Difference Method) ระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสัน (Newton-Raphson Method) ร่วมกับระเบียบวิธีมัลติกริด (Multigrid Method) หาคำตอบของสมการเรย์โนลด์สประยุกต์ สมการการรับภาระของความหนาผิว สมการการรับภาระของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็ง สมการพลังงานประยุกต์ ร่วมกับสมการการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของสารหล่อลื่น จากการจำลองพฤติกรรมสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

5.1.1 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในสภาวะคงตัว

- ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงตามลักษณะความหนาของผิวทรงกระบอก ความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและอุณหภูมิฟิล์มสารหล่อลื่น จะมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) และเปลี่ยนแปลงตามความหนาผิวอย่างรุนแรง
- ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น

5.1.2 การหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัว

- อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าสูงและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าบางมาก เนื่องจากผลของจากการผลิตพลังงานความร้อนจากความเสียดทาน (Friction Heating) และจากผลของ Shear Stress (Shear Heating)
- ความหนาผิวของทรงกระบอกมีผลอย่างรุนแรงต่อ ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และการรับภาระของความหนาผิว แต่ที่ความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าน้อยกว่า $0.70 \mu\text{m}$ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหนาผิว มีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย
- ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด และการรับภาระของความหนาผิวมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความหนาแน่นของความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น สัมประสิทธิ์ความเสียดทานช่วงแรกมีค่าลดลง จากนั้นจึงมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระที่ความหนาผิวได้รับเพิ่มขึ้นเมื่อความหนาแน่นของความหนาผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น
- ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด การรับภาระของความ

หยาบผิวและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อคาร์คิมของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น

5.1.3 การหล่อลื่นแบบผสมในสภาวะคงตัวเมื่อผสมสารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ลงไปในสารหล่อลื่น SAE-90

- อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันของการสัมผัสมีค่าลดลง แต่ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นและความดันฟิล์มสารหล่อลื่น มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant
- สารหล่อลื่นของแข็ง MoS₂ ที่ผสมลงไปในน้ำมันช่วยรับภาระที่กระทำกับทรงกระบอกทำให้ภาระที่ฟิล์มสารหล่อลื่นและความหยาบของผิวทรงกระบอกได้รับมีค่าลดลง รวมค่าความหนืดของสารหล่อลื่นผสมมีค่าเพิ่มขึ้น และพฤติกรรมของสารหล่อลื่นที่เปลี่ยนไปเป็น Dilatant Fluid เมื่อเติมสารหล่อลื่นของแข็งลงไป
- ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าลดลง แต่เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น
- ขนาดของสารหล่อลื่นของแข็งมีผลน้อยต่อ ความดันฟิล์มสารหล่อลื่น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น ความดันของการสัมผัส ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน การรับภาระของความหยาบผิวและของสารหล่อลื่น
- เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ค่าของความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่กึ่งกลางการสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้น แต่ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน และการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าน้อยกว่า สารหล่อลื่น SAE-90 ที่ความหยาบของผิวทรงกระบอกต่างๆ
- ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ของสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant มีค่ามากกว่า กรณีสารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ค่าอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิว Lubricant มีค่าน้อยกว่า ที่ค่าความหนาแน่นของความหยาบผิวของทรงกระบอกต่างๆ
- เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุด ความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส และค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่ามากกว่า แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและการรับภาระของความหยาบผิวมีค่าน้อยกว่า กรณีที่สารหล่อลื่นเป็น SAE-90 ที่คาร์คิมของความหยาบผิวของทรงกระบอกมีค่าต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.4 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในไม่สภาวะคงตัว

- เมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มตามเวลาที่ผ่านไปอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อภาระมีค่าลดลงอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ลดลงตามภาระจากนั้นอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่ากวัดแกว่ง (Fluctuation) เล็กน้อย สัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นและมีค่าลดลงอีกครั้ง
- ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดในช่วงแรกมีค่าลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้นจากนั้นความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น และลดลงอีกครั้งก่อนจะมีค่าเพิ่มกลับขึ้นอีกครั้งเมื่อภาระที่กระทำลดลงตามเวลา จากนั้นจึงมีค่าลดลงและเพิ่มขึ้นกลับอีกครั้งก่อนเข้าสู่สมดุลใหม่เมื่อเวลาผ่านไปมากกว่า 8.00 ms
- เมื่อขนาดของความหยาบผิวของทรงกระบอก กรณีทรงกระบอกรับภาระที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อขนาดของความหยาบผิวของทรงกระบอก, R_{rms} มีค่าเพิ่มขึ้น

5.1.5 การหล่อลื่นแบบฟิล์มบางในเฟืองฟันตรง

- ผลของความหยาบผิวทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรงเมื่อผิวของฟันเฟืองเป็นผิวหยาบ
- ผลของ Power Law Index มีผลต่อความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นอย่างชัดเจนเมื่อสารหล่อลื่นเป็น Pseudoplastic Fluid ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่น และสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลง
- เมื่อฟันเฟืองรับภาระแบบกระแทกที่ตำแหน่งใกล้เคียงกับตำแหน่งพิทช์ อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรุนแรง

5.1.6 การหล่อลื่นในเฟืองฟันตรงด้วยสารหล่อลื่น Liquid-Solid Lubricant

- ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลง ตลอดทั้งระยะการขบกันของฟันเฟือง เมื่อสารหล่อลื่นเป็น Liquid-Solid Lubricant ยกเว้นบริเวณตำแหน่งพิทช์ ที่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น ยกเว้นบริเวณตำแหน่งพิทช์ ที่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้น
- ความหยาบผิวของฟันเฟืองที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้น
- ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดมีค่าลดลง เมื่อความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีค่าเพิ่มขึ้น ขนาดของอนุภาคสารหล่อลื่นของแข็งมีผลต่อ ความหนา

ฟิล์มของสารหล่อลื่นน้อยสุด สัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด น้อยมาก

- เมื่อพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทก ที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกัน ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด มีค่าสูงกว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด ของพื้นเพื่อในสภาวะการทำงานปกติ แต่ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดมีค่าเปลี่ยนแปลงน้อยมาก
- เมื่อเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็ง กรณีพื้นเพื่อรับภาระแบบกระแทก พบว่าที่ตำแหน่งพื้นเพื่อเริ่มขบกัน (Approach Point, I) การเปลี่ยนแปลงความเข้มข้นของสารหล่อลื่นของแข็งมีผลต่อ ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและอุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุด น้อยมาก

5.1.7 การหล่อลื่นแบบผสมในไม่สภาวะคงตัว

- ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยสุดและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่ตำแหน่งกึ่งกลางของการสัมผัส มีค่าลดลงเมื่อภาระที่ทรงกระบอกได้รับเพิ่มขึ้น และมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำมีค่าลดลง จากนั้นจึงเพิ่มขึ้นและลดลงอีกครั้ง เพื่อสู่สมดุลใหม่
- การลดลงของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นเป็นผลเนื่องจากความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระที่กระทำกับทรงกระบอกมีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลให้ความหนืดของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นจึงลดลงน้อย ดังนั้นการหล่อลื่นแบบผสม ภาระโดยส่วนใหญ่จะรองรับโดยฟิล์มสารหล่อลื่น
- อุณหภูมิของฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน มีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระที่เพิ่มขึ้นและ ลดลงเมื่อภาระที่กระทำมีค่าลดลง และเพิ่มขึ้นกลับอีกครั้งก่อนเข้าสู่ภาวะสมดุลใหม่

5.2 ข้อเสนอแนะ

ในวิทยานิพนธ์นี้ได้มีข้อสมมุติฐานคือ ทรงกระบอกมีความยาวมาก ดังนั้นจึงทำการศึกษาในกรณีที่ไม่วัดการไหลออกด้านข้างของสารหล่อลื่น หรือเป็นการไหลออกในทิศทางเดียว ทำให้ความหนาของฟิล์มน้ำมัน ความดันของฟิล์มน้ำมัน และอุณหภูมิของฟิล์มน้ำมัน มีค่าผิดพลาดไปบ้างจากค่าที่ควรจะเป็น เพื่อให้ได้พฤติกรรมของการหล่อลื่นที่ถูกต้องแม่นยำขึ้น ควรจะทำการศึกษาในกรณีที่มีการไหลออกด้านข้างของสารหล่อลื่นด้วย

ปกติในการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆ ส่วนใหญ่จะไม่เป็นการสัมผัสกันเป็นเส้นแต่จะสัมผัสกันในลักษณะวงรี เพื่อให้การพยากรณ์พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมที่ถูกต้องขึ้นควรทำการศึกษาเพิ่มเติมในส่วนของ พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบผสมที่มีการสัมผัสกันเป็นวงรี

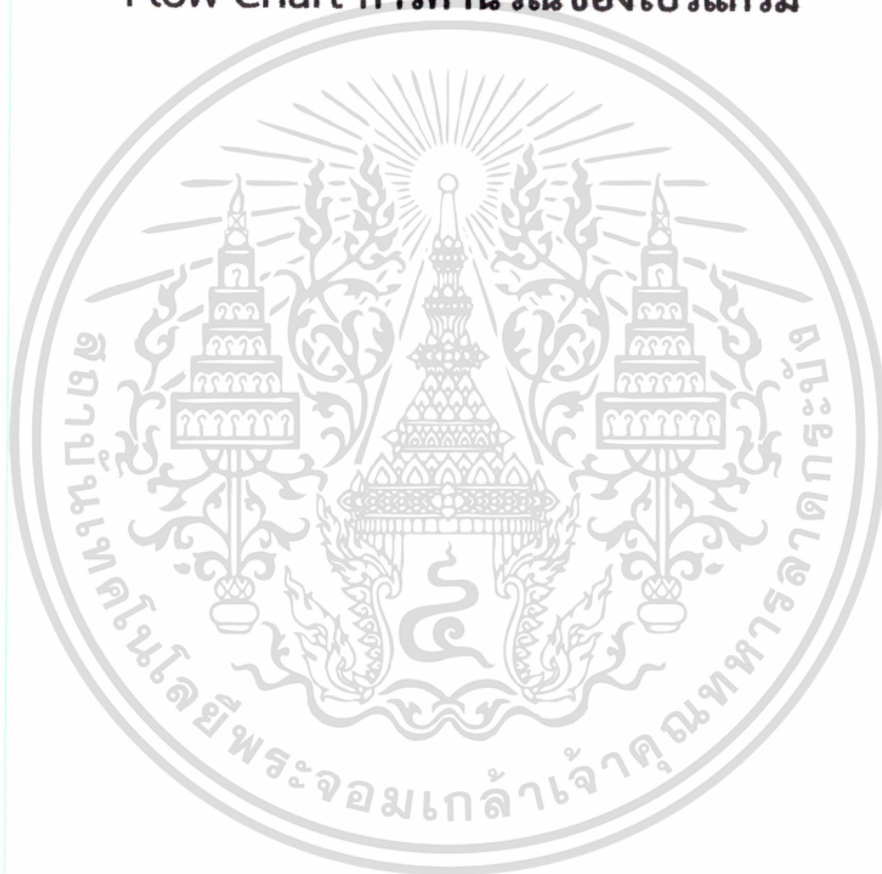
บรรณานุกรม

- [1] Dowson, D. and Higginson, G.R., "Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamental of Roller and Gear Lubrication", **Pergamon Oxford**, 1966.
- [2] Lee, R., and Hamrock, B. J., "Squeeze and Entraining Motion in Nonconformal Line Contacts Part II: Elastohydrodynamic Lubrication", **ASME J. Tribol.**, vol. 111, 1989, pp. 8-16.
- [3] Venner, C.H. and Ten Napal W.E. "Surface Roughness Effects in an EHL Line Contact." **Tran. ASME. Journal of Tribology**, vol. 114., pp. 616-662., July 1992
- [4] Hooke, C.J., "The Minimum Film Thickness in Line Contacts During Reversal of Entrainment", **Journal of Tribology**, vol.115, 1993, pp.191-199.
- [5] Hua, D. Y. and Khonsari, M. M., "Application of transient elastohydrodynamic lubrication analysis for gear transmissions", **STLE Tribol Trans**, vol.38, 1995 pp.905-13.
- [6] Larsson, R., (1997), "Transient non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear", **Wear**, Vol. 207, 1997, pp 67-73.
- [7] Guangteng, G., Cann, P.M., Olver, A.V. and Spikes, H.A., "An experimental study of film thickness between rough surfaces in EHD contacts", **Tribology International**, Vol 33, 2000, pp 183-189.
- [8] Al-Samieh, M. and Rahnejat, H., "Ultra-Thin Lubricating Films Under Transient Conditions", **Journal Physics D: Applied Physics**, vol.34, 2001, pp. 2610-2621.
- [9] Kaneta, M. and Yang, P., "Effects of Thermal Conductivity of Contacting Surfaces on Point EHL Contacts", **Journal of Tribology**, Vol 125, 2003, pp.731-738.
- [10] Wang Y., Li H., Tong J. and Yang P., "Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear", **Tribology International**, vol. 37, 2004, pp. 773-782.
- [11] Mongkolwongrojn, M. and Panichakorn, J., "TEHL Analysis of Rough Surface Spur Gears with Non-Newtonian Lubricants Under Sudden Overloads", **JSME: Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing**, Vol.6 No.7, 2012, (Impressed)
- [12] Sayles, R.S. and Ioannides, E., "Debris damage in rolling bearings and its effects on fatigue life", **ASME J Tribol**, Vol. 110, 1988, pp. 26-31.
- [13] Khonsari, M. M., Wang, H. S., and Qi, Y. L., "A Theory of Liquid-Solid Lubrication in Elastohydrodynamic Regime", **ASME J. Tribol.**, vol. 111, 1989, pp. 256-265.
- [14] Yousif, A.E. and Nacy, S.M., "The lubrication of conical journal bearings with bi-phase (liquid-solid) lubricants", **Wear**, Vol. 172, 1994, pp. 23-8.

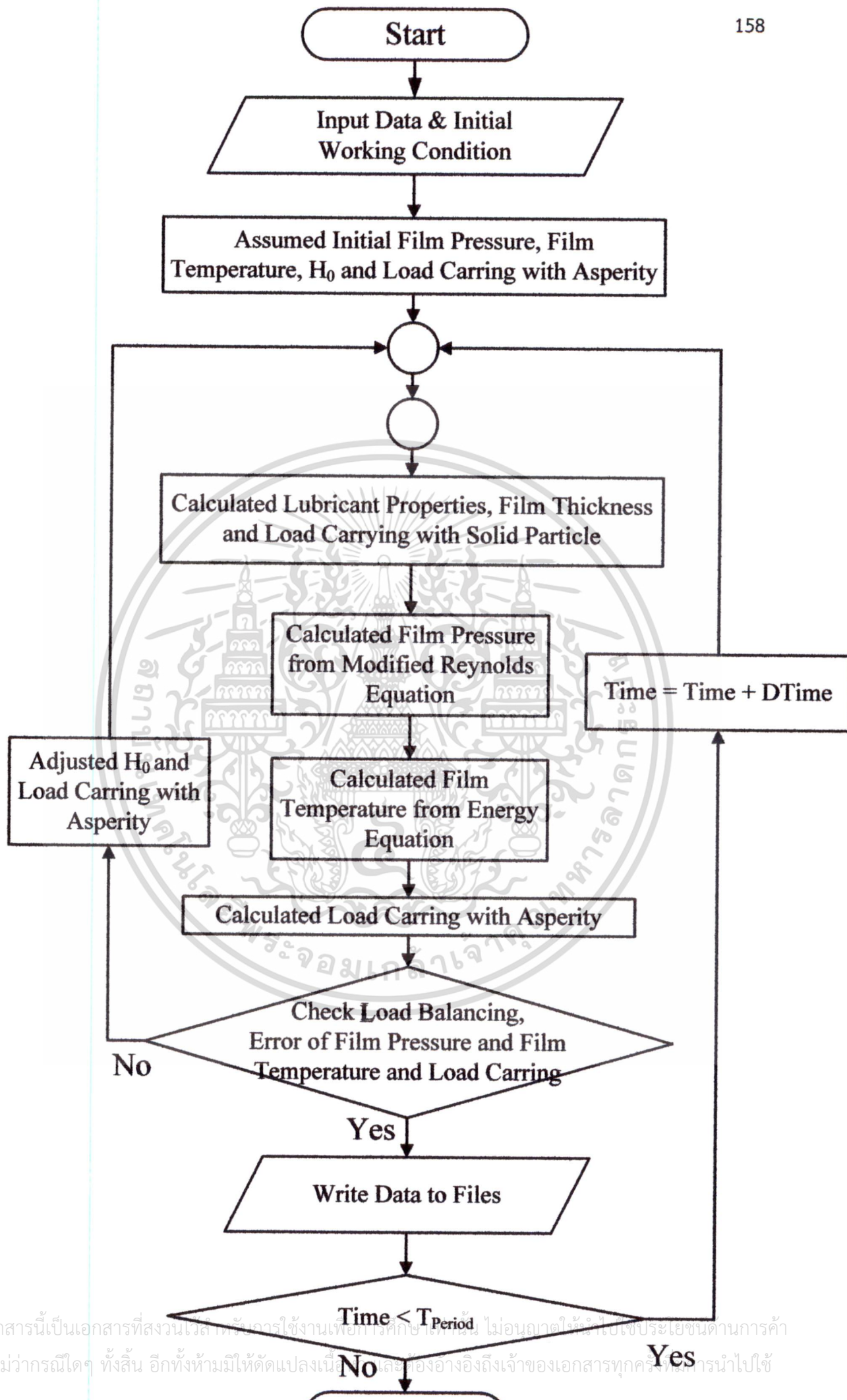
- [15] Hua, D. Y., and Khonsari, M. M., “Elastohydrodynamic Lubrication by Powder Slurries”, **ASME J. Tribol.**, Vol. 118, 1996, pp. 67–73.
- [16] Mongkolwongrojn, M., Aiumpornsin, C. and Thammakosol, K., “Theoretical Investigation in Thermoelastohydrodynamic Lubrication With Non-Newtonian Lubricants Under Sudden Load Change”, **Journal of Tribol**, Vol.128, 2006, pp.771–777.
- [17] Wang, W. Z., Chen, H. , Hu, Y. Z. and Wang, H., “Effect of surface roughness parameters on mixed lubrication characteristics”, **Tribology International**, Vol. 39, 2006, pp 522–527.
- [18] Choo, J. W. , Olver, A. V. and Spikes, H. A., “The influence of transverse roughness in thin film, mixed elastohydrodynamic lubrication”, **Tribology International**, Vol. 40, 2007, pp 220–232.
- [19] Zhang, Y., “Analytical solution to a mode of mixed elastohydrodynamic lubrication with mixed contact regimes: Part I. Without consideration of contact adhering layer in the inlet zone”, **Journal of Molecular Liquids**, Vol.130, 2007, pp. 88–94.
- [20] Zhang, Y., “Analytical solution to a mode of mixed elastohydrodynamic lubrication with mixed contact regimes: Part II—Considering the contact adhering layer effect in the inlet zone”, **Journal of Molecular Liquids**, Vol. 130, 2007, pp 95–103.
- [21] Lubrecht, A.A., ten Napel, W.E. and Bosma, R., “Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts”, **ASME J. Tribology**, vol.108, 1986, pp. 551-556.
- [22] Osborn, F. K., and Sadeghi, F., “Time Dependent Line EHD Lubrication Using the Multigrid/Multilevel Technique”, **ASME J. Tribol** , vol. 114, 1992, pp. 68–74.
- [23] Ai, X., and Cheng, S. H., “Transient EHL Analysis for Line Contacts With Measured Surface Roughness Using Multigrid Technique”, **ASME J. Tribol** , vol. 116, 1994, pp. 549–558.
- [24] Roelands, C. J. A., “Correlation aspects of viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils”, **Ph.D. thesis**, Delft Univeristy of Technology, Netherlands, 1966.
- [25] Rylander, H.G., “A Theory of Liquid-Solid Hydrodynamic Film Lubrication”, **ASLE Journal of the American Society of Lubrication Engineerings**, 1966, pp.264-271.
- [26] Carslaw, J. W., and Jaeger, J. C., “Conduction of Heat in Solids”, **Oxford University Press**, 1959, London.

- [27] Wang, S., Cusano C. and Conry, T. F., “Thermal analysis of elastohydrodynamic lubrication of line contact using the Ree-Eyring fluid model”, **Journal of Tribology**, Vol. 113, 1991, pp. 232-244.
- [28] Salehizadeh, H. and Saka, N. “Thermal non-Newtonian elastohydrodynamic lubrication of rolling line contacts” **Tran. ASME. Journal of Tribology**, vol. 113, 1991, pp. 481-491.
- [29] Whitehouse, D. J. and Archard, J. F., “The properties of random surface of significance in their contact”, **Phil Trans. R. Soc. London, Series A** 316, 1970, pp. 97-121.
- [30] Hamrock ,B.J. , **Fundamentals of Fluid Film Lubrication** , McGraw-Hill , 1994
- [31] Gohar R. , **Elastohydrodynamics** , New York: JOHN WILEY & SONS, Inc1988.
- [32] ปราโมทย์ เดชะอำไพ , **ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขในงานวิศวกรรม** , พิมพ์ครั้งที่ 1, 2538 , สำนักพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- [33] มงคล มงคลวงศ์โรจน์,อิโรมุ ฮาชิโมโตะ , **ทฤษฎีการหล่อลื่น** , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง , 2536
- [34] เกษม ธรรมโกศล, **อิทธิพลของสารหล่อลื่นของแข็งต่อการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก**, วิทยานิพนธ์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง , พ.ศ. 254

Flow Chart การคำนวณของโปรแกรม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อสละหรือส่งต่อถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEHL Analysis of Rough Surface Spur Gears with Non-Newtonian Lubricants under Sudden Overloads*

Mongkolwongroj MONGKOL** and Panichakorn JESDA**

** Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand
E-mail: kmmongko@kmitl.ac.th

Abstract

The time-dependent modified Reynolds equation, elasticity equation, and energy equation with initial conditions were formulated and solved numerically using a multi-grid multilevel with full approximation technique for an involute spur gear. In this analysis, the normal load and sudden overload are applied on either two pairs or one pair of gear teeth. The transition from two pairs to one pair and vice versa are modeled as a step variation of load. The effects of overload, surface roughness, non-Newtonian lubricant properties of the meshing gear in the region along the line of action are examined. The results show that lubricant properties and surface roughness have significant effects on film thickness, film temperature and friction coefficient for spur gears with rough surfaces. The minimum film thickness is decreased rapidly with the decrease of lubricant power law index. For gears operated at a sudden overload condition, the film temperature and friction coefficient are severely increased.

Key words: Spur Gears, TEHL, Non-Newtonian Lubricant, Surface Roughness, Sudden Overload Condition

1. Introduction

The TEHL analysis of involute spur gear under non-stationary condition is still a very complex problem. It is very hard to predict the film thickness and film temperature of lubricant in the contact region. In this case, it is not only the load that varies, but entrainment velocity and contact geometry also varies, as the gear teeth come into action. Moreover, the surface roughness of gear teeth, behavior of lubricant properties undergoing high shear stress and the load may all vary over a wide range along the line of the action. So it is very hard to get all these effects into the transient thermal elastohydrodynamic convergent solution of an involute spur gear.

The gear problem has historically been solved with different simplifications. The numerical solution of elastohydrodynamic lubrication (EHL) problems was solved by Dowson and Higginson[1]. Many numerical analyses have been obtained in the area ranging from thermoelastohydrodynamic (TEHD) lubrication problems to transient EHL problems. Wang and Cheng [2,3] made a Grubin-type analysis of involute spur gear transmissions and were able to calculate the minimum film thickness at several points along the line of action. Lee and Hamrock [4] used the Newton-Raphson method to calculate time-dependent EHL problems under low load conditions. Khonsari, Wang, and Qi[5] formulated Reynolds and energy equations for non-Newtonian liquid-solid lubricants in line contact. Hua and Khonsari [6] gave an isothermal full transient solution of involute spur

gear but did not consider the dynamic load in the model. More recently, a full isothermal transient non-Newtonian EHL solution to the Reynolds equation was given by Larsson [7]. Lubrecht, Ten Napel, and Bosma [8] showed that the multigrid algorithm is more efficient than the Newton-Raphson method in solving EHL with roughness effect. The multigrid technique has been developed to solve transient thermo-elastohydrodynamic lubrication (TEHL) by Osborn and Sadeghi [9]. Ai and Cheng [10] presented the formulation of the transient rough EHL problem using a multigrid technique. The results showed that surface roughness induced transient effects significantly in the pressure distribution in line contact. Youqiang Wang [11] present the formulation of the transient TEHL in spur gear problem. The results showed that the transient effect condition has significant effects to the film temperature and film thickness of lubricant in contact region. M. Mongkolwongrojn [12] showed that the non-Newtonian lubricant has significant effects to the film temperature and film thickness of lubricant in contact region under sudden load.

In the present analysis, the non-Newtonian (power law model) and sudden overload conditions are incorporated. Rigid gear teeth rough surfaces are assumed in this full transient thermal EHL analysis. Finite difference multigrid multilevel method with full approximate scheme techniques were implemented to calculate the transient TEHD lubrication with non-Newtonian lubricant properties under gear teeth carrying a sudden overload. Minimum film thickness, maximum film temperature and friction coefficient were determined at different contact points along the line of action.

Nomenclature

- b : Semi-width of Hertzian contact under load w'_0 , 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 entrainment velocity, $C_{UT} = \bar{u}/u_0$
 C_{WT} : Transient dimensionless load, $C_{WT} = w'/w'_0$
 $D(X)$: Dimensionless of combined surface roughness of gear and pinion
 $E_{1/2}$: 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 of pinion
 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 modified Reynold equation
 k : Thermal conductivity of lubricant, $W/m \cdot K$
 k_0 : Thermal conductivity of lubricant at ambient pressure, $W/m \cdot K$
 \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
 K_{T3} : Constant in Energy equation
 m_0 : Apparent viscosity at the shear rate of unit, $Pa \cdot s$
 n : Power law index
 p : 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_a : Base cycle radius of pinion, m
 r_b : Base cycle radius of gear, m
 R_0 : Equivalence pitch cycle radius, m , $1/R_0 = 1/r_a \sin(\bar{\varphi}) + 1/r_b \sin(\bar{\varphi})$
 R_1 : Radius of curvature of pinion teeth, m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- R_2 : Radius of curvature of gear teeth, m
 R_x : Curvature sum, m , $1/R_x = 1/R_1 + 1/R_2$
 \bar{S} : Along Line of action, m
 S_0 : Slip ratio, $S_0 = (u_2 - u_1)/\bar{u}$
 t : Time, s
 \bar{t} : Dimensionless time, $\bar{t} = t(u_0/b)$
 T : Temperature, K
 T_1 : Surface temperature of pinion, K
 T_2 : Surface temperature of gear, K
 T_0 : Inlet temperature, 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 , $\bar{u} = (u_2 + u_1)/2$
 u_0 : Reference velocity, m/s
 u^* : Dimensionless film velocity, $u^* = u/u_0$
 w' : 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 : Coordinate, m
 Z : Dimensionless coordinate, $Z = z/h$
 Z_1 : Viscosity-Pressure index
 θ : Dimensionless film temperature, $\theta = T/T_0$
 θ_1 : Dimensionless pinion teeth surface temperature, $\theta_1 = T_1/T_0$
 θ_2 : Dimensionless gear teeth surface temperature, $\theta_2 = T_2/T_0$
 μ : Equivalent viscosity, $Pa \cdot s$
 $\bar{\mu}$: Dimensionless equivalent viscosity, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$
 μ_0 : Inlet viscosity, $Pa \cdot s$
 τ : Shear stress of lubricant, Pa
 ρ : Density of lubricant, kg/m^3
 ρ_0 : Inlet density of lubricant, kg/m^3
 $\bar{\rho}$: Dimensionless density of lubricant, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$
 $\bar{\varphi}$: Pressure angle, degree

2. Load, curvature and velocity

The force that is transmitted between two teeth in a meshing gear has a complex behaviour and it is difficult to estimate it. In this analysis, gear teeth load is assumed to act along the line of action. The gear teeth are assumed to be rigid and the dynamics of the gear are neglected. The pitch error is assumed to be very small and will not influence the load. With these assumptions, the load will be constant as long as two pair of gear teeth carry the total load. When only one pair carries the load, the gear teeth load will immediately be doubled. Fig. 1 shows the geometric parameters of an involute spur gear transmission. The contact between gear teeth at a distance \bar{S} from the pitch line in a pair of involute gear wheel having radii r_a and r_b and a pressure angle $\bar{\psi}$ can be represented by two circular cylinders rotating with the same angular velocity ω_a and ω_b as the wheel themselves. These radii vary along the line of the action as:

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$R_1(\bar{S}) = r_a \sin(\bar{\psi}) - \bar{S} \tag{1}$$

$$R_2(\bar{S}) = r_b \sin(\bar{\psi}) + \bar{S} \tag{2}$$

The teeth both roll and slide against each other except at the pitch point, where is a pure rolling condition. The tooth surface velocity are:

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

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



Fig.1 Geometric parameter of an involute spur gear.

3. Governing equation

The time-dependent thermo-elastohydrodynamic lubrication of rolling/sliding line contact can be solved simultaneously by using the Reynolds, elasticity, and energy equations to obtain film pressure, film temperature and film thickness distributions and traction coefficient.

3.1 Modified Reynolds equation

The relationship between shear stress and shear rate of non-Newtonian lubrication in this work can be approximated using a power-law viscosity model.

$$\tau_{xz} = \mu^* \frac{\partial u}{\partial z} \quad \text{and} \quad \tau_{yz} = \mu^* \frac{\partial v}{\partial z} \tag{5}$$

Where the equivalent viscosity

$$\mu^* = m_0 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \right]^{(n-1)/2} \tag{6}$$

The dimensionless modified Reynolds equation for transient thermal line contact problem with consideration of the temperature dependency of viscosity and density across the film can be written as [12]:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\epsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) = K \left\{ C_{UT} \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + C_{UT} \left(\frac{S_0}{2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\rho} H \left(1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} H) \right\} \tag{7}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ขออนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Where

$$K = \frac{u_0 \mu_0 R_0^2}{b^3 P_H} \quad (8)$$

$$\varepsilon = \bar{\rho} H^3 \left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \quad (9)$$

$$\frac{1}{\bar{\mu}_{e1}} = \int_0^1 \frac{Z^i}{\bar{\mu}^*} dZ \quad (10)$$

Where the boundary conditions are

$$X = X_{inlet}, P = 0 ; X = X_{exit}, P = \frac{\partial P}{\partial X} = 0 \quad (11)$$

3.2 The apparent viscosity equation

The apparent viscosity in power-law viscosity model needs to be included as a correction factor for viscosity-pressure-temperature[13]. The dimensionless apparent viscosity can be written as

$$\bar{\mu}^* = \frac{m_0}{\mu_0} \left| \frac{u_0 R_0}{b^2} \right|^{n-1} \left| \frac{1}{H} \frac{\partial u^*}{\partial Z} \right|^{n-1} \exp\{(\ln(\mu_0) + 9.67) \times (-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{2.1}) - \gamma T_0 (\theta - 1)\} \quad (12)$$

3.3 The density equation

The dimensionless density of lubricant according to Dowson and Higginson[1] obeys the following relation

$$\bar{\rho} = \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \right) (1 - \beta T_0 (\theta - 1)) \quad (13)$$

3.4 Thermal conductivity of oil film

The effect of pressure on thermal conductivity has been implemented in the thermal EHD calculation by Wang.[13]

$$\bar{k}_p = 1 + \frac{\alpha_{K,1} P_H P}{1 + \alpha_{K,2} P_H P} \quad (14)$$

3.5 The film thickness equation

The film thickness, including the deformation of surface under line contact, is given as

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2C_{RT}} + D(X) - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P(X') \ln|X - X'| dX' \quad (15)$$

Where $D(X)$ is the dimensionless combined surface roughness of gear and pinion with random roughness distribution.

3.6 The load equation

The total load carrying capacity of the lubricant is due to hydrodynamic action. The dimensionless form of load balance equation is

$$\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} PdX = C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \quad (16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.7 Energy equation

The surface in the contact region can be simplified as semi-infinite bodied. Following Carslaw and Jaeger, the heat conduction in the surface can be analyzed by ignoring the heat conduction in the X and Y directions. The time-dependent dimensionless energy equation for the oil film is then given as [12]:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial Z^2} = K_{T1} \left(\frac{\bar{\rho} H^2}{\bar{k}_p} \right) \left(\frac{\partial \theta}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) - K_{T2} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{\bar{k}_p} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial \bar{t}} \right)^2 - K_{T3} \left(\frac{\theta H^2}{\bar{k}_p} \right) \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{t}} + u^* \frac{\partial P}{\partial X} \right) \quad (17)$$

Where

$$K_{T1} = \frac{u_0 \rho_0 c_p b^3}{k_0 R_0^2} \quad (18)$$

$$K_{T2} = \frac{\mu_0 u_0^2}{k_0 T_0} \quad (19)$$

$$K_{T3} = \frac{\beta u_0 b^3 P_H}{k_0 R_0^2} \quad (20)$$

The boundary conditions of the energy equation are [15]

$$\theta_{1/2} = 1 \pm \frac{k_0 R_0}{\sqrt{\pi \rho_{1/2} c_{p,1/2} k_{1/2} b^3 u_0 C_{UT} \left(1 - \frac{s_0}{2} \right) X_{inlet}}} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{k}_p}{H} \right) \left(\frac{\partial \theta}{\partial Z} \right)_{Z=0/1} \frac{dX'}{\sqrt{X - X'}} \quad (21)$$

$$\theta(X_{inlet}) = 1 \quad (22)$$

3.8 The friction coefficient

The friction coefficient on pinion tooth surface is defined as

$$f = \frac{\mu_0 u_0 R_0}{w_0' b C_{WT}} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H} \right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z} \right)_{Z=0} dX \quad (23)$$

4. Computational procedure and numerical

The numerical solution of the governing equations described above is carried out by the pressure-temperature iteration between transient modified Reynolds, elasticity and energy equations of the thermo-elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian lubricants, using multi-grid with full approximation scheme technique. Modified Reynolds equation is solved on a uniform grid by the finite difference method. The multi-grid technique has been utilized to improve the convergence rate.

The coupled time-dependent modified Reynolds equation, energy equation, film thickness equation, and load balance of the two surfaces in line contact with non-Newtonian lubricants are simultaneously solved using multi-grid multi-level and Newton-Raphson techniques to obtain fast convergence. The convergence criteria of pressure, temperature, and hydrodynamic load are adopted as follows:

$$\sum_{i=0}^N |p_i^{k+1} - p_i^k| / \sum_{i=0}^N p_i^{k+1} \leq 0.0001 \quad (24)$$

$$\sum_{i=0}^N |\theta_i^{k+1} - \theta_i^k| / \sum_{i=0}^N \theta_i^{k+1} \leq 0.0001 \quad (25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่โรงเรียนศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\left| C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) - \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} PdX \right| / C_{WT} \left(\frac{\pi}{2} \right) \leq 0.0001 \quad (26)$$

During each time interval, the modified Reynolds equation, elasticity equation and energy equation are calculated using boundary conditions and initial conditions to obtain pressure and temperature distributions. In this problem, the boundary condition X_{inlet} and X_{exit} can be obtained as $X_{inlet} = -6.0$ and $X_{exit} = +2.0$.

5. Results and discussion

The gear data and the properties of lubricant used in the analysis are given in Table 1. These gear data correspond to commercially available gearbox.

Table 1 Gear data and lubricant properties

Gear Material	UNB C61300
Number of teeth (pinion : gear)	35:140
Contact ratio	1.786
Module, mm	2
Pinion speed, rpm	1,000
Nominal pressure angle, degree	20
Teeth width, mm	20
Transmitted power, kW	10.0
Elastic modulus of pinion and gear, GPa	117.0
Density of the teeth of pinion and gear, kg/m ³	7950.0
Poisson ratio of the teeth of pinion and gear	0.28
Specific heat of pinion and gear, J/kg · K	736.8
Combined surface roughness amplitude (R_{rms}), μm	0.05 0.10
Inlet temperature of lubricant, K	313.15
Inlet density of the lubricant, kg/m ³	892.80
Inlet viscosity of the lubricant, Pa · s	0.195
Viscosity-Pressure index (Z_1)	0.5685
Viscosity-Temperature coefficient, K ⁻¹	0.05763
Coefficient of thermal expansivity, K ⁻¹	0.00074
Thermal conductivity of lubricant, W/m · K	0.126
Specific heat of lubricant, J/kg · K	1870
Power law index (n)	0.975 for pseudoplastic fluid 1.000 for Newtonian fluid

Fig. 2 shows the variation of the dimensionless idealistic load, central pressure, dimensionless equivalent curvature and entrainment velocity along the line of action. The dimensionless load (C_{WT}) is 0.5 at the approach point A and suddenly increased to 1.0 at point B ($\bar{s} = -1.10 \text{ mm}$) when the load carried by one pair of teeth at that moment. The next pair of teeth comes into action at point D ($\bar{s} = 0.90 \text{ mm}$) and the load is suddenly decreased to 0.5 again. The amount of sliding reaches its highest level at the approach point. There is no sliding at the pitch point. The slip ratio reaches its highest level at the approach point. The entrainment velocity and the equivalent curvature have their lowest levels at that point too. That means this point might be the most critical from a lubricant film thickness point of view.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ Fig. 3 shows the variation of minimum film thickness along the line of action and it
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

can be seen that the film thickness reaches its minimum at the approach point ($\bar{S} = -4.97 \text{ mm}$). The film thickness of the rough surface gear teeth is smaller than that for the smooth surface gear teeth. The minimum film thickness is $0.355 \mu\text{m}$ for smooth surface but the minimum film thickness is $0.286 \mu\text{m}$ and $0.218 \mu\text{m}$ for rough surface gear teeth with $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ and $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ respectively. This is because the high pressure fluctuation from asperities and the slip ratio result in higher temperature and lower lubricant viscosity. The transient effect is the most pronounced after points B and D. When the load is suddenly increased at point B ($\bar{S} = -0.90 \text{ mm}$), the minimum film thickness first increases from $0.725 \mu\text{m}$ to $0.742 \mu\text{m}$ for smooth surface, and from $0.727 \mu\text{m}$ to $0.737 \mu\text{m}$ for rough surface with $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ and from $0.713 \mu\text{m}$ to $0.718 \mu\text{m}$, for rough surface with $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$, then decreases to $0.700 \mu\text{m}$ for smooth surface, and $0.673 \mu\text{m}$ for rough surface $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ and $0.629 \mu\text{m}$ for rough surface $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$, and then increases again. It never reaches an equilibrium state until the load is halved again. When the next pair of teeth comes into action at point D ($\bar{S} = 0.40 \text{ mm}$), the load is suddenly decreased. The minimum film thickness first increases from $0.780 \mu\text{m}$ to $0.853 \mu\text{m}$ for smooth surface, $0.769 \mu\text{m}$ to $0.843 \mu\text{m}$ for rough surface $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ and $0.733 \mu\text{m}$ to $0.819 \mu\text{m}$ for rough surface $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$, then decreases until it recovers at approximately 1.20 mm , the minimum film thickness value is $0.699 \mu\text{m}$ for smooth surface, the minimum film thickness are $0.700 \mu\text{m}$ and $0.724 \mu\text{m}$ for rough surface $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$ and $R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$ respectively. This behavior can be understood by the mechanism of the squeeze effect.

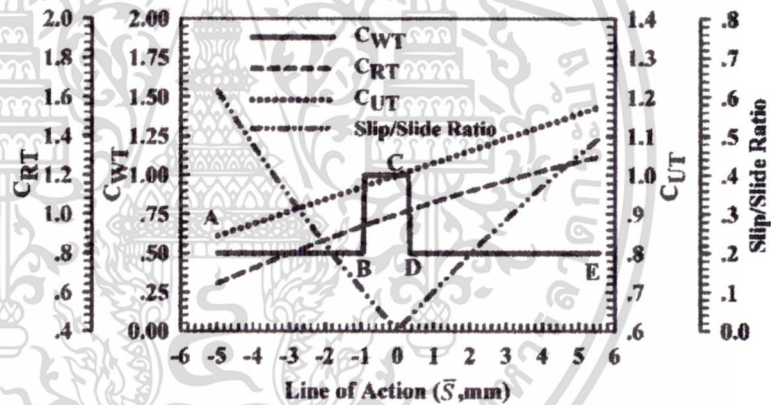


Fig.2 Variation of the load, central pressure, equivalent curvature and entrainment velocity along the line of action.

The variation of friction coefficient on pinion tooth and oil film temperature rise for smooth surface gear teeth and for rough surface gear teeth along the line of action are presented in Fig. 4(a) and Fig. 4(b). The friction coefficient and temperature rise of oil film for the rough surface gear have higher value along the line of action than those for smooth surfaces. At the approach point (point A, $\bar{S} = -4.97 \text{ mm}$), the friction coefficient and maximum film temperature are 0.102 and 67.47 deg.C for smooth surface, the friction coefficient and maximum film temperature are 0.119 and 81.48 deg.C for rough surface ($R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$) and the friction coefficient and maximum film temperature are 0.184 and 116.47 deg.C for rough surface ($R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$), respectively. When the line of action increases, the friction coefficient and maximum film temperature increase. The first peak value of friction coefficient occurs at -4.48 mm and the first peak value of film temperature occurs at -4.00 mm , the friction coefficient and the maximum film temperature are 0.171 and 109.62 deg.C for smooth surface and 0.183 and 179.53 deg.C for rough surface ($R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$) and 0.260 and 256.17 deg.C for rough surface ($R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$), then decreases until the load is suddenly increased. At $\bar{S} = -0.70 \text{ mm}$, the friction coefficient and maximum film temperature of smooth surface and rough surface reach the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่ควรนำออกเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

peak values 0.154, 48.00 deg.C, 0.178, 113.24 deg.C, 0.411 and 268.36 deg.C, respectively, then they decrease to the minimum values at the pitch point. The friction coefficient is approximately zero and the maximum temperature is near the inlet temperature because there is no sliding. It can be seen that the highest temperature rise occurs near the approach point, which is caused by the large slip ratio. Just after the load increase occurs at point B, the friction coefficient and temperature rise reach high levels because of large load, even though the slip ratio is small. When the line of action shifts from pitch point, film temperature and friction coefficient rise up again. At $\bar{S} = +0.30 \text{ mm}$, the maximum values are 0.083 and 46.11 deg.C for smooth surface, 0.099 and 49.03 deg.C for rough surface ($R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$) and 0.358 and 187.94 deg.C for rough surface ($R_{rms} = 0.10 \mu\text{m}$), respectively. When the next pair of teeth comes into action at point D, the film temperature and friction coefficient suddenly decrease but they increase again when the contact moves forward along the line of action. The maximum temperature rise at the approach point is higher than that of the recess point. That is because the slip ratio of the approach point is larger than those of the recess point. The friction coefficient and maximum film temperature of rough surface gear teeth increased more rapidly than the value of smooth surface gear teeth when load is suddenly increased at point B and suddenly decreased at point D because the film pressure and film viscosity were suddenly increased from the effects of asperities.

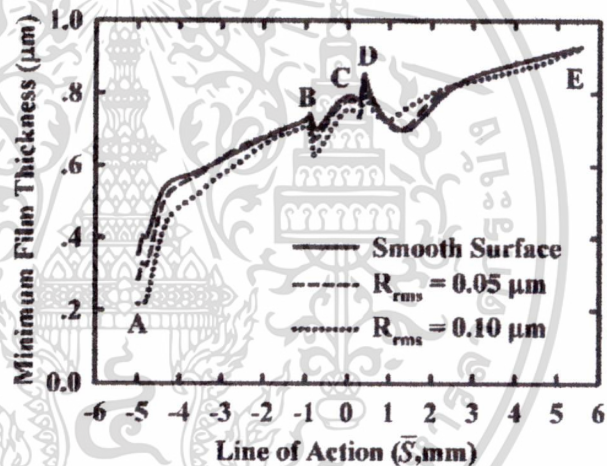
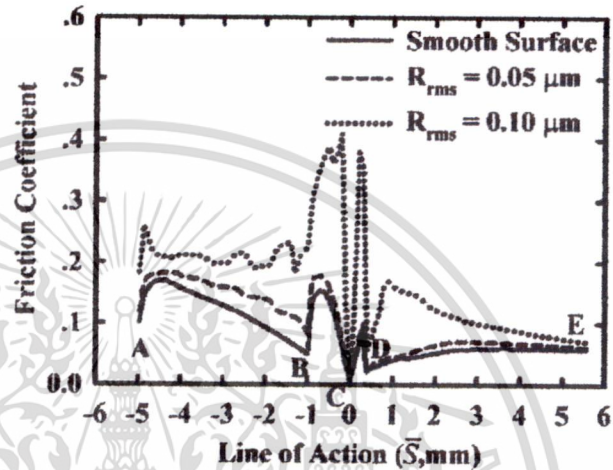


Fig.3 Variation of minimum film thickness along the line of action when lubricant is a pseudoplastic fluid.

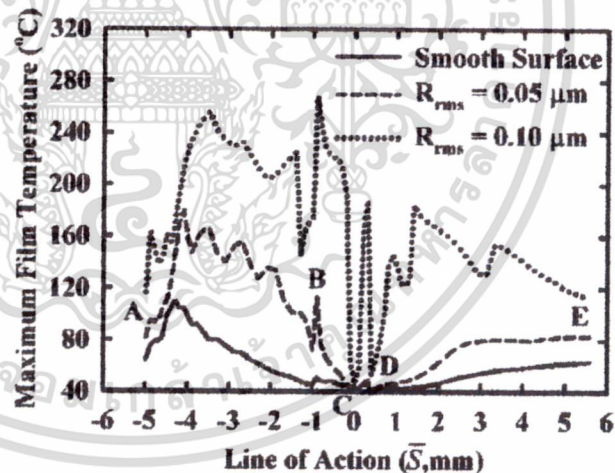
Fig. 5 shows the variation of minimum film thickness, maximum film temperature and friction coefficient along the line of action for various lubricant properties (Pseudoplastic fluid ($n=0.975$), Newtonian fluid ($n=1.0$)) for rough surface with $R_{rms} = 0.05 \mu\text{m}$. It can be seen that the minimum film thickness was dependent on power law index value. The minimum film thickness was rapidly decreased with the decrease of the lubricant power law index value; the minimum film thickness of pseudoplastic fluid lubricant is lower than the minimum film thickness for Newtonian fluid along the line of contact as show in Fig. 5(a). At approach point, the minimum film thickness is $0.286 \mu\text{m}$ for pseudoplastic fluid and it is $0.289 \mu\text{m}$ for Newtonian fluid. When the load is suddenly increased at point B, the film thickness decreases to $0.673 \mu\text{m}$ for pseudoplastic fluid and it is $0.855 \mu\text{m}$ for Newtonian fluid. When the load is suddenly decrease at point D, the film thickness increases to $0.844 \mu\text{m}$ for pseudoplastic fluid and it is $1.054 \mu\text{m}$ for Newtonian fluid.

The maximum film temperature and friction coefficient of pseudoplastic fluid and Newtonian fluid have similar variation along the line of action as shown in Fig. 5(b) and Fig. 5(c). At the point close to the approach point (point A, $\bar{S} = -4.28 \text{ mm}$), the friction coefficient and maximum film temperature are 0.183 and 179.53 deg.C for pseudoplastic

fluid and 0.178 and 149.35 deg.C for Newtonian fluid. When load is suddenly increased to double at point B, the maximum film temperature and friction coefficient rapidly increase. The friction coefficient and maximum film temperature increase to 0.178 and 113.24 deg.C for pseudoplastic fluid and 0.179 and 174.54 deg.C for Newtonian fluid; then they rapidly decrease before rapidly increasing again. The peak value of friction coefficient and maximum film temperature are 0.099 and 49.02 deg.C for pseudoplastic fluid and 0.098 and 49.81 deg.C for Newtonian fluid due to the rising of film temperature, decreasing of film viscosity and increasing of lubricant shear stress. Therefore, the friction coefficient of lubricant film is increased. At pitch point, the friction coefficient is approximately zero and the maximum temperature is near the inlet temperature.



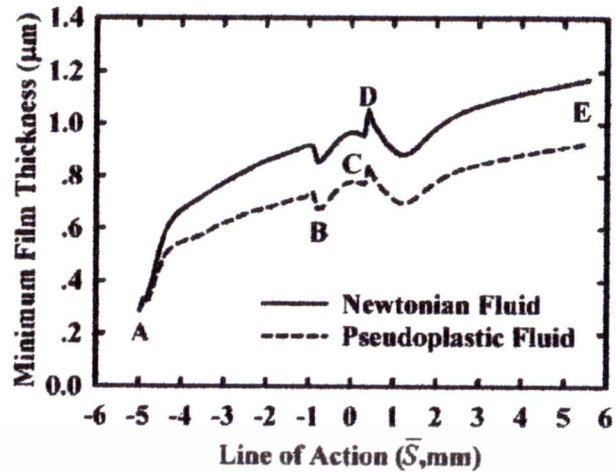
(a) Friction coefficient on pinion surface when lubricant is pseudoplastic fluid.



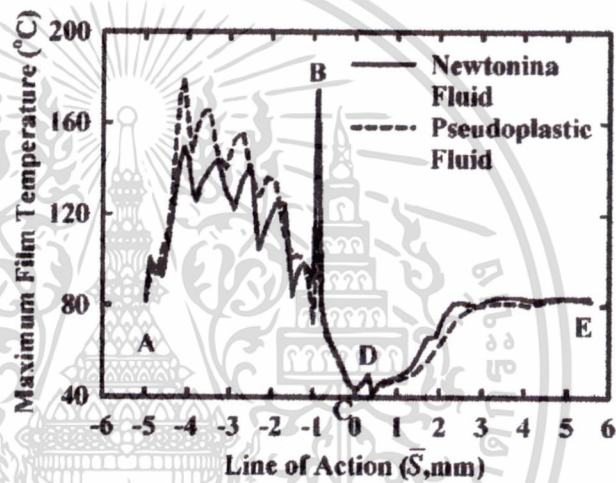
(b) Maximum temperature rise when lubricant is pseudoplastic fluid.

Fig. 4 Variation of friction coefficient on pinion surface and maximum temperature rise along the line of action

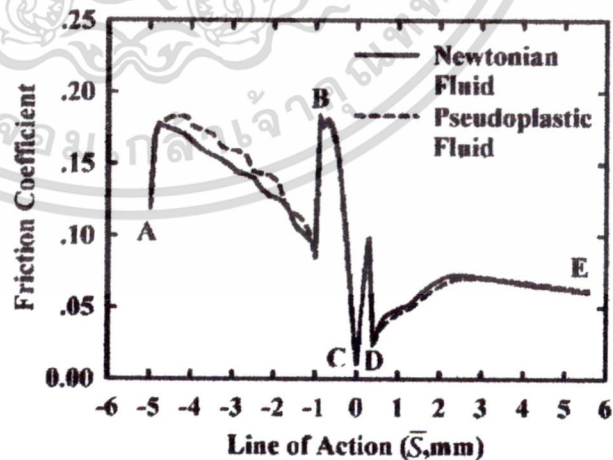
(a) Friction coefficient on pinion surface, (b) maximum temperature rise



(a) Variation of minimum film thickness along the line of action when changed lubricant properties



(b) Variation of maximum film temperature along the line of action when changed lubricant properties



(c) Variation of friction coefficient along the line of action when changed lubricant properties

Fig. 5 Variation of minimum film thickness, maximum temperature rise and friction coefficient on pinion surface along the line of action when lubricant properties are changed

(a) Minimum film thickness (b) Maximum temperature rise

and (c) Friction coefficient on pinion.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น เมื่อผู้เขียนได้พิมพ์และเผยแพร่ในวารสารโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

During operation of spur gears, at the approach point where the gear teeth are in the first contact and at the point of the load is suddenly carried by one pair of teeth. If the load of gear teeth is increased more than the normal operating condition due to a sudden overload or impact of gear teeth as shown in Fig. 6.

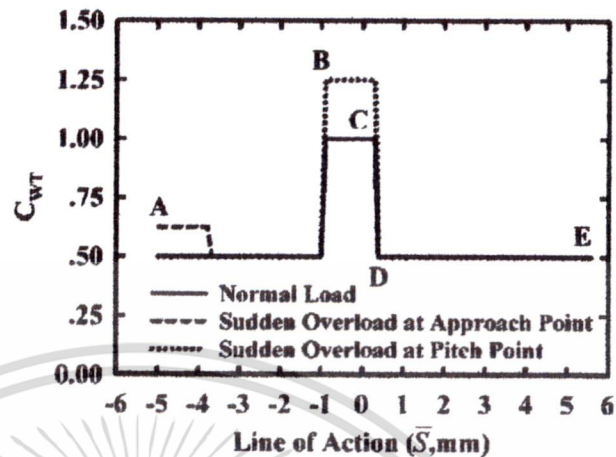


Fig. 6 Variation of the load, along the line of action when load is sudden overload at approach point and the point of the load carried by one pair of teeth

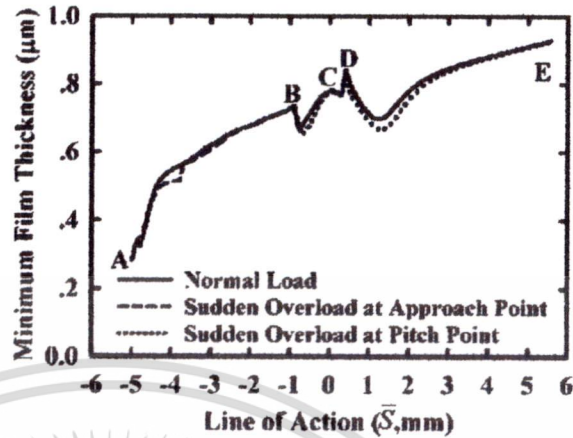
For illustration purposes in this paper, the characteristics of spur gears were investigated when subjected to a sudden overload of 25% of the normal operating load. During sudden overload or impact load at the approach point, the minimum film thickness is close to the normal operating condition because at the approach point the minimum film thickness depends on the mechanism of the squeeze effect; the minimum film thickness at the approach point is $0.286 \mu\text{m}$ for all loads conditions. When load is suddenly increased at point B, the minimum film thickness of impact load at pitch point is smaller than normal operating condition; they are $0.673 \mu\text{m}$ for normal operating condition or for impact load at inlet point, but for the operating condition with impact load at the pitch point, the minimum film thickness is $0.651 \mu\text{m}$. Near the pitch point, the minimum film thickness for impact load at pitch point is greater than the minimum film thickness for normal operating condition; the peak minimum film thickness is $0.780 \mu\text{m}$ which is close to normal operating condition. When the load is suddenly decreased at point D, the minimum film thickness increase to $0.843 \mu\text{m}$ for normal operating condition and it is $0.817 \mu\text{m}$ for impact load at pitch point, as shown in Fig 7(a).

The maximum film temperature and friction coefficient for normal operating condition are compared with the sudden overload at inlet point operating condition, as show in Fig 7(b) and Fig 7(c). At the approach point, the friction coefficient and maximum film temperature with sudden overload at the inlet point is greater than the normal operating condition, they are 0.146 and 94.50 deg.C for sudden overload at the inlet point operating condition and they are 0.119 and 81.48 deg.C for normal operating condition. When the contact moves forward along the line of action, the friction coefficient and maximum film temperature rapidly increase, the peak value of maximum film temperature is 281.18 deg.C for impact load at inlet point operating condition and 179.53 deg.C for normal operating condition. Then it decreases until the load is suddenly increased. When load is suddenly increased at point B, the friction coefficient and maximum film temperature rapidly increase; the peak values are 0.320 and 200.85 deg.C for sudden overload at pitch point and are 0.179 and 113.24 deg.C for normal operating condition, then the friction coefficient decrease to approximately zero and the film temperature also decrease to inlet temperature at the pitch point and rapidly increasing again. The friction coefficient and maximum film temperature are 0.208 and 71.73 deg.C for a sudden overload at the pitch point and 0.099 and

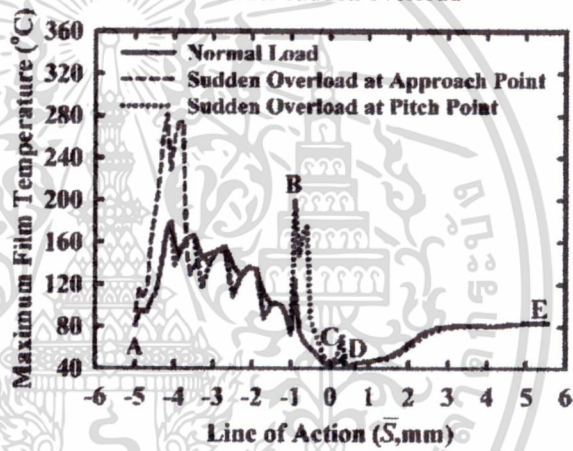
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของสถาบันวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการผลิตและการบริการ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

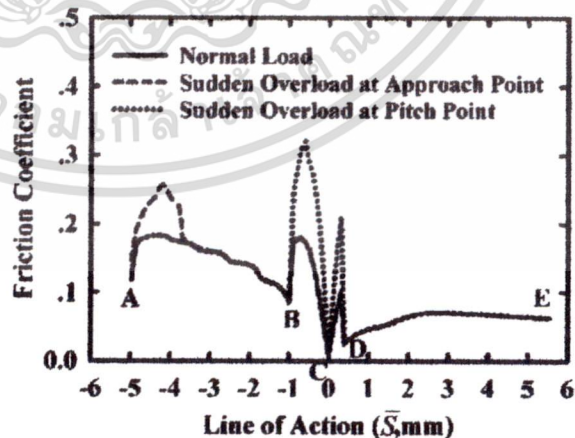
49.02 deg.C for normal operating condition because the film pressure and film viscosity were increased when load increased. When load is suddenly decreased at point D, the friction coefficient and maximum film temperature are rapidly decreased before rising up again.



(a) Variation of minimum film thickness along the line of action under sudden overload



(b) Variation of maximum film temperature along the line of action under sudden overload



(c) Variation of friction coefficient along the line of action when loads impacted

Fig. 7 Variation of minimum film thickness, maximum temperature rise and friction coefficient on pinion surface along the line of action when sudden overload occurs at approach point or at the point where the load being to be carried by one pair of teeth.

(a) Minimum film thickness, (b) Maximum temperature rise and (c) Friction coefficient on pinion.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปเผยแพร่โดยไม่ขออนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

In sudden overload at the point where the load starts being carried by one pair of teeth, the minimum film thickness is decreased, then it increases more than that for the normal operating condition due to the squeeze effect as shown in Fig 7(a). The oil film thickness and oil film temperature under sudden overload obtained from this present calculation are compared with those from the experiment presented in [16]. The results of the present scheme are in good agreement with the results from the experiment on the measured oil film thickness and the operational temperature under increase in load conditions. The oil film temperature increases with increasing in load but the oil film thickness decreases with the increasing in load. Therefore, oil film temperature and oil film thickness are the critical parameters in gear design. The maximum film temperature and friction coefficient are increased significantly as shown in Fig. 7(b) and Fig. 7(c) because near the pitch point, the motion of gear teeth is nearly pure rolling; then the film pressure and film viscosity are primarily dependent on gear tooth load being carried. That means this operating condition might be the most critical.

6. Conclusion

The time dependent Reynolds equation and energy equation were solved to obtain minimum film thickness, maximum film pressure, friction coefficient and film temperature rise in the contact region between two involute spur gears teeth with non-Newtonian fluid. The effects of rough surfaces gear teeth and two different lubricants are studied. The load is kept constant as long as two pair of teeth carried the total load and it is doubled when only one pair is in action. Normal load condition and sudden overload condition were examined. The following can be concluded as:

1. Considering the rough surface effect, the minimum film thickness is thinner than that for smooth surface gear teeth. The maximum film temperature and friction coefficient are seriously greater than for the smooth surfaces gear teeth. The gear teeth with rough surfaces could be dangerous due to high film temperature. Therefore, the surface roughness of gear teeth is significantly affected for gear design application.
2. Considering the effect of the power law index, the minimum film thickness are clearly depended on power law index value, the pseudoplastic fluid lubricant give lowest values of film thickness, film temperature and friction coefficients.
3. For spur gears under sudden overload near the pitch point, the film temperature and friction coefficient are increased significantly, that means this operating condition might be the most critical.

Acknowledgment

The authors wish to acknowledge Thailand Research Fund for the financial support under Grant No. BRG-5180019.

References

- (1) Dowson D., Higginson G. R., *Elastohydrodynamic lubrication, the fundamentals of roller and gear lubrication.*, Oxford: Pergamon; 1966.
- (2) Wang K. L., Cheng H. S., *A numerical solution to the dynamic load, film thickness and surface temperatures in spur gears, Part I - analysis.*, ASME J Mech Design 1981, vol. 103:177–87.
- (3) Wang K. L., Cheng H. S., *A numerical solution to the dynamic load, film thickness and surface temperatures in spur gears, Part II - results.*, ASME J Mech Design 1981 vol.

103:188–94.

(4) Lee, R., and Hamrock, B. J., *Squeeze and Entraining Motion in Nonconformal Line Contacts Part II: Elastohydrodynamic Lubrication*, ASME J. Tribol., 1989 vol. 111, pp. 8–16.

(5) Khonsari, M. M., Wang, H. S., and Qi, Y. L., *A Theory of Liquid-Solid Lubrication in Elastohydrodynamic Regime*, ASME J. Tribol. , 1989, vol. 111, pp. 256–265.

(6) Hua D. Y. and Khonsari M. M., *Application of transient elastohydrodynamic lubrication analysis for gear transmissions.*, STLE Tribol Trans 1995, vol.38:905–13.

(7) Larsson R., *Transient non-Newtonian analysis of an involute spur gear.*, Wear, 1997, vol. 207, pp. 67–73.

(8) Lubrecht, A. A., Ten Napel, W. E., and Bosma, R., *Multi-grid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in EHL Line Contacts*, ASME J. Tribol., 1986 vol. 108, pp. 551–556.

(9) Osborn, F. K., and Sadeghi, F., *Time Dependent Line EHD Lubrication Using the Multigrid/Multilevel Technique*, ASME J. Tribol. , 1992, vol. 114, pp. 68–74.

(10) Ai, X., and Cheng, S. H., *Transient EHL Analysis for Line Contacts With Measured Surface Roughness Using Multigrid Technique*, ASME J. Tribol. , 1994, vol. 116, pp. 549–558.

(11) Wang Y., Li H., Tong J. and Yang P., *Transient thermoelastohydrodynamic lubrication analysis of an involute spur gear*, Tribology International, 2004, vol. 37, pp. 773–782.

(12) Mongkolwongrojn M., Aiumpornsri C. And Thammakosol K., *Theoretical Investigation in Thermoelastohydrodynamic Lubrication With Non-Newtonian Lubricants Under Sudden Load Change*, Journal of Tribology, 2006, vol. 128, pp. 771–777.

(13) Roelands, C. J. A., *Correlation aspects of viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils.*, Ph.D. thesis, Delft University of Technology, Netherlands, 1966.

(14) Wang, S., Cusano, C. and Conry, T. E., *Thermal analysis of elastohydrodynamic lubrication of line contact using the Ree-Eyring fluid model*, Journal of Tribology, 1991, vol. 113, pp. 232-244.

(15) Carslaw, J. W., and Jaeger, J. C., *Conduction of Heat in Solids*, Oxford University Press, 1959, London.

(16) Muniyappa, A., Chandramohan, S. and Seethapathy, S., *Detection and Diagnosis of Gear Tooth Wear through Metallurgical and Oil Analysis*, Japanese Society of Tribologists, Tribology Online, 2010, vol. 5, No. 2, pp. 102-110.

Transient EHL of Two Surfaces under Elliptical Contact with Non-Newtonian Lubricant

Mongkolwongrojn, Mongkol^{1, a} and Panichakorn, Jesda^{2, b}

^{1,2}Department of Mechanical Engineering

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

^akmmongko@kmitl.ac.th, ^bs0060102@kmitl.ac.th

Keywords: Modified Reynolds equation, non-Newtonian Carreau viscosity model, elliptical contact, EHL.

Abstract. This paper presents the effects of a sudden load change and sudden speed change on the performance characteristics of two surfaces under elliptical contact with elastohydrodynamic lubrication. The non-Newtonian lubricant for the research work are modeled based on Carreau viscosity model. The time dependent modified Reynolds equation and elastic equation were formulated for compressible fluid. Perturbation method, Newton Raphson method and full adaptive multigrid method were implemented and solved to obtain the film pressure, film thickness profiles and friction coefficient in the contact regime at various applied loads and speeds. Simulation results show the friction coefficient increase significantly under sudden loads. The minimum film thickness and friction coefficient both decrease significantly as speed is decreased.

Introduction

Machine elements are often subjected to non-steady state operating conditions. For example, the cyclic variations in load are always experienced in gears and rolling element bearings, while cyclic variations in speed are often found in reciprocating seals. Transient variations in load or speed are typical examples of non-steady state operating conditions. The main characteristics of the transient variation are the sudden changes in load or speed in a relatively short period of time.

The unsteady EHL problem has historically been solved with different simplifications. The numerical solution of EHL problems was solved by Dowson and Higginson[1]. Kweh[2] and Lee[3], they started the analysis of the problem in steady state. The experimental results and the numerical solutions for the circular point contact under oscillating conditions have good qualitative agreement by Vahid[4]. Jin [5], he showed that the time period of the load impulse is important for transient condition. Lubrecht[6], he has implemented the multigrid algorithm is more efficient than the Newton-Raphson method in solving EHL with roughness effect. The multigrid technique has been developed to solve transient thermoelastohydrodynamic lubrication (TEHL) by Osborn[7].

In this paper, the transient EHL model is presented for two surfaces in elliptical contact. The combined modified Reynolds equation and elastic equations were formulated. Finite difference, multigrid multilevel method with full approximate scheme techniques and Newton's method were implemented. The characteristics of two surfaces under elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian lubricant for both various load change, and surface velocity change were examined.

Governing Equation

The relationship between shear stress and shear rate of non-Newtonian fluid based on Carreau viscosity model in this research work can be expressed as.

$$\tau_{xz} = \mu^*(\partial u/\partial z) \quad \text{and} \quad \tau_{yz} = \mu^*(\partial v/\partial z) \quad (1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Applying the perturbation method, the dimensionless time dependent modified Reynolds equation can be written as

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\varepsilon}_U \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{k^2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\varepsilon}_V \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda \left\{ C_{UT} \cos(\psi) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho}H) + C_{VT} \frac{\sin(\psi)}{k} \frac{\partial}{\partial Y} (\bar{\rho}H) + \frac{\partial}{\partial T} (\bar{\rho}H) \right\} \quad (2)$$

$$\text{Where } C_{UT} = \bar{u}/V, C_{VT} = \bar{v}/V, \Lambda = 96\mu_0 R^2 V / P_H D_X D_Y^2 \text{ and } V = \sqrt{\bar{u}^2 + \bar{v}^2} \quad (3)$$

$$\bar{\varepsilon}_U = \bar{\rho}H^3 / \bar{\mu}_U^*, \bar{\varepsilon}_V = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_V^*}, \psi = \tan^{-1}(\bar{v}/\bar{u}), \bar{\rho} = \rho/\rho_0 \text{ and } k = D_Y/D_X \quad (4)$$

$$1/R = 1/R_X + 1/R_Y, D_X/2 = 2(6\xi wR/\pi k E')^{1/3} \text{ and } D_Y/2 = 2(6k^2 \xi wR/\pi E')^{1/3} \quad (5)$$

$$\bar{\mu}_U^* = \bar{\mu}_R \left(\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S^* - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}_X^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*} \right) \right), \bar{I}_X^* = \left(\frac{S_X}{H} \right)^2 \text{ and } \bar{I}_Y^* = \left(\frac{S_Y}{H} \right)^2 \quad (6)$$

$$\bar{\mu}_V^* = \bar{\mu}_R \left(\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S^* - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}_Y^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*} \right) \right), K_{SH} = \left(\frac{4RV}{D_X D_Y} \right)^2 \text{ and } \bar{I}^* = \bar{I}_X^* + \bar{I}_Y^* \quad (7)$$

Boundary conditions are

$$P(X_{IN}) = P(X_{OUT}) = (\partial P/\partial X)_{X=X_{OUT}} = P(Y_{IN}) = P(Y_{OUT}) = (\partial P/\partial Y)_{Y=Y_{OUT}} = 0 \quad (8)$$

The apparent viscosity equation

The apparent viscosity in the Carreau viscosity model[8] needs to be included as a correction factor for viscosity-pressure [9]. The dimensionless apparent viscosity can be written as

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu}_R \bar{\mu}_S^* \quad (9)$$

Where

$$\bar{\mu}_R = \exp\{(\ln(\mu_0) + 9.67)(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{2.1})\} \quad (10)$$

$$\bar{\mu}_S^* = \mu_\infty/\mu_0 + (1 - \mu_\infty/\mu_0)(1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*)^{\frac{n-1}{2}} \text{ Where } P_H = 6w/\pi D_X D_Y \quad (11)$$

The density equation

The dimensionless density of lubricant according to Dowson and Higginson[1] obeys the following relation

$$\bar{\rho} = 1 + 0.6 \times 10^{-9} P_H P / (1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P) \quad (12)$$

The film thickness equation

The film thickness for deformation of the surfaces under elliptical contact can be written as

$$H = H_0 + X^2 / \left\{ 2k \left(\frac{R_X}{R} \right) \right\} + Y^2 / \left\{ \left(\frac{2}{k} \right) \left(\frac{R_X}{R} \right) \right\} - \frac{4P_H R}{\pi E' D_X} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(X', Y', T) dX' dY'}{\sqrt{(X - X')^2 + k^2(Y - Y')^2}} \quad (13)$$

The load equation

The total load carrying capacity of the lubricant is due to hydrodynamic action. The dimensionless form of load balance equation is

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P(X, Y) dX dY = \frac{2}{3} C_{WT} \pi \quad \text{Where } C_{WT} = w/w_0 \quad (14)$$

The friction coefficient

The friction coefficient of surface roughness elasto-hydrodynamic lubrication is defined as

$$f = \sqrt{f_X^2 + f_Y^2} / w \quad (15)$$

ไม่ว่าการณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Where

$$f_x = \frac{2\mu_0 \bar{u} R}{D_Y} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H}\right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z}\right)_{Z=0} dX \quad \text{and} \quad f_y = \frac{2\mu_0 \bar{v} R}{D_X} \int_{Y_{inlet}}^{Y_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H}\right) \left(\frac{\partial v^*}{\partial Z}\right)_{Z=0} dY \quad (16)$$

Computational procedure and numerical calculation

The numerical solution of the governing equations described above were solved numerically using pressure iteration. The modified Reynolds equation, elastic equation, density equation and viscosity equation under elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian lubricants were calculated using multigrid and Newton’s method with full approximation scheme technique. The multigrid technique has been utilized to improve the convergence rate in this calculation. The convergence criteria of pressure and hydrodynamic load are adopted as follows:

$$\sum_{i=0}^{N_X} \sum_{j=0}^{N_Y} |P_{i,j}^{k+1} - P_{i,j}^k| / \sum_{i=0}^{N_X} \sum_{j=0}^{N_Y} P_{i,j}^{k+1} \leq 0.0001 \quad (15)$$

$$\left| \frac{2}{3} C_{WT} \pi - \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \int_{Y_{inlet}}^{Y_{exit}} P dX dY \right| / \frac{2}{3} C_{WT} \pi \leq 0.0001 \quad (16)$$

RESULTS and DISCUSSION

The geometry and the coordinate of a ball and flat plate are defined as shown in Fig.1. The material data and the properties of lubricant used in the analysis are given in Table 1 and Table 2.

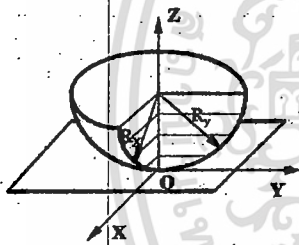


Fig. 1 Geometry and coordinate of a ball and flat plate

Table 1. Material data of the ball and plate

Material Property	Ball	Plate
Modulus of Elasticity, GPa	200	200
Poison ratio	0.3	0.3
Density, kg/m ³	7750	7756
Radius of Ball, R _X /R _Y , m	0.05/0.60	

Table 2. Property of lubricant [10]

Lubricant Property	PAO-100
Inlet Density, kg/m ³	834
Low Shear Rate Viscosity, Pa-s	0.0698
High Shear Rate Viscosity, Pa-s	0.00
Time Relaxation, s	4.657x10 ⁻⁷
Power Law Index	0.625
Viscosity-Pressure Index	0.3917

Fig. 2, shows the contour of the film thickness in the contact region under normal load, $w_0 = 1500$ N, $V = 1.25$ m/s. For initial load, $w = 1500$ N, as shown in Fig. 2(a), the minimum film thickness is $0.306 \mu\text{m}$ at $x = 0.469$ mm and $y = 0.000$ mm. At time $t = 0.50$ ms, the dimensionless transient load, C_{WT} , is increased to 1.354 but the minimum film thickness is decreased to $0.229 \mu\text{m}$ at $x = 0.516$ mm and $y = 0.039$ mm as shown in Fig. 2(b). Fig. 2(c), shows the film thickness contour at time $t = 1.00$ ms and applied load $w = 2250$ N, the minimum film thickness increase to $0.305 \mu\text{m}$ at $x = 0.539$ mm and $y = 0.039$ mm due to the increasing of film viscosity.

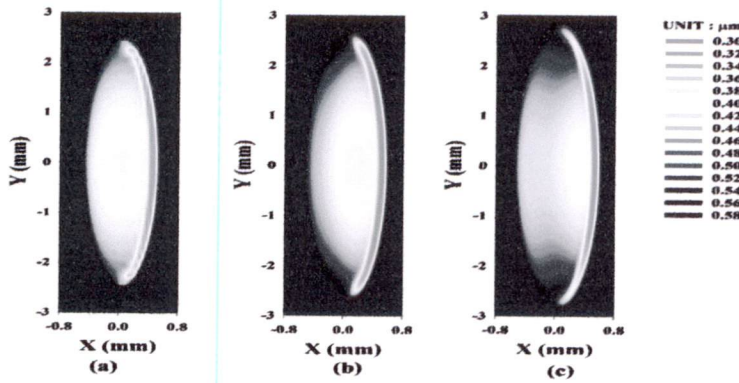


Fig. 2 Transient Film thickness contours for $w_0 = 1500$ N, $V = 1.25$ m/s and maximum $C_{WT} = 1.5$ (a) at initial condition, (b) at time = 0.5 ms after load change and (c) at time = 1 ms after load change

For increasing the sudden load, the minimum film thickness slightly decrease and then increase rapidly within 2 ms after that the minimum film thickness slightly decrease to the steady state condition at time approximately equal to 8.0 ms. The friction coefficient increases significantly when the load is increased. The shape of the profile on friction coefficient and applied load are very similar as shown in Fig. 3. The maximum friction coefficient are 0.0263, 0.0301 and 0.0339 for maximum sudden loads, C_{WT} , are 1.25, 1.50 and 1.75, respectively.

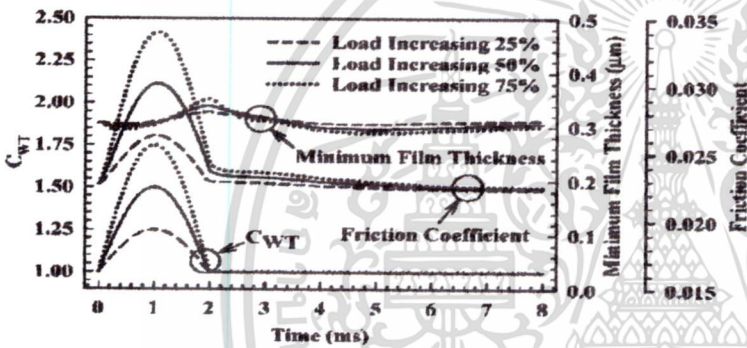


Fig.3 The dimensionless transient load, C_{WT} , minimum film thickness, and friction coefficient when various maximum sudden loads condition

Fig. 4, shows the film thickness contour in the contact regime under normal load, $w = 1500$ N, $V_0 = 1.25$ m/s. The minimum film thickness is $0.306 \mu\text{m}$ at $x = 0.469$ mm and $y = 0.000$ mm at the initial condition, $V = 1.25$ m/s, as shown in Fig. 4(a). At time equal to 0.50 ms, The speed is decreased to 0.808 m/s, the minimum film thickness is $0.300 \mu\text{m}$ at $x = 0.469$ mm and $y = 0.039$ mm as shown in Fig. 4(b). When time is 1.00 ms and $V = 0.625$ m/s, the minimum film thickness decrease to $0.290 \mu\text{m}$ at $x = 0.469$ mm and $y = 0.039$ mm as shown in Fig. 4(c).

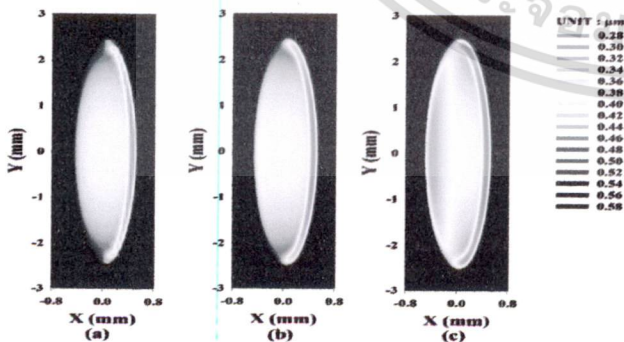


Fig. 4 Transient Film thickness contours for $w_0 = 1500$ N, $V_0 = 1.25$ m/s and minimum $C_{UT} = 0.5$ (a) at initial load and speed conditions, (b) at time = 0.5 ms after speed change and (c) at time = 1 ms after speed change

After reach the peak speed condition, the friction coefficient decreases speed is decreased but for time more than 1.8 ms, friction coefficient increase because of the increasing in lubricant shear strain rate. It approaches the steady state condition at time approximately equal to 7.0 ms. The minimum friction coefficients are 0.0129, 0.0146 and 0.0081 for the minimum speed, C_{UT} , are 0.75, 0.50 and 0.25, respectively. The minimum film thickness decreases when the transient sudden speed is decreased and then the minimum film thickness increases again to the steady state condition as shown in Fig. 5.

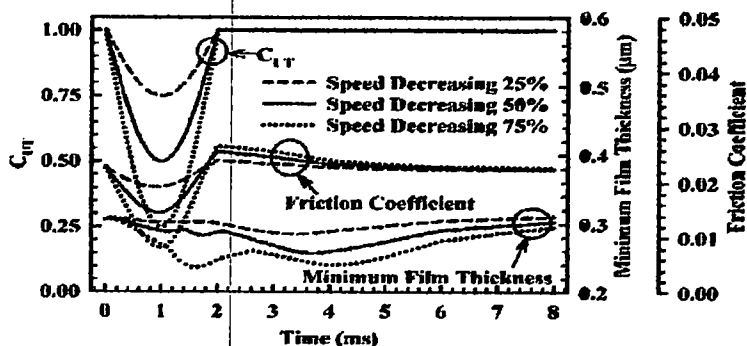


Fig. 5 The dimensionless transient speed, C_{UT} , minimum film thickness, and friction coefficient when various minimum sudden speeds condition

Conclusions

In this research, the time dependent modified Reynolds equation and elastic equation were formulated and solved

numerically for two surfaces in elliptical contact with non-Newtonian lubricant under sudden change in load and speed conditions. The characteristics of two surfaces in elliptical contact under EHL were examined for isothermal condition and can be concluded as:

1. Minimum film thickness slightly decreases but friction coefficient rapidly increases when transient sudden loads increases.
2. Both minimum film thickness and friction coefficient decrease as the transient sudden speed decreases.
3. For decreasing the transient speed, C_{UT} , the film thickness at entrance contact region decreases.

Acknowledgment

This paper was supported by grant from Thailand Research Fund; Grant No. BRG-5180019. The additional funding was received through the Collage of Data Storage Innovation KMITL (DSI – KMITL) and NSTDA for research Unit on Tribology and Mechanical Engineering.

References

- [1] D. Dowson, G.R. Higginson : *Elastohydrodynamic Lubrication : The Fundamental of Roller and Gear Lubrication* , Pergamon, Oxford, 1966.
- [2] C.C. Kweh, H.P. Evans and R.W. Snidle : *Microelastohydrodynamic lubrication of an elliptical contact with transverse and three-dimensional roughness*, Trans. ASME, J. Tribology Vol. 111(1989), pp. 577-583.
- [3] R.T. Lee and B.J. Hamrock : *A circular non-Newtonian fluid model: Part II - used in micro-elastohydrodynamic lubrication*, Trans. ASME, J. Tribology Vol. 112(1990), pp. 497-505.
- [4] D.J. Vahid, H. Rahnejat, Z.M. Jin and D. Dowson : *Transient analysis of isothermal elastohydrodynamic circular point contacts*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science Vol. 215(2001), pp. 1159-1172.
- [5] Z.M. Jin, P. Yang, J. Cui and D. Dowson : *Transient elastohydrodynamic analysis of elliptical contacts. Part 1: isothermal and Newtonian lubricant solution*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part J: Journal of Engineering Tribology Vol. 218(2004), pp. 211-224.
- [6] A.A. Lubrecht, W.E. Ten Napel and R. Bosma : *Multi-grid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in EHL Line Contacts*, ASME, J. Tribology Vol. 108(1986), pp. 551-556.
- [7] F.K. Osborn, and F. Sadeghi : *Time Dependent Line EHD Lubrication Using the Multigrid/Multilevel Technique*, ASME, J. Tribology Vol. 114(1992), pp. 68-74.
- [8] R.I. Tanner : *Engineering Rheology*, Clarendon Press, Oxford, , Vol. 14-15 (1985), pp. 359.
- [9] C.J.A. Roelands : *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*, Druk, V.R.B., Groingen, Netherland, 1969.
- [10] S. Bair and F. Qureshi : *The high pressure rheology of polymer-oil solutions*, Tribology International Vol. 36(2003), pp. 637-645.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Effects of surface roughness on elastohydrodynamic lubrication in elliptical contact with non-Newtonian fluids

S. Rattapasakorn^{1, a}, J. Panichakorn^{2, b} and M. Mongkolwongrojn^{3, c}

^{1, 2, 3} Department of Mechanical Engineering

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

^asountaree.t@bu.ac.th, ^bs0060102@kmitl.ac.th, ^ckmmongko@kmitl.ac.th

Keywords: Rough Surface, Modified Reynold Equation, Non-Newtonian fluid, Multigrid method.

Abstract. This paper presents the effect of surface roughness on the performance characteristics of elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian fluid base on Carreau viscosity model in elliptical contact. The time independent modified Reynolds equation and elastic equation were formulated for compressible fluid. Perturbation method, Newton Raphson method and full adaptive multigrid method were implemented to obtain the film pressure, film thickness profiles and friction coefficient in the contact region at various amplitude of combined surface roughness, applied loads, speeds and elliptic ratio. Simulation results show surface roughness amplitude has significant affected the film pressure in the contact region. The minimum film thickness decreases but friction coefficient increases when the combined roughness and applied loads increases. The minimum film thickness and friction coefficient both increase as the relative velocity of the ball and the plate is increase. For increasing the elliptic ratio, the minimum film thickness increases but the friction coefficient decreases.

Introduction

In the history of tribology, there has been a long-standing effort to understand the role of surface roughness in lubrication. The interest in elastohydrodynamic lubrication (EHL) has gradually shifted from the steady state smooth/rough surface problem to more complex geometries. Partially, this change can be explained by the improvement in experimental and numerical capabilities to study in subcontact scale features.

The rough surface EHL problems have historically been solved with different simplifications. The numerical solution of EHL problems were solved by Dowson and Higginson [1]. Numerical studies have started by analyzing the steady state problem by Kweh[2] and Lee[3]. Lubrecht[4], showed that the multigrid algorithm is more efficient than the Newton-Raphson method in solving EHL with roughness effect. The multigrid technique has been developed to solve transient thermoelastohydrodynamic lubrication (TEHL) by Osborn [5]. Wang [6] presented to generate non-Gaussian surfaces with specified standard deviation of mixed lubrication.

In this paper, a rough surface EHL model is presented which combined modified Reynolds equation and elastic equations. Finite difference, multigrid multilevel method with full approximate scheme techniques and Newton's method were implemented to calculate the EHL with non-Newtonian under surface asperity, applied load, surface velocity and elliptic ratio change and to determine minimum film thickness and friction coefficient in contact region.

Governing equation

The relationship between shear stress and shear rate of non-Newtonian lubricant in this work using a Carreau viscosity model can be expressed as.

$$\tau_{xz} = \mu^* \frac{\partial u}{\partial z} \quad \text{and} \quad \tau_{yz} = \mu^* \frac{\partial v}{\partial z} \quad (1)$$

Where the equivalent viscosity [7] การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$$\mu^* = \mu_{\infty} + (\mu_0 - \mu_{\infty}) (1 + \lambda^2 I)^{\frac{n-1}{2}}, \text{ Where } I = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \text{ ของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ } (2)$$

When applied perturbation methods to Reynolds equation. The dimensionless time independent modified Reynolds equation can be written as

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\epsilon}_U \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{k^2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\epsilon}_V \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda \left\{ \cos(\psi) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho}H) + \frac{\sin(\psi)}{k} \frac{\partial}{\partial Y} (\bar{\rho}H) \right\} \quad (3)$$

Where

$$\bar{\epsilon}_U = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_U^*}, \quad \bar{\epsilon}_V = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_V^*}, \quad \bar{\mu}_U^* = \bar{\mu}_R \left(\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S^* - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}_X^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*} \right) \right)$$

$$\bar{\mu}_V^* = \bar{\mu}_R \left(\bar{\mu}_S^* + (n-1) \left(\bar{\mu}_S^* - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) \left(\frac{\lambda^2 K_{SH} \bar{I}_Y^*}{1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*} \right) \right) \quad \text{and} \quad \Lambda = \frac{96\mu_0 R^2 V}{P_H D_X D_Y^2}$$

Boundary conditions are

$$P(X_{inlet}) = P(X_{exit}) = (\partial P / \partial X)_{X=X_{exit}} = 0 \quad \text{and} \quad P(Y_{inlet}) = P(Y_{exit}) = (\partial P / \partial Y)_{Y=Y_{exit}} = 0$$

Apparent viscosity of the lubricant

The apparent viscosity in the Carreau viscosity model needs to be included the correction factor for viscosity–pressure [8]. The dimensionless apparent viscosity can be written as.

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu}_R \bar{\mu}_S^* \quad (4)$$

Where

$$\bar{\mu}_R = \exp \left\{ \times \left(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P)^{z_1} \right) \right\} \quad \text{and} \quad \bar{\mu}_S^* = \frac{\mu_\infty}{\mu_0} + \left(1 - \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \right) (1 + \lambda^2 K_{SH} \bar{I}^*)^{\frac{n-1}{2}}$$

Density of the lubricant

The dimensionless density of lubricant according to Dowson and Higginson [1] obeys the following relation

$$\bar{\rho} = 1 + (0.6 \times 10^{-9} P_H P / \{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P\}) \quad (5)$$

Film thickness

The film thickness, including the deformation of surface under line contact, is given as

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2k \left(\frac{R_X}{R} \right)} + \frac{X^2}{\left(\frac{2}{k} \right) \left(\frac{R_X}{R} \right)} + D(X, Y) - \frac{4P_H R}{\pi E' D_X} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{P(X', Y') dX' dY'}{\sqrt{(X - X')^2 + k^2 (Y - Y')^2}} \quad (6)$$

Where $D(X, Y)$ is the dimensionless combined surface roughness with random roughness distribution.

Load carrying capacity

The total load carrying capacity of the lubricant is due to hydrodynamic action. The dimensionless form of load balance equation is

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} P(X, Y) dX dY = \frac{2\pi}{3} \quad (7)$$

Friction coefficient

The friction coefficient of surface roughness elastohydrodynamic lubrication is defined as

$$f = \sqrt{f_X^2 + f_Y^2} / w \quad (8)$$

Where

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$f_x = \frac{2\mu_0 \bar{u}R}{D_Y} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H}\right) \left(\frac{\partial u^*}{\partial Z}\right)_{Z=0} dX \quad \text{and} \quad f_y = \frac{2\mu_0 \bar{v}R}{D_X} \int_{Y_{inlet}}^{Y_{exit}} \left(\frac{\bar{\mu}^*}{H}\right) \left(\frac{\partial v^*}{\partial Z}\right)_{Z=0} dY$$

Simulation and Results

The material data and the properties of lubricant used in the analysis are given in Table 1 and Table 2 respectively.

Table 1 Material data of the ball and plate			Table 2 Property of lubricant [9]	
Material Property	Ball	Plate	Lubricant Property	PAO-100
Modulus of Elasticity, GPa	200	200	Inlet Density, kg/m ³	834
Poisson Ratio	0.3	0.3	Low Shear Strain Rate Viscosity, Pa-s	0.0698
Density, kg/m ³	7750	7750	High Shear Strain Rate Viscosity, Pa-s	0.00
Combine Amplitude	0.15		Time Relaxation, s	4.657x10 ⁻⁷
Roughness, μm			Power Law Index	0.625
			Viscosity-Pressure Index	0.3917

Fig. 1, Fig.2, Fig.3 and Fig.4 show the film pressure profile and film thickness in the contact region under w=1,500 N, V=1.25 m/s and the combined surface roughness amplitude, R_{rms}=0.15 μm. For smooth surface, it can be seen that the maximum film pressure reaches its maximum at the center in the contact region, and the minimum film thickness occurs near the exit in the contact region. For rough surface, the surface roughness profile, and surface asperity have significant affected the film pressure in the contact region.

Increasing the amplitude of surface roughness, the friction coefficient increases but the minimum film thickness decreases. For smooth surface, the minimum film thickness and the friction coefficient are 0.307 μm and 0.0223 respectively. When the combined roughness is increased to 0.15 μm and 0.30 μm, respectively, the minimum film thickness decreases to 0.249 μm and 0.183 μm but the friction coefficient increases to 0.037 and 0.114 respectively as shown in Fig. 5.

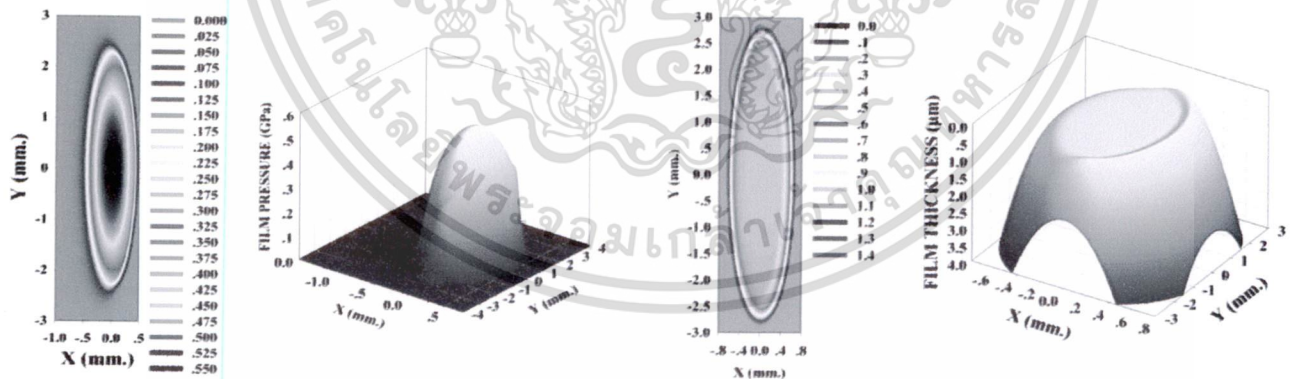


Fig 1. Film pressure profile of smooth surface

Fig 2. Film thickness profile of smooth surface

Fig. 6 shows the variation of minimum film thickness and friction coefficient for various loads. The film thickness decreases but the friction coefficient increases when the applied loads increased. For rough surface, when the applied load, w=1,500 N, the minimum film thickness and the friction coefficient are 0.299 μm and 0.037, respectively. When the applied loads increase to 2,500 N, the minimum film thickness decreases to 0.239 μm but the friction coefficient increases to 0.059.

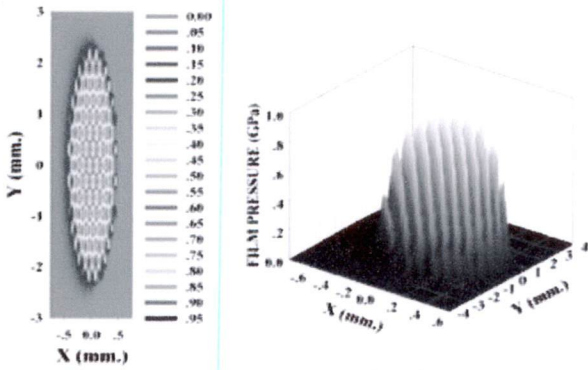


Fig 3. Film pressure profile of rough surface

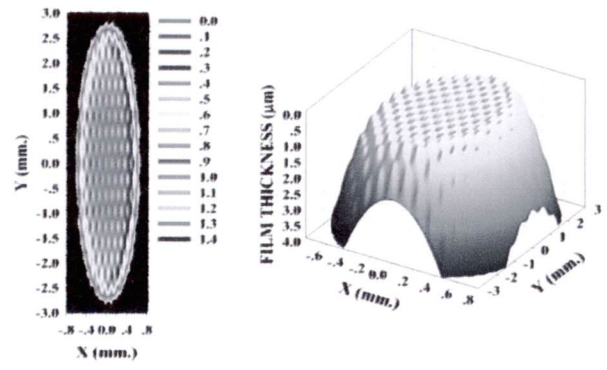


Fig 4. Film thickness profile of rough surface

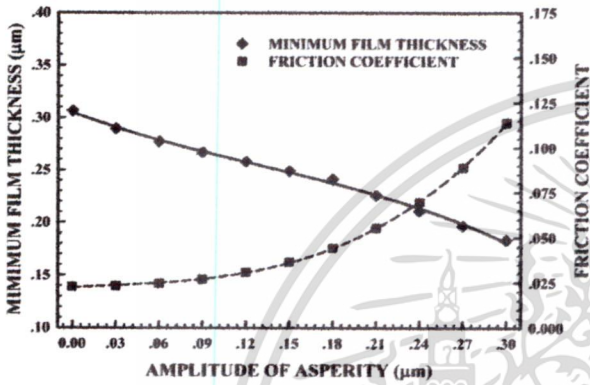


Fig 5. Minimum film thickness and friction coefficient when various amplitude of surface roughness.

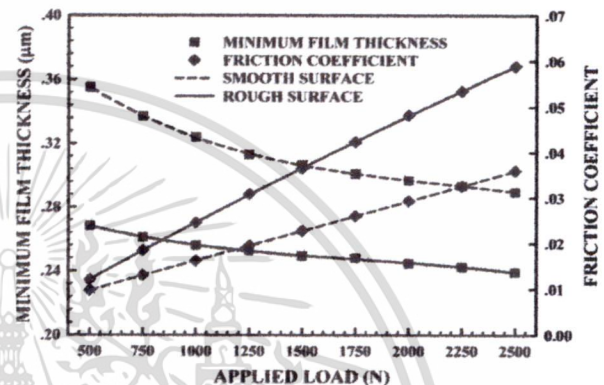


Fig 6. Minimum film thickness and friction coefficient when various applied loads.

The variation of the minimum film thickness and the friction coefficient for various average surface speeds were presented in Fig 7. The minimum film thickness increases and the friction coefficient slightly increase when surface speed increases.

Fig. 8 shows the variation of minimum film thickness and friction coefficient for varying the elliptic ratios. When elliptic ratio increases, the friction coefficient decreases but the minimum film thickness slightly increased.

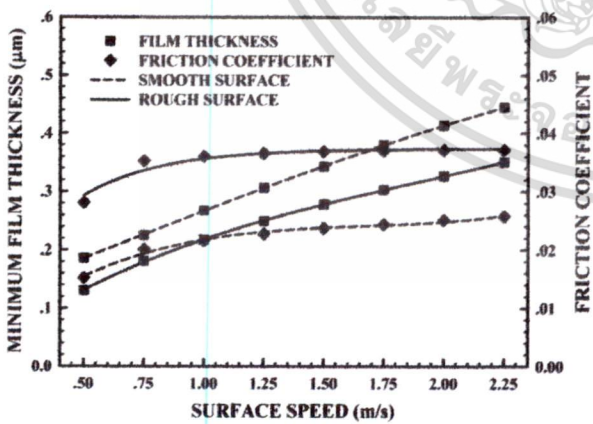


Fig 7. The minimum film thickness and friction coefficient when various surface speed

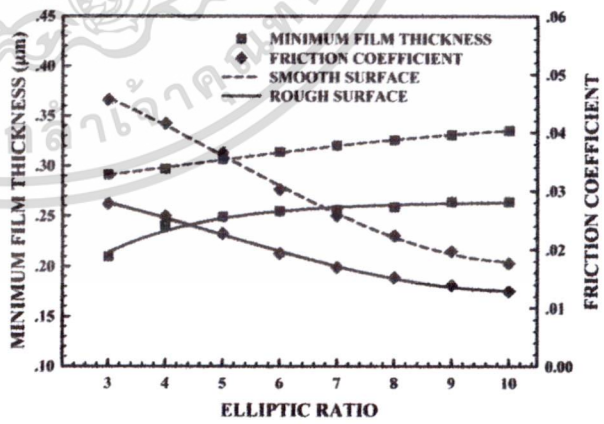


Fig 8. The minimum film thickness and friction coefficient when various elliptic ratio

Conclusion

In this research, the time independent modified Reynolds equation and elastic equation were solved to obtain minimum film thickness and friction coefficient of rough EHL in elliptical contact with non-Newtonian lubricant and can be concluded as:

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. The surface roughness has significant affect to film pressure in the contact region. The minimum film thickness decreases but friction coefficient increases when the amplitude of surface roughness increased.
2. Minimum film thickness decreases but friction coefficient increases when applied loads increases.
3. Minimum film thickness and friction coefficient both become increased as the speed increases.
4. Minimum film thickness increases but friction coefficient decreases due to the increasing of the elliptic ratio.

Acknowledgements

This research was supported by grant from Thailand Research Fund; Grant No. BRG-5180019. The additional support was received through DSI, KMITL, NSTDA and Bangkok University Thailand.

Nomenclature

$D_x/2, D_y/2$	Semi-width of Hertzian's contact on x,y direction, m	R_x, R_y	Radius of curvature on x/y direction, m
E'	Effective elastic modulus of Roller/Plate, Pa	S_x, S_y	Slip ratio on x,y direction, m
H	Dimensionless film thickness	V	Average surface velocity, m/s,
\bar{I}^*	Dimensionless second invariant of strain rate	w	Applied load ,N
\bar{I}_x^*, \bar{I}_y^*	Dimensionless second invariant of strain rate on x/y direction	X, Y, Z	Dimensionless coordinate,
k	Elliptic ratio	Z_1	Viscosity-Pressure index
n	Power law index	μ	Equivalent viscosity, Pa-s
P	Dimensionless film pressure,	μ_0/μ_∞	Viscosity at low/high shear strain rate, Pa-s
P_H	Hertzian's contact pressure, Pa	ρ_0	Inlet density of lubricant ,kg/m ³
R	Radius of curvature, m	$\bar{\rho}$	Dimensionless density, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$
		λ	Time relaxation, s
		ψ	Angle of surface velocity, rad,

References

- [1] D., Dowson and G.R., Higginson, : *Elastohydrodynamic Lubrication : The Fundamental of Roller and Gear Lubri-cation*, Pergamon, Oxford, (1966).
- [2] C.C., Kweh, H.P., Evans, and R.W., Snidle : *Microelastohydrodynamic lubrication of an elliptical contact with transverse and three-dimensional roughness*, J. Tribology, Vol. 111 (1989), pp. 577-583.
- [3] R.T., Lee and B. J., Hamrock : *A circular non-Newtonian fluid model: Part II - used in micro-elastohydrodynamic lubrication*, J. Tribology, Vol. 112 (1990), pp. 497-505.
- [4] A.A., Lubrecht, W.E., Ten Napel and R. Bosma : *Multi-grid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in EHL Line Contacts*, J. Tribology, Vol. 108 (1986), pp. 551-556.
- [5] F.K., Osborn, and F., Sadeghi : *Time Dependent Line EHD Lubrication Using the Multigrid/Multilevel Technique*, J. Tribology, Vol. 114 (1992), pp. 68-74.
- [6] W.Z., Wang, H., Chen, Y.Z., Hu, and H., Wang : *Effect of surface roughness parameters on mixed lubrication characteristics*, Tribology International, Vol. 39 (2006), pp. 522-527.
- [7] R.L., Tanner : *Engineering Rheology*, Vol. 14-15 (1985), Clarendon Press, Oxford, pp. 359.
- [8] C.J.A., Roelands : *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*, Druk, V.R.B., Groingen, Netherland, 1969.
- [9] S., Bair and F., Qureshi : *The high pressure rheology of polymer-oil solutions*, Tribology International, Vol. 36 (2003), pp. 637-645.

ประวัติผู้เขียน

- ชื่อผู้เขียน นายเจษฎา พานิชกรณ์
 วัน เดือน ปีเกิด 7 ธันวาคม 2513
 สถานที่อยู่ เลขที่ 16 ซ. 4/4 (ถนนไชยบุรี) ถ.ไชยบุรี ต. คูหาสวรรค์ อ. เมือง
 พัทลุง จ.พัทลุง
- ประวัติการศึกษา ปีการศึกษา 2534 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
 สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
 ปีการศึกษา 2549 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
 สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
 สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง
- ประวัติการทำงาน พ.ศ.2535-2548 ตำแหน่ง วิศวกร
 การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย
- ปัจจุบัน อาจารย์พิเศษ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
- ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์
- 2555 : Effect of Liquid-Solid Lubricant on Mixed Lubrication in Line Contact, Applied Mechanics and Materials Vols. 148-149 (2012) pp 778-784
 : Transient EHL of Two Surfaces under Elliptical Contact with Non-Newtonian Lubricant, Advanced Materials Research Vols. 452-453 (2012) pp 1291-1295
 : Effects of surface roughness on elastohydrodynamic lubrication in elliptical contact with non-Newtonian fluids, Advanced Materials Research Vols. 482-484 (2012) pp 1057-1061
 : TEHL Analysis of Rough Surface Spur Gears with Non-Newtonian Lubricants under Sudden Overloads, JSME : Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol. 6, No. 7, 2012

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้