

ทฤษฎีการทางทฤษฎีของข้อหัวเข่าเทียม
ภายใต้การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก

THEORETICAL CHARACTERISTICS OF ARTIFICIAL KNEE JOINTS
UNDER ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION



กานิตฐา วงษ์สีดาแก้ว
KHANITTHA WONGSEEDAKAEM

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2551

KMUTL-2003-EV-D-058-245

พฤติกรรมทางทฤษฎีของข้อหัวเข่าเทียม
ภายใต้การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิก

THEORETICAL CHARACTERISTICS OF ARTIFICIAL KNEE JOINTS
UNDER ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION



ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว

KHANITTHA WONGSEEDAKAEW



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 82896
วัน,เดือน,ปี..... 25 ก.ค. 2551

b.....
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ภายในห้องสมุดเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ครั้งที่มีการนำไปใช้

พ.ศ.2551

KMITL-2008-EN-D-058-245

**THEORETICAL CHARACTERISTICS OF ARTIFICIAL KNEE JOINTS
UNDER ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION**

KHANITTHA WONGSEEDAKAEW



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES**

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG ณ ด้าน การ ค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อ **2008** ต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้.

KMITL-2008-EN-D-058-245



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
COPYRIGHT 2008 ห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

SCHOOL OF GRADUATE STUDIES

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

Thesis Certification
School of Graduate Studies
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Thesis Title Theoretical Characteristics of Artificial Knee Joints Under Elastohydrodynamic Lubrication



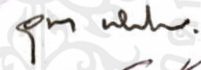

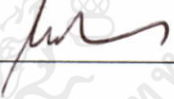
Student Miss Khanittha Wongseedakaew

Student ID. 46060101

Degree Doctor of Engineering

Program Mechanical Engineering

Thesis Advisor Assoc.Prof.Dr.Mongkol Mongkolwongrojn

EXAMINERS	SIGNATURES
Assoc.Prof.Dr.Jaruwat Charoensuk	
Assist.Prof.Dr. Monsak Pimsarn	
Assist.Prof.Dr.Unnat Pinsopon	
Prof.Francis E. Kennedy Jr.	
Assoc.Prof.Dr.Mongkol Mongkolwongrojn	

Date 2 May 2008 **Time** 14.30-16.30 p.m.

Place Building A The 3th Floor Room No 1


 (Assoc.Prof.Dr.Ravewan Shinatrakool)
 Dean

Date.....23.....Month.....May.....Year.....2008.....

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์

พฤติกรรมทางทฤษฎีของข้อห้วเข้าเทียมภายใต้การหล่อลื่น
แบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก

นักศึกษา

นางสาวชนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว

รหัสประจำตัว

46060101

ปริญญา

วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

พ.ศ.

2551

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เสนอการวิเคราะห์คุณลักษณะทางทฤษฎีของการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกภายในข้อห้วเข้าเทียมของมนุษย์ ความเข้าใจคุณลักษณะของการหล่อลื่นในข้อห้วเข้าเทียมเป็นสิ่งสำคัญให้รู้ถึงกลไกการทำงานในข้อห้วของมนุษย์มากยิ่งขึ้น ข้อห้วเข้าเทียมเป็นวัสดุอัลตราไฮโมเลกุลาเวทโพลีเอธิลีนถูกกดด้วยส่วนที่เป็นโลหะทำให้เกิดการเคลื่อนที่และภาวะแบบชั่วขณะขณะเดิน ระเบียบวิธีเปอร์เทอร์เบชัน ระเบียบวิธีนิวตันราฟสันร่วมกับวิธีมัลติกริดแบบ 4 ระดับ และมีจำนวนกริดเท่ากับ 256×256 ถูกใช้เพื่อแก้สมการสมการเรย์โนลด์ส์ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาด้วยชนิดนอนนิวโตเนียนตามแบบจำลองของคาโอ และสมการการเปลี่ยนรูปของวัสดุ เพื่อหาพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในข้อห้วเข้าเทียมของมนุษย์ การกระจายตัวของค่าความดันฟิล์มและค่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นในข้อห้วเข้าเทียมของมนุษย์ด้วยการเปลี่ยนแปลงชนิดของวัสดุ ภาวะที่กระทำและค่าความเร็วของผิวสัมผัส จากศึกษาพบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกในข้อห้วเข้าเทียม และเบริงที่ทำจากวัสดุอ่อนจะมีค่ามากเพราะพื้นที่สัมผัสมีค่ามากและค่าความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อย ขณะเดินค่าความหนาฟิล์มช่วงเริ่มต้นรอบแรกของวงจรการเดินจะมีค่าน้อยเพราะต้องใช้เวลาในการสร้างฟิล์มน้ำมันหลังจากนั้นค่าความหนาฟิล์มเปลี่ยนแปลงไปตามภาวะที่กระทำและความเร่งที่เปลี่ยนไปตามการเคลื่อนที่ของมนุษย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	Theoretical Characteristics of Artificial Knee Joints under Elastohydrodynamic Lubrication
Student	Miss Khanittha Wongseedakaew
Student ID.	46060101
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2008
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr.Mongkol Mongkolwongrojn

ABSTRACT

This research presents the theoretical characteristics of elastohydrodynamic lubrication in human artificial knee joints. Understanding the lubrication behavior in an artificial knee joint is indispensable to understand the proper mechanism of the knee during human movement. The artificial knee joints use ultra high molecular weight polyethylene (UHMWPE) against metal with time-varying speed and load during walking. This numerical simulation employed a perturbation method, Newton Raphson method and multigrid method with 4-level at 256x256 nodes to solve the time dependent modified Reynolds equation, with a non-Newtonian fluid based on Carreau viscosity model, and the elasticity equation. The general numerical schemes are implemented to investigate the behavior of elastohydrodynamic lubrication in human artificial knee joints, profile of pressure and film thickness, with varying type of materials, type of lubricants, applied loads and speeds. The results show that the elastohydrodynamic fluid film thickness between the metallic component of the artificial knee joint and the soft bearing becomes larger as the contact area increases and the fluid film pressure decreases. At the beginning of first walk cycle, film thickness is lower than in subsequent cycles because of the time required to develop the fluid film; after the first cycle, the fluid film is similar every cycle and is dependent on transient applied load and speed during human movement.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาของอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

I would like to express my deeply many thanks to Prof. Dr. Francis E. Kenney, Thayer School of Engineering, Dartmouth College, Hanover, New Hampshire, United States of America, for all advises and very good support me concerning about my papers and thesis.

ขอขอบคุณ โครงการปริญญาเอกกาญจนาภิเษก(คปก.) สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย และมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือที่สนับสนุนการวิจัยและการเดินทางไปทำการทดลองที่ห้องปฏิบัติการไดโพลี ฌ Thayer school of Engineering, Dartmouth College

ขอขอบคุณห้องปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ไฟฟ้า สำนักวิจัยการสื่อสารและเทคโนโลยีสารสนเทศ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่สนับสนุนการวิจัยครั้งนี้

ขอขอบคุณ เจษฎา พานิชกรณั ที่ช่วยให้คำแนะนำการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ และข้อเสนอแนะต่าง ๆ รวมทั้งขอขอบคุณน้อง ๆ ทุกคน

สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ บิดา มารดา ของข้าพเจ้าที่เป็นกำลังใจ และให้การสนับสนุนในทุกเรื่องๆ ทำให้ข้าพเจ้าสามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี

คุณค่าและประโยชน์อันพึงมาจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ตลอดจนครูและอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ขนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XXII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 บททความวิจัยที่ผ่านมา.....	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	4
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในการหล่อคืนข้อเข่าของมนุษย์.....	5
2.1 ข้อเข่าเทียมของมนุษย์.....	5
2.2 สมการสมมุติฐานของเฮิร์ตซ์.....	8
2.3 สมการเรย์โนลด์ส์.....	8
2.4 สมการความหนาฟิล์ม.....	15
2.5 สมการสมดุลแรง.....	17
2.6 สมการคุณสมบัติของสารหล่อคืน.....	18
2.7 สมการเงื่อนไขขอบ.....	19
บทที่ 3 วิธีเชิงตัวเลข.....	20
3.1 วิธีผลต่างสี่บเนื่อง.....	20
3.2 วิธีนิวตันราฟสัน.....	22

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์อื่นใด
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

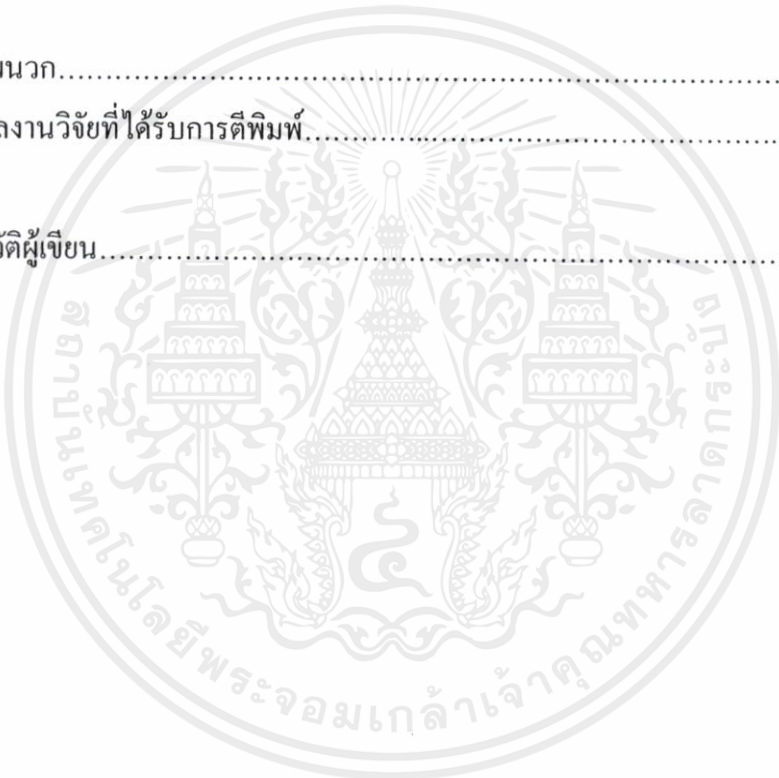
สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 4 มัลติกริด.....	24
4.1 การถ่ายโอนค่า.....	26
4.2 วัฏจักรของมัลติกริด.....	29
4.3 การประมาณค่าแบบเต็ม (FAS).....	29
4.4 มัลติกริดแบบเต็ม (FMG).....	32
บทที่ 5 ผลการคำนวณ.....	35
5.1 ผลการคำนวณเมื่อผิวสัมผัสเรียบ.....	36
5.1.1 การสัมผัสแบบเชิงเส้น.....	36
5.1.1.1 สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน.....	36
5.1.1.2 สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน.....	41
5.1.2 การสัมผัสแบบจุด.....	46
5.1.2.1 สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน.....	46
5.1.2.2 สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน.....	73
5.2 ผลการคำนวณเมื่อผิวสัมผัสมีความหยาบ.....	101
5.2.1 สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน.....	101
5.1.2 สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน.....	101
5.3 สมการค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุด.....	112
5.4 การเปลี่ยนแปลงฟิล์มสารหล่อลื่นภายใต้การเคลื่อนที่กลับไปกลับมา.....	114
5.5 ผลของแบบจำลองความหนืด.....	116
5.6 การหล่อลื่นในข้อหัวเข้าเทียมของมนุษย์ในวงจรการเดิน.....	117
บทที่ 6 การทดลองและผลการทดลอง.....	123
บทที่ 7 สรุปผลการวิจัย และข้อเสนอแนะ.....	128
7.1 สรุปผลการวิจัย.....	128
7.1.1 ผิวสัมผัสเรียบและสัมผัสแบบเชิงเส้น.....	128
7.1.2 ผิวสัมผัสเรียบและสัมผัสแบบจุด.....	129
7.1.3 ผลของค่าความหยาบผิว.....	132

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ชมเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้คิดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

7.1.4 การเกิดฟิล์มสารหล่อลื่นภายใต้การเคลื่อนที่กลับไปกลับมา	132
7.1.5 ผลของแบบจำลองความหนืด.....	132
7.1.6 ลักษณะของฟิล์มสารหล่อลื่นภายในข้อเข่าเทียมของมนุษย์ขณะเดิน.....	132
7.1.7 เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มจากการทดลองและการคำนวณ.....	133
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	133
บรรณานุกรม.....	134
ภาคผนวก.....	141
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์.....	141
ประวัติผู้เขียน.....	175



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงขนาดของข้อเข้าเทียมของมนุษย์.....	7
2.2 แสดงคุณสมบัติของไขข้อหัวเข้า.....	7
5.1 คุณสมบัติของวัสดุต่างที่ใช้ในการคำนวณ.....	35
5.2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่น.....	35
5.3 คุณสมบัติของวัสดุต่าง ที่ใช้ในการคำนวณขณะเดิน.....	118
5.4 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นที่ใช้ในการคำนวณขณะเดิน.....	118



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	แสดงส่วนประกอบของข้อเข่ามนุษย์..... 5
2.2	แสดงข้อหัวเข่าเทียมของมนุษย์..... 6
2.3	แสดงพิกัดอ้างอิงที่ใช้ในการคำนวณ..... 7
3.1	ขนาดความกว้างระหว่างกริด..... 20
4.1	แสดงการประมาณค่าของเวกเตอร์จากระดับที่มีจำนวนกริด แบบหยาบ Ω_H เป็นระดับที่จำนวนกริดแบบละเอียด Ω_h 27
4.2	แสดงการประมาณค่าของเวกเตอร์จากระดับที่มีจำนวนกริด แบบละเอียด Ω_h เป็นระดับที่จำนวนกริดแบบหยาบ Ω_H 30
4.3	วัฏจักรของมัลติกริดแบบวีและการถ่ายโอนค่าระหว่างระดับ..... 31
4.4	วัฏจักรของมัลติกริดแบบดับเบิลยู..... 32
4.5	ขั้นตอนการคำนวณแบบมัลติกริดแบบเต็ม 3 รูปแบบ คือ วัฏจักร วัฏจักรวี 2 รอบ และ วัฏจักรดับเบิลยู..... 32
4.6	ขั้นตอนการคำนวณมัลติกริด FMG ที่ใช้ในการคำนวณ..... 33
4.7	ขั้นตอนการคำนวณหาค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น..... 34
5.1	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาวะที่กระทำ..... 37
5.2	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาวะที่กระทำ..... 37
5.3	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น..... 38
5.4	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น... 38
5.5	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 39
5.6	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 39
5.7	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว..... 40

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น ยกเว้นหากมีข้อตกลงเป็นอย่างอื่นและต้องแจ้งเจ้าของลิขสิทธิ์ให้ทราบก่อนการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.8	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว..... 40
5.9	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนภาวะที่กระทำ..... 42
5.10	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยน ภาวะที่กระทำ..... 42
5.11	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น.... 43
5.12	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยน ชนิดสารหล่อลื่น..... 43
5.13	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 44
5.14	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 44
5.15	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว..... 45
5.16	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น. ต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิว โดเนี่ยนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว..... 45
5.17	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิว โดเนี่ยน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN..... 47
5.18	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิว โดเนี่ยน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN..... 47
5.19	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิว โดเนี่ยน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN..... 48
5.20	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิว โดเนี่ยน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN..... 48

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับงานวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และข้อมูลอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทศกรังที่มีอยู่ต่อไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.21	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN..... 49
5.22	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN..... 49
5.23	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 1 kN..... 50
5.24	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 2 kN..... 50
5.25	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 3 kN..... 50
5.26	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ..... 51
5.27	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ..... 51
5.28	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s..... 52
5.29	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s..... 52
5.30	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนที่ค่าความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s..... 53
5.31	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa..... 53
5.32	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s..... 54
5.33	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s..... 54

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูอาจารย์งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.48	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 61
5.49	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 61
5.50	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s..... 62
5.51	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s..... 62
5.52	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s..... 63
5.53	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s..... 63
5.54	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s..... 64
5.55	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s..... 64
5.56	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s..... 65
5.57	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s..... 65
5.58	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s..... 65
5.59	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว..... 66
5.60	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว..... 66

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.75	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN..... 74
5.76	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN..... 75
5.77	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN..... 75
5.78	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN..... 76
5.79	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN..... 76
5.80	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN..... 77
5.81	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 1 kN..... 77
5.82	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 2 kN..... 78
5.83	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 3 kN..... 78
5.84	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นอนินิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ..... 79
5.85	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นอนินิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ..... 79
5.86	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s..... 80
5.87	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s..... 80
5.88	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s..... 81

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานวิชาการเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้เผยแพร่ข้อมูลนี้ออก และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.89	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s..... 81
5.90	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s..... 82
5.91	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s..... 82
5.92	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s..... 83
5.93	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s..... 83
5.94	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s..... 83
5.95	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น..... 84
5.96	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น... 84
5.97	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัส โดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa..... 85
5.98	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัส โดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa..... 85
5.99	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัส โดยรวมเท่ากับ 19.00 GPa..... 86
5.100	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัส โดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa..... 86
5.101	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัส โดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa..... 87
5.102	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัส โดยรวมเท่ากับ 19.00 GPa..... 87

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูไปใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คิดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งหากมีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.103	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa.. 88
5.104	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa. 88
5.105	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 19.0 GPa. 88
5.106	แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ..... 89
5.107	แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ..... 89
5.108	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s..... 90
5.109	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s..... 90
5.110	แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s..... 91
5.111	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s..... 91
5.112	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s..... 92
5.113	แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s..... 92
5.114	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s..... 93
5.115	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s..... 93
5.116	แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s..... 93

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.131 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความรี.....	100
5.132 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความรี..	101
5. 133 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ.....	102
5. 134 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$	102
5. 135 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $2.0 \mu\text{m}$	103
5. 136 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ.....	103
5. 137 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$	104
5. 138 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $2.0 \mu\text{m}$	104
5. 139 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ.....	105
5.140 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$	105
5. 141 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $2.0 \mu\text{m}$	105
5. 142 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบผิวสัมผัส.....	106
5. 143 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบของผิวสัมผัส.....	106

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5. 144 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ.....	107
5.145 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$	107
5. 146 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $0.25 \mu\text{m}$	108
5. 147 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ.....	108
5. 148 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$	109
5. 149 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $0.25 \mu\text{m}$	109
5. 150 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ.....	110
5. 151 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$	110
5. 152 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $0.25 \mu\text{m}$	110
5. 153 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบผิวสัมผัส.....	111
5.154 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบของผิวสัมผัส.....	111

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
5. 155	แสดงการเปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากสมการคำนวณและสมการของ Hamrock[17] ที่คิดการสัมผัสเป็นแบบเชิงเส้นเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ.....	113
5. 156	แสดงการเปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากสมการคำนวณและสมการของ Hamrock[17] ที่คิดการสัมผัสเป็นแบบจุดเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ.....	113
5.157	ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเมื่อเปลี่ยนแปลงชนิดของวัสดุ	114
5.158	ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าดัชนีความหนืดของเพาเวอร์ลอร์	115
5.159	ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนืด	115
5.160	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากแบบจำลองความหนืดของคาโอเทียบกับแบบจำลองความหนืดของเพาเวอร์ลอร์ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าดัชนีความหนืด.....	116
5.161	แสดงค่าความเร็วและภาระที่กระทำเปลี่ยนแปลงในขณะเดิน.....	118
5. 162	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด.....	119
5. 163	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด.....	119
5. 164	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ.....	120
5.165	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ.....	120
5. 166	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด.....	121
5. 167	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด.....	121
5. 168	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ.....	122

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับงานใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามนำออกเผยแพร่บนอินเทอร์เน็ต และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า	
5. 169	แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่น ชนิดนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ.....	122
6.1	การติดตั้งอุปกรณ์.....	124
6.2	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะที่เครื่องมือวัด (Fotonic sensor) อ่านได้ กับไมโครมิเตอร์.....	125
6.3	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ใช้ในการทดลองและ ภาระที่กระทำต่อทรงกระบอกด้านบน.....	125
6.4	แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์กับค่าความเร็วรอบที่ใช้ในการทดลอง.....	126
6.5	ค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลองที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 130 N และ 3 Hz.....	126
6.6	เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลอง การคำนวณ และสมการของ Hamrock [17] ที่ 3 Hz เมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ.....	127
6.7	เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลอง การคำนวณ และสมการของ Hamrock [17] ที่ 130 N เมื่อเปลี่ยนค่าความเร็ว.....	127

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

b	ค่าความกว้างครึ่งหนึ่งของการสัมผัสเชิงเส้น, (m)	$b = R \left(\frac{8W_L}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}}$
$C_{UT}(t)$	สัดส่วนความเร็วระหว่างความเร็วเฉลี่ยที่ตำแหน่งใดๆ เทียบความเร็วอ้างอิง	$C_{UT} = \frac{\bar{u}(t)}{\bar{u}_0}$
$C_{VT}(t)$	สัดส่วนความเร็วระหว่างความเร็วเฉลี่ยที่ตำแหน่งใดๆ เทียบความเร็วอ้างอิง	$C_{VT} = \frac{\bar{v}(t)}{\bar{v}_0}$
$C_{WT}(t)$	สัดส่วนภาระที่กระทำที่ตำแหน่งใด ๆ เทียบกับภาระอ้างอิง	
	สำหรับการสัมผัสเชิงเส้น $C_{WT} = \frac{W_0}{W'_0}$ สำหรับการสัมผัสแบบจุด $C_{WT} = \frac{W_z}{W'_z}$	
$\frac{D_x}{2}$	ความกว้างของพื้นที่สัมผัสครึ่งหนึ่งตามแกน x, (m)	$D_x = 2 \left(\frac{6\xi w_z R}{\pi k E'} \right)^{\frac{1}{3}}$
$\frac{D_y}{2}$	ความกว้างของพื้นที่สัมผัสครึ่งหนึ่งตามแกน y, (m)	$D_y = 2 \left(\frac{6k^2 \xi w_z R}{\pi E'} \right)^{\frac{1}{3}}$
e	ค่าผิดพลาด	
E	โมดูลัสความยืดหยุ่นของผิวสัมผัส, (Pa)	
E'	โมดูลัสความยืดหยุ่นเฉลี่ย, (Pa)	$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{(1-\nu_a^2)}{E_a} + \frac{(1-\nu_b^2)}{E_b} \right]$
h	ค่าความหนาฟิล์มที่ตำแหน่งใด ๆ, (m)	
H	ค่าความหนาฟิล์มไร้มิติ	
	สำหรับการสัมผัสเชิงเส้น $H = h \left(\frac{R}{b^2} \right)$ สำหรับการสัมผัสแบบจุด $H = \frac{hR}{\left(\frac{D_x}{2} \right) \left(\frac{D_y}{2} \right)}$	
I	ค่ากำลังสองของอัตราความเครียดเฉือน, (s^{-2})	$I = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2$
$I_{\Omega_h}^{\Omega_h}$	ตัวดำเนินการถ่ายโอนค่าจากระดับที่กริดหยาบไปสู่ระดับที่กริดละเอียด	
$I_{\Omega_h}^{\Omega_h}$	ตัวดำเนินการถ่ายโอนค่าจากระดับที่กริดละเอียดไปสู่ระดับกริดหยาบ	
K	ค่าคงที่ในสมการเรย์โนลด์	$K = \frac{96\mu_0 R^2 V_0}{P_H D_x D_y^2}$
n	ดัชนีค่าความหนืดของคาโอ, Carreau viscosity exponent index	
n_p	ดัชนีค่าความหนืดของเพาเวอร์ลอว์, Power law viscosity exponent index	
	เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ $\left(\frac{\ln(\mu_{s,carreau}) - \ln(\mu_{L,0})}{\ln(I)} \right)$ ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า	
	ไม่ว่ากรณีใด ทั้งสิ้น อี (ทั้งห้ามมิให้ $\ln(I)$) เป็นเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้	

รายการคำย่อและสัญลักษณ์(ต่อ)

p	ความดัน, (Pa)
p^*	ความดันอ้างอิง, (Pa)
P	ความดันไร้มิติ $P = \frac{P}{P_H}$
P_H	ความดันสูงสุดของเฮิร์ท สำหรับการสัมผัสเชิงเส้น, (Pa) $P_H = E' \left(\frac{w'_0}{2\pi} \right)^2$
	สำหรับการสัมผัสแบบจุด $P_H = \frac{6w'_z}{\pi D_x D_y}$
r	ค่าเศษตกค้าง
R	ค่ารัศมีความโค้งเฉลี่ย, (m) $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y}$
R_x	ค่ารัศมีความโค้งเฉลี่ยตามแนวแกน x, (m) $\frac{1}{R_x} = \frac{1}{r_{ax}} + \frac{1}{r_{bx}}$
R_y	ค่ารัศมีความโค้งเฉลี่ยตามแนวแกน y, (m) $\frac{1}{R_y} = \frac{1}{r_{ay}} + \frac{1}{r_{by}}$
r_{ax}	ค่ารัศมีความโค้งตามแนวแกน x ของผิวสัมผัสที่ 1, (m)
r_{ay}	ค่ารัศมีความโค้งตามแนวแกน y ของผิวสัมผัสที่ 1, (m)
r_{bx}	ค่ารัศมีความโค้งตามแนวแกน x ของผิวสัมผัสที่ 2, (m)
r_{by}	ค่ารัศมีความโค้งตามแนวแกน y ของผิวสัมผัสที่ 2, (m)
t	เวลา, (s)
t^*	เวลาไร้มิติ สำหรับการสัมผัสเชิงเส้น $t^* = \left(\frac{\bar{u}}{b} \right) t$ สำหรับการสัมผัสแบบจุด $t^* = \frac{tV}{\left(\frac{D_x}{2} \right)}$
u'_0	ความเร็วผิวสัมผัสอ้างอิงตามแนวแกน x, (m/s)
v'_0	ความเร็วผิวสัมผัสอ้างอิงตามแนวแกน y, (m/s)
$u_{a,0}$	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 1 อ้างอิงที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน x, (m/s)
$u_{b,0}$	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 2 อ้างอิงที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน x, (m/s)
$v_{a,0}$	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 1 อ้างอิงที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน y, (m/s)
$v_{b,0}$	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 2 อ้างอิงที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน y, (m/s)
u_a	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 1 ที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน x, (m/s)
u_b	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 2 ที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน x, (m/s)
v_a	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 1 ที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน y, (m/s)

รายการคำย่อและสัญลักษณ์(ต่อ)

v_b	ความเร็วผิวสัมผัสที่ 2 ที่ตำแหน่งใดๆ ในแนวแกน y , (m/s)	
\bar{u}_0	ความเร็วเฉลี่ยอ้างอิงของผิวสัมผัสตามแนวแกน x , (m)	$\bar{u}_0 = \frac{u_{a,0} + u_{b,0}}{2}$
\bar{v}_0	ความเร็วเฉลี่ยอ้างอิงของผิวสัมผัสตามแนวแกน y , (m)	$\bar{v}_0 = \frac{v_{a,0} + v_{b,0}}{2}$
$\bar{u}(t)$	ความเร็วเฉลี่ยของผิวสัมผัสตามแนวแกน x ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา, (m)	$\bar{u}(t) = \frac{u_a + u_b}{2}$
$\bar{v}(t)$	ความเร็วเฉลี่ยของผิวสัมผัสตามแนวแกน y ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา, (m)	$\bar{v}(t) = \frac{v_a + v_b}{2}$
U	ค่าคำตอบ	
\underline{U}	เวกเตอร์ประมาณค่าคำตอบ U	
V_0	ความเร็วเฉลี่ยอ้างอิงของผิวสัมผัส, (m/s)	$V_0 = (\bar{u}_0^2 + \bar{v}_0^2)^{\frac{1}{2}}$
V	ความเร็วเฉลี่ยของผิวสัมผัส, (m/s)	$V = (\bar{u}^2 + \bar{v}^2)^{\frac{1}{2}}$
w_0	ภาระที่กระทำต่อผิวสัมผัสของการสัมผัสเชิงเส้น, (N/m)	
w_z	ภาระที่กระทำต่อผิวสัมผัสของการสัมผัสแบบจุด, (N)	
w'_0	ภาระที่กระทำต่อผิวสัมผัสอ้างอิงของการสัมผัสเชิงเส้น, (N/m)	
w'_z	ภาระที่กระทำต่อผิวสัมผัสอ้างอิงของการสัมผัสแบบจุด, N	
W_L	ภาระที่กระทำในรูปไร้มิติที่สัมผัสเชิงเส้น	$W_L = \frac{w'}{E'R}$
W_p	ภาระที่กระทำในรูปไร้มิติที่สัมผัสแบบจุด	$W_p = \frac{w_z}{E'R_x^2}$
x	โคออร์ดิเนต x ตามแนวสัมผัส, (m)	
X	โคออร์ดิเนต x ไร้มิติ สัมผัสเชิงเส้น $x = Xb$ และ สัมผัสแบบจุด $x = \left(\frac{D_x}{2}\right)X$	
y	โคออร์ดิเนต y , (m)	
Y	โคออร์ดิเนต y ไร้มิติ สัมผัสเชิงเส้น $y = hY$ และ สัมผัสแบบจุด $y = \left(\frac{D_y}{2}\right)Y$	
z	โคออร์ดิเนต z , (m)	
Z	โคออร์ดิเนต z ไร้มิติ $z = hZ$	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์(ต่อ)

z_m ค่าความหยาบผิวของผิวสัมผัส, (m)

Z_m ค่าความหยาบผิวของผิวสัมผัสไร้มิติ สำหรับการสัมผัสเชิงเส้น $Z_m = \frac{z_m R}{b^2}$

สำหรับการสัมผัสแบบจุด $Z_m = \frac{z_m R}{\left(\frac{Dx}{2}\right)^2}$

Greek Alphabetical Order

μ ค่าความหนืด, (Pa·s) $\mu = \mu_p \mu_s$

μ_p ค่าความหนืดเนื่องจากแรงดัน, (Pa·s)

$(\mu_s)_{\text{carreau}}$ ค่าความหนืดตามความสัมพันธ์ของคาโอ, (Pa·s)

$(\mu_s)_{\text{power law}}$ ค่าความหนืดตามความสัมพันธ์ของเพาเวอร์ลอว์, (Pa·s)

$\mu_{L,0}$ ความหนืดสารหล่อลื่นที่อัตราความเค้นต่ำสุด, (Pa·s)

$\mu_{L,\infty}$ ความหนืดสารหล่อลื่นที่อัตราความเค้นสูงสุด, (Pa·s)

$\mu_{0,u}$ ค่าความหนืดที่ขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือน $\left(\frac{\partial u_0}{\partial z}\right)$

$\mu_{0,v}$ ค่าความหนืดที่ขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือน $\left(\frac{\partial v_0}{\partial z}\right)$

$\bar{\mu}$ ค่าความหนืดในรูปไร้มิติ $\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_{L,0}}$

$\bar{\mu}_{0,u}$ ค่าความหนืดที่ขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือน $\left(\frac{\partial u_0}{\partial z}\right)$ ไร้มิติ $\bar{\mu}_{0,u} = \frac{\mu_{0,u}}{\mu_{L,0}}$

$\bar{\mu}_{0,v}$ ค่าความหนืดที่ขึ้นอยู่กับความเครียดเฉือน $\left(\frac{\partial v_0}{\partial z}\right)$ ไร้มิติ $\bar{\mu}_{0,v} = \frac{\mu_{0,v}}{\mu_{L,0}}$

$\bar{\mu}_p$ ค่าความหนืดเนื่องจากแรงดัน ไร้มิติ $\bar{\mu}_p = \frac{\mu_p}{\mu_{L,0}}$

$\bar{\mu}_s$ ค่าความหนืดตามความสัมพันธ์ของคาโอ ไร้มิติ $\bar{\mu}_s = \frac{\mu_s}{\mu_{L,0}}$

ψ มุมของความเร็วของผิวสัมผัส, radian $\psi = \tan^{-1}\left(\frac{\bar{v}}{\bar{u}}\right)$

δ ค่าคงที่มีค่ามากกว่าศูนย์แต่น้อยกว่าหนึ่งมาก ๆ ในวิธีเปอร์เทอร์เบชัน ประโยชน์ด้านการค้า

τ_{xz} ความเค้นเฉือนตามแกน x ตั้งฉากกับ z, (Pa) อ้างอิงถึงเข้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

τ_{yz} ความเค้นเฉือนตามแกน y ตั้งฉากกับ z, (Pa)

รายการคำย่อและสัญลักษณ์(ต่อ)

v_a	ค่าอัตราเร็วของของผิวสัมผัสที่ 1
v_b	ค่าอัตราเร็วของของผิวสัมผัสที่ 2
$\bar{\varepsilon}_U$	ค่าคงที่ในสมการเรย์โนลด์ $\bar{\varepsilon}_U = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_{0,u}}$
$\bar{\varepsilon}_V$	ค่าคงที่ในสมการเรย์โนลด์ $\bar{\varepsilon}_V = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_{0,v}}$
λ	Time relaxation, (s)
λ_z	Roughness surface wave length
ω_f	Relaxation factor
Ω_h	ค่าในระดับที่มีกริดละเอียด
Ω_H	ค่าตัวแปรในระดับที่กริดหยาบ
\mathcal{I}	ตัวดำเนินการเชิงอนุพันธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันคนไทยที่ป่วยด้วยโรคข้อเข่าเสื่อมมีจำนวนสูงขึ้นเนื่องจากอายุยืนมากขึ้นมักเกิดจากการเสื่อมของกระดูกอ่อนผิวข้อเข่าเป็นการเสื่อมสภาพตามธรรมชาติช้าเร็วไม่เท่ากัน ผู้มีอายุตั้งแต่ 45 ปี ผู้ประสบอุบัติเหตุรุนแรงบริเวณหัวเข่า หรือนักกีฬาที่ได้รับบาดเจ็บบริเวณหัวเข่าล้วนเสี่ยงต่อการเกิดโรคข้อเข่าเสื่อม ข้อเข่าเทียมที่ใช้อยู่ในประเทศไทยมี 2 แบบด้วยกัน คือ ข้อเข่าเทียมธรรมดา และข้อเข่าเทียมชนิดหมุนได้ โดยข้อเข่าเทียมชนิดหมุนได้จะคล้ายคลึงกับธรรมชาติของเข่าจริง เพราะสามารถงอเหยียดและหมุนได้ เป็นการทำงานที่ไม่ฝืนธรรมชาติ จึงลดการสึกหรอได้มากมีอายุการใช้งานนานถึง 20 ปี ขณะที่ข้อเข่าเทียมชนิดหมุนไม่ได้ทำได้เพียงแค่งอเหยียดเข่าเท่านั้น การสึกหรอจึงเกิดขึ้นมากเพราะต้องฝืนธรรมชาติตลอดเวลา และอายุการใช้งานจะสั้นเพียงประมาณ 10 ปีเท่านั้น ก็ต้องถึงเวลาผ่าตัดเปลี่ยนข้อเข่าเทียมชิ้นใหม่ ถึงแม้ข้อเข่าเทียมจะสามารถทำงานได้ดี แต่แพทย์ผู้เชี่ยวชาญก็เตือนว่า ผู้ป่วยที่รับการเปลี่ยนข้อเข่าเทียมจำเป็นต้องระมัดระวังดูแล แม้จะใช้งานได้ตามปกติ แต่ก็ไม่ควรใช้งานหนักจนเกินไป เพราะอาจทำให้อายุการใช้งานสั้นลงได้ การยกของหนักเป็นเวลานาน การเดินทางไกล การแบกหาม หรืออยู่ในท่าที่งอมาก ๆ โดยที่มือน้ำหนักกดไปที่ข้อเข่าเทียมเป็นอันตรายที่พึงระวัง เพราะทุกอย่างไม่ว่าอะไรย่อมมีทั้งประโยชน์และโทษหากไม่รู้จักการใช้ที่เหมาะสม ไม่มีใครหลีกเลี่ยงความเสี่ยงของข้อได้ แต่สามารถชะลอได้ด้วยกรอกำลึงกายให้ถูกวิธี โดยเฉพาะเมื่ออายุมากขึ้น ควรออกกำลึง เช่น การเดินเร็ว ขี่จักรยาน ว่ายน้ำ การบริหารกล้ามเนื้อรอบๆ ข้อเข่า ควรหลีกเลี่ยงการนั่งยองๆ นั่งพับเพียบ กู้เข่า ขัดสมาธิ หรือ หลีกเลี่ยงการขึ้นลงบันได หลีกเลี่ยงการยืน ท่าเดิวนานๆ และเลี่ยงปัจจัยที่ส่งเสริมการเกิดกระดูกโป่งบาง ได้แก่ การรับประทานอาหารประเภทเนื้อวัว อาหารเค็มจัด อาหารที่มีแคลเซียมต่ำ สุรา กาแฟ ขาบางชนิดเป็นเวลานานๆ เช่น ยากล่อมประสาท ยาที่มีสาร สเตียรอยด์ รวมถึงการควบคุมรักษาโรคประจำตัวบางอย่าง เช่น เบาหวาน รูมาตอยด์ โรคไต เป็นต้น

งานวิจัยนี้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นภายในข้อหัวเข่าเทียมของมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบฮิโดรโตไฮโดรไดนามิกที่ไม่คิดผลของอุณหภูมิด้วยการสัมผัสเชิงและการสัมผัสแบบจุด ซึ่งการสัมผัสแบบจุดมีลักษณะใกล้เคียงกับลักษณะการสัมผัสจริง มีปัจจัยหลายอย่างที่มีผลต่อความหนาของฟิล์มการหล่อลื่นเช่น แรงที่กระทำ ชนิดของวัสดุ คุณสมบัติของสารหล่อลื่น ความเร็ว เป็นต้น งานวิจัยครั้งนี้ศึกษาตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อความหนาฟิล์มที่เกิดขึ้นขณะเดิน ซึ่งค่าความเร่งและความถี่ที่กระทำเปลี่ยนแปลงตามเวลาตามวงจรการเดินของมนุษย์

1.2 บทความวิจัยที่ผ่านมา

Dowson [1] ศึกษาการหล่อลื่นในข้อต่าง ๆ ของมนุษย์ เพื่อศึกษาพฤติกรรมที่การหล่อลื่นและพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าต่ำเมื่ออยู่ภายใต้สภาวะการทำงานที่มีการเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาของค่าปัจจัยต่าง ๆ ที่มีผลต่อการหล่อลื่น ซึ่งค่าเหล่านั้นจะเปลี่ยนไปอย่างทันทีทันใดหรือรุนแรงตามกิจกรรมที่ทำ

Medley and et al. [2] จำลองพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกด้วยการสัมผัสเชิงเส้น ซึ่งค่าภาระที่กระทำและค่าความเร็วมีค่าเปลี่ยนแปลงไปตามเวลาด้วยสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน พบว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าต่ำ และค่าความฟิล์มสารหล่อลื่นบางขณะมีค่าน้อยกว่าค่าความหนาของผิวสัมผัส

Gladstone and et al. [3] เปรียบเทียบผลการคำนวณพฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน ในสภาวะที่ค่าภาระที่กระทำและค่าความเร็วเปลี่ยนแปลงตามเวลาด้วยการทดลองพบว่าลักษณะของการฟิล์มสารหล่อลื่นจะเปลี่ยนตามค่าภาระที่กระทำและค่าความเร็วในขณะนั้น

Murakami and et al. [4] [5] ศึกษาการหล่อลื่นในข้อเทียมต่าง เช่นข้อสะโพกเทียม และข้อหัวเข่าเทียม ขณะเดินด้วยการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่คิดผลเนื่องจากการเสีรูปร่างของวัสดุ และผลของค่าความหนืดของสารหล่อลื่นพร้อมทั้งประยุกต์ใช้วิธีมัลติกริดเพื่อช่วยลดระยะเวลาในการคำนวณ พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่ำ และเกิดการสึกหรอน้อยเนื่องจากสารหล่อลื่นที่อยู่ระหว่างข้อเทียมต่าง ๆ และฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นมีค่าต่ำมาก

Kennedy and et al. [6] ศึกษาความเสียหายเนื่องจากการล้าตัวของ UHMWPE ของหัวเข่าเทียมของมนุษย์ พบว่าคุณสมบัติของ UHMWPE ที่มีค่าความเค้นสูง ค่าเหนียวน้อย และความแข็งแรงของฟิล์มที่เคลือบผิวน้อยจะนำไปสู่ความเสียหายเนื่องจากความล้าตัวของผิว

Fregly and et al. [7] เปรียบการเกิดการสึกหรอในข้อหัวเข่าเทียมมนุษย์ที่ได้จากการทดลองและแบบจำลอง ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวจะคิดถึงคุณสมบัติของ UHMWPE แต่ละแบบจำลองจะสามารถหาค่าความดันเฉลี่ยและความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นทำให้สามารถการสึกหรอในบริเวณดังกล่าว พบว่าแบบจำลองแบบเชิงเส้นจะให้ผลใกล้เคียงกับการทดลองมากกว่าแบบจำลองแบบไม่เป็นเชิงเส้นแต่แบบจำลองทั้งสองมีข้อจำกัดคือไม่คิดผลของการเสีรูปร่างของวัสดุ

Jalali-Vahid and et al. [8] ศึกษาการทำนายการเกิดฟิล์มสารหล่อลื่นในสะโพกเทียม กำหนดให้เป็นการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกแบบจุด แก๊สมการด้วยวิธีนิวตันราฟสัน ผิวสัมผัสบนอยู่กับที่และผิวสัมผัสล่างเคลื่อนที่ด้วยความเร็วรอบคงที่ ภาระที่กระทำคงที่ และวัสดุที่ใช้ในการศึกษาคือ UHMWPE พบว่าค่าความหนาฟิล์มจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่าโมดูลัสของวัสดุมีค่าลดลง

และยังพบว่าในบางครั้งค่าความหนาฟิล์มที่เกิดขึ้นมีค่าน้อยกว่าค่าความหนาของผิวของวัสดุจะทำให้เกิดการสัมผัสขึ้นซึ่งการหล่อลื่นแบบมิก (Mixed Lubrication) จะเหมาะสมกว่า

Jin and et al. [9] ศึกษาการหล่อลื่นแบบฮิสเตโรติกไฮโดรไดนามิกในส่วนต่างของร่างกายมนุษย์ พบว่าการหล่อลื่นแบบฮิสเตโรติกไฮโดรไดนามิกเกิดขึ้นกับทุกส่วนของร่างกายที่มีการเคลื่อนที่ เช่น การหล่อลื่นในคอนเทรคเลนส์ การหล่อลื่นในไขข้อต่าง ๆ และการไหลของเลือดในหลอดเลือด เป็นต้น โดยไม่คิดค่าความหยาบผิวของผิวสัมผัส บทความนี้มุ่งเน้นให้เข้าใจถึงพื้นฐานการประยุกต์ใช้การหล่อลื่นฮิสเตโรติกไฮโดรไดนามิกในส่วนต่าง ๆ ของร่างกาย การเกิดการสึกหรอค่าคงที่ ความเสียหาย และฟิล์มสารหล่อลื่น พร้อมทั้งเสนอสมการที่เกี่ยวข้อง

Walker and et al. [10] ศึกษาตัวแปรต่าง ๆ ในการออกแบบข้อหัวเข่าเทียม เพื่อพัฒนาให้ใช้งานเหมือนข้อหัวจริงมากขึ้น พบว่าการกระทำที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา ค่าความเร่งที่เปลี่ยนแปลงไปตามและลักษณะการใช้งาน อีกทั้งขนาดของข้อหัวเข่าเทียมมีผลเป็นอย่างมาก

Jalali-Vahid and et al. [11] ศึกษาการเกิดฟิล์มสารหล่อลื่นในสะโพกเทียมของมนุษย์โดยกำหนดให้การหล่อลื่นเป็นแบบฮิสเตโรติกไฮโดรไดนามิก ใช้วิธีการนิวตันราฟสันร่วมกับผลต่างสี่เหลี่ยมแบบการประมาณค่ากึ่งกลางและดัดดอยในการแก้ปัญหาค้างนี้ พบว่าค่าความหนาฟิล์มที่ได้การสะโพกเทียมของมนุษย์ (ball-in-socket) จะมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากคำนวณที่กำหนดให้ผิวสัมผัสเป็นแบบทรงกลมกับแผ่นเรียบ (ball-in-plane)

Stewart and et al. [12] ศึกษาการหล่อลื่นในข้อเข่าเทียมซึ่งค่าความหนาฟิล์มที่ได้ขึ้นอยู่กับสถานะที่ใช้งาน ที่สภาวะการเดินทั่วไปค่าความหนาฟิล์มจะมีค่ามากกว่าสภาวะที่เปลี่ยนแปลงภาระที่กระทำตลอดเวลาเช่นกระโดดขึ้นลง หรือขึ้นลงบันได สภาวะดังกล่าวควรคิดการหล่อเป็นแบบมิก (Mixed Lubrication) เพราะผิวสัมผัสเกิดสัมผัสกันดังนั้นยังความเร็วเฉลี่ยของผิวสัมผัสยังน้อยส่งผลให้ผิวสัมผัสเกิดการเสียหายได้

Dowson [13] ศึกษาการหล่อลื่นในข้อเทียมของมนุษย์ พบว่าค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในขณะที่เดินทั่วไปของข้อหัวเข่าเทียมจะมีค่าเท่ากับ $0.5 \mu\text{m}$ และสะโพกเทียมจะมีค่าเท่ากับ $1.5 \mu\text{m}$

อย่างไรก็ตามงานวิจัยที่ผ่านการศึกษการหล่อลื่นภายในข้อหัวเข่าเทียมของมนุษย์สารหล่อลื่นที่ใช้จะมีพฤติกรรมเป็นนิวโตเนียนและเป็นการหล่อลื่นแบบฮิสเตโรติกไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบเส้น งานวิจัยนี้ศึกษาพฤติกรรมทางทฤษฎีการหล่อลื่นภายในข้อหัวเข่าเทียมของมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบฮิสเตโรติกไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นจุด และสารหล่อลื่นที่ใช้มีพฤติกรรมเป็นของไหลชนิดนอนนิวโตเนียน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

- ประยุกต์ใช้วีธีเปอร์เทอร์เบชัน ระเบียบวิธีการเชิงตัวเลขร่วมกับวิธีมัลติกริดกับการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก
- เขียน โปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก
- ผลของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก
- ผลของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก
- พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกสัมผัสแบบเชิงเส้น
- พฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิกสัมผัสแบบจุด
- ผลการเปลี่ยนภาวะที่กระทำและความเร่งที่เปลี่ยนไปตามการเคลื่อนที่ของมนุษย์ขณะเดินต่อค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้น
- เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มจากการทดลองและผลจากการคำนวณทางทฤษฎี

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

สิ่งที่คาดว่าจะได้รับจากงานวิจัยนี้คือ ทำให้ทราบถึงกลไกและพฤติกรรมการหล่อลื่นภายในข้อเข่าเทียมของมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก ผลของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีผลต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิลาสโตไฮโดรไดนามิก เช่นผลของชนิดของสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนและนอนนิวโตเนียน ภาวะที่กระทำ ค่าความเร็ว และผลของการเปลี่ยนทั้งค่าภาวะที่กระทำพร้อมกับค่าความเร็วที่เปลี่ยนไปตามเวลา เป็นต้น ซึ่งผลดังกล่าวจะสามารถทำให้ทราบถึงพฤติกรรมการเกิดฟิล์มในการหล่อลื่นภายในข้อเข่าเทียมของมนุษย์ได้ ทราบถึงลักษณะการเกิดฟิล์มสารหล่อลื่นที่เปลี่ยนแปลงตามความเร็วและภาวะที่กระทำที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลาตามวงจรเดินของมนุษย์ จากผลดังกล่าวทำให้ทราบสาเหตุและการป้องกันการสึกหรอในข้อเข่าเทียมของมนุษย์ เป็นนำข้อมูลที่ได้จากการศึกษาพฤติกรรมทางทฤษฎีไปใช้เป็นแนวทางพัฒนาและออกแบบข้อเข่าเทียมของมนุษย์ เพื่อให้สามารถลดปัจจัยเสี่ยงและยืดอายุการใช้งานข้อเข่าเทียมของมนุษย์

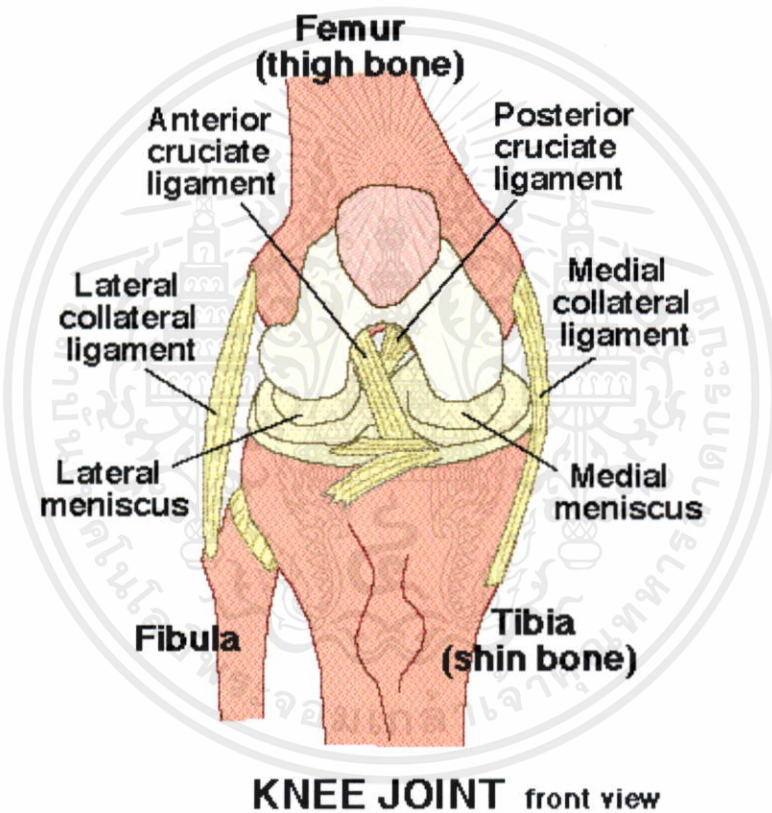
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในการหล่อลื่นข้อเข่าเทียมของมนุษย์

2.1 ข้อเข่าเทียมของมนุษย์ [14]

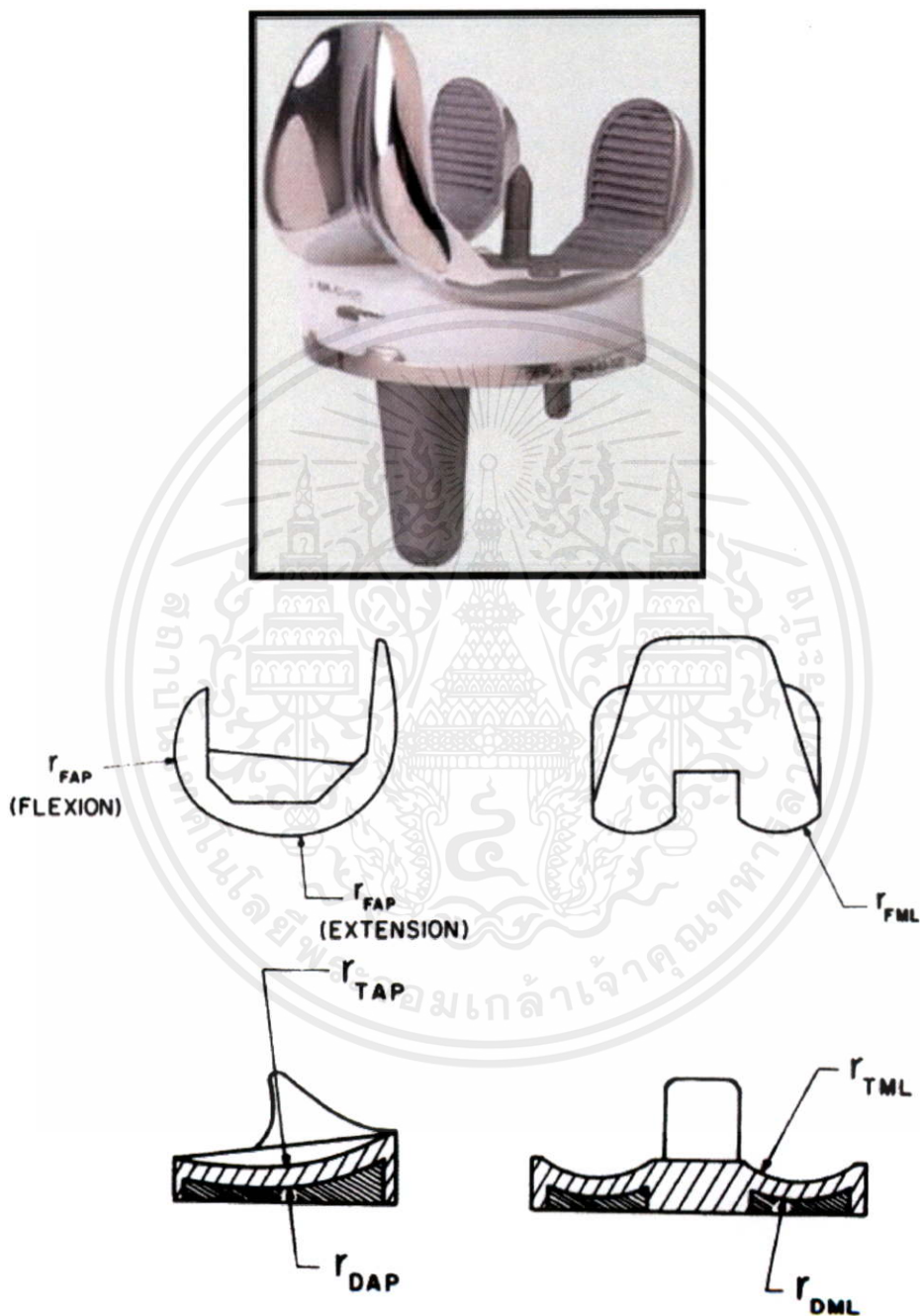
ข้อเข่าของมนุษย์ประกอบด้วยกระดูก 3 ส่วน คือ กระดูกต้นขา (thigh bone หรือ femur) กระดูกส่วนหน้าแข้ง (shin bone หรือ tibia) และกระดูกลูกสะบ้า (patella) เมื่อมีการงอเข่าหรือยืดเข่าส่วนมนตรงปลายสุดของกระดูกต้นขาจะหมุนอยู่บนกระดูกส่วนหน้าแข้ง ส่วนกระดูกลูกสะบ้าจะติดกับกล้ามเนื้อหน้าของเข่าช่วยในการเคลื่อนไหวและลดการเสียดหรือบิดของกล้ามเนื้อ



รูปที่ 2.1 แสดงส่วนประกอบของข้อเข่ามนุษย์

ข้อเข่าเทียมประกอบด้วย 2 ส่วนคือ ส่วนบนเป็นโลหะ (CoCr) ซึ่งเป็นวัสดุที่ไม่เป็นสนิม เมื่อทำการผ่าตัดส่วนนี้จะติดกับผิวที่เรียบหลังจากตัดกระดูกด้านบนที่เสื่อมออก อีกส่วนหนึ่งเป็นพลาสติก (UHMWPE) มีความคงทนติดบนแผ่น โลหะที่จะติดยึดกับกระดูกด้านล่าง และพลาสติกทำหน้าที่คล้ายกระดูกอ่อนดังแสดงในรูปที่ 2.1 การผ่าตัดเปลี่ยนข้อเข่าเทียมกระดูกที่เสื่อมจะถูกตัดออกและแทนที่ด้วยข้อเข่าเทียมที่ทำจากโลหะและพลาสติก กระดูกส่วนบนจะถูกเปลี่ยนเป็นโลหะที่มีลักษณะมนซึ่งจะเข้าและสมดุลกับโครงสร้างของกระดูกอย่างเป็นธรรมชาติ พื้นผิวกระดูก

ส่วนล่างจะถูกแทนที่ด้วยโลหะที่มีแผ่นพลาสติกติดอยู่ ดังตารางที่ 2.1 แสดงขนาดของข้อเท้าเทียม ไขข้อหัวเข้าเป็นของเหลวลักษณะข้นใสและเส้นมีส่วนประกอบของน้ำและ โปรตีน ค่าความหนืดของไขข้อหัวเข้าแสดงดังตารางที่ 2.2 ไขข้อหัวเข้าทำหน้าที่ลดแรงกระแทกต่อผิวกระดูกอ่อน หล่อลื่นผิวข้อทำให้เคลื่อนไหวดีขึ้น



รูปที่ 2.2 แสดงข้อเท้าเทียมมนุษย์ [15]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 แสดงขนาดของข้อเข่าเทียมของมนุษย์

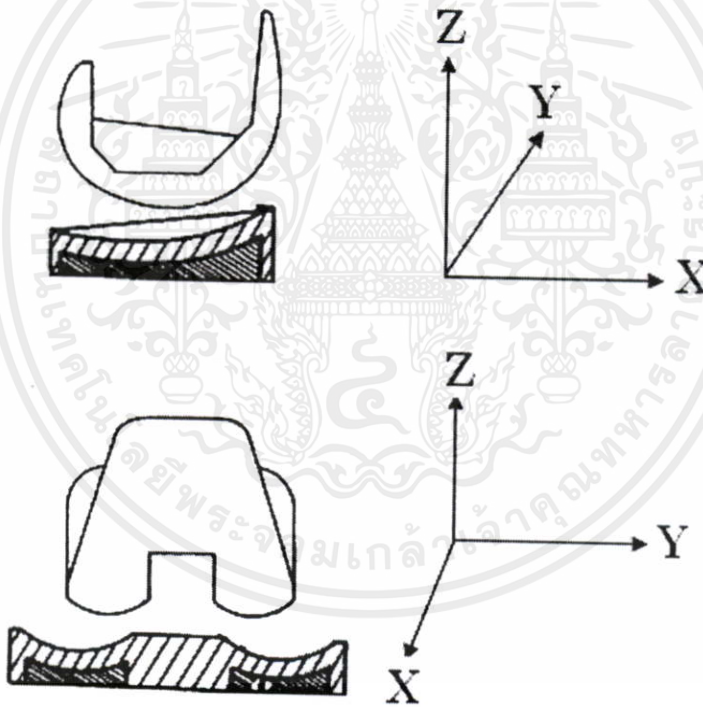
Geometry of knee component	Radii of curvature (mm)					
	r_{FML}	r_{FAP}	r_{TML}	r_{TAP}	r_{DML}	r_{DAP}
Extension	14.00	47.9	15.88	53.34	23.88	61.34
Flexion	14.00	20.6	15.88	53.34	23.88	61.34

From Bartel and et al. [15]

ตารางที่ 2.2 แสดงคุณสมบัติของไขข้อหัวเข่า

Synovial fluid	$\mu_0 (Pa \cdot s)$	$\lambda (s)$	n
		0.06	0.09

From Fam and et al. [16]



รูปที่ 2.3 แสดงพิกัดอ้างอิงที่ใช้ในการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฟิล์มสารหล่อลื่นในข้อหัวเข้าเทียมของมนุษย์อย่างมาก ดังนั้นการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของข้อหัวเข้าเทียมของมนุษย์ครั้งนี้กำหนดการหล่อลื่นเป็นการหล่อลื่นแบบฮิสเทโรไลโครไดนามิก และไม่คิดผลเนื่องจากอุณหภูมิ สมการที่เกี่ยวข้องสามารถแบ่งได้เป็น 6 สมการหลัก คือ

- สมการสมมติฐานของเฮิร์ตซ์
- สมการเรย์โนลด์
- สมการความหนาฟิล์ม
- สมการสมดุลแรง
- สมการคุณสมบัติของสารหล่อลื่น
- สมการเงื่อนไขขอบ

2.2 สมการสมมติฐานของเฮิร์ตซ์ [17]

การหล่อลื่นแบบฮิสเทโรไลโครไดนามิกจะเป็นการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิก เฮิร์ตซ์ได้ประยุกต์ทฤษฎีความยืดหยุ่น เนื่องจากความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นบางมากดังนั้นต้องค่าความดันที่เกิดขึ้นทำให้วัสดุที่สัมผัสกันมีการเปลี่ยนแปลงรูป เฮิร์ตซ์พิจารณาความเค้น และการเปลี่ยนรูปร่างของวัสดุที่พื้นที่สัมผัสเป็นรูปวงรี และผิวทั้งสองมีผิวเรียบ โดยมีสมมติฐานดังนี้

1. วัสดุเป็นเนื้อเดียวกันและอยู่ในช่วงที่วัสดุยืดหยุ่น
2. ไม่มีแรงตามแนวสัมผัสระหว่างของแข็ง
3. ช่วงของการสัมผัสมีขนาดเล็กเมื่อเปรียบเทียบกับรัศมี
4. ของแข็งจะอยู่กับที่และอยู่ในสภาวะสมดุล

2.3 สมการเรย์โนลด์ (Reynolds equation) [17]

การหล่อลื่นระหว่างวัตถุสองชิ้นที่เคลื่อนที่จะเกิดฟิล์มของสารหล่อลื่นขึ้น โดยความเร็วของฟิล์มสารหล่อลื่นสามารถหาได้จากสมการโมเมนตัม (Momentum equation) และเงื่อนไขขอบเขตของการศึกษา แทนค่าความเร็วในสมการความต่อเนื่อง (Continuity equation) จะได้สมการเรย์โนลด์ การศึกษานี้พฤติกรรมของสารหล่อลื่นเป็นนอน-นิวโตเนียนและแบบจำลองความหนืดคาโอ (Carreau Model) และวิธีเปอร์เทอร์เบชันใช้ประมาณค่าของค่าความเร็วและแรงดันที่เกิดขึ้น และมีสมมติฐานดังนี้

ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. การไหลของของไหลเป็นการไหลแบบราบเรียบ
2. ไม่คิดแรงจากน้ำหนักของของไหลและแรงทางแม่เหล็กไฟฟ้าที่กระทำบนของไหล
3. ไม่มีการสิ้นเปลืองของของไหลที่ผิวสัมผัสทั้งสองด้าน
4. ความหนาฟิล์มบางมากเมื่อเปรียบเทียบกับด้านอื่น ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงความดันตลอดความหนาฟิล์มของไหลจึงมีผลน้อย
5. ไม่คิดผลของความโค้งของผิวสัมผัสเนื่องจากความหนาฟิล์มมีขนาดน้อยมาก
6. แรงเฉื่อยของของไหลมีผลน้อยมาก เนื่องจากมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับเทอมของผลต่างของความดันรวมทั้งไม่คิดความเร่งของของไหล
7. ไม่คิดผลเนื่องจากอุณหภูมิ

การศึกษาครั้งนี้ใช้แบบจำลองความหนืดของคาโอ [18] [19] [20] คือ

$$\mu(I) = \mu_{L,\infty} + (\mu_{L,0} - \mu_{L,\infty}) (1 + \lambda^2 I)^{\frac{n-1}{2}} \quad (2.1)$$

$$I = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 \quad (2.2)$$

ประมาณค่าความเร็วและแรงดันด้วยวิธีเปอร์เทอร์เบชัน[21] จะได้ความเร็วในทิศทาง x ที่ตำแหน่งที่เปลี่ยนแปลงตามค่าความหนาฟิล์ม

$$u = u_0 + \delta u_1 + \delta^2 u_2 + \delta^3 u_3 + \dots \quad (2.3)$$

ความเร็วในทิศทาง y ที่ตำแหน่งใด ๆ ที่เปลี่ยนแปลงตามค่าความหนาฟิล์ม

$$v = v_0 + \delta v_1 + \delta^2 v_2 + \delta^3 v_3 + \dots \quad (2.4)$$

ค่าความดันที่ตำแหน่งใด ๆ ได้แก่

$$p = p_0 + \delta p_1 + \delta^2 p_2 + \delta^3 p_3 + \dots \quad (2.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า แทนค่าสมการที่ (2.3) และสมการที่ (2.4) ในสมการที่ (2.2) จะได้ออกเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$I = \left(\frac{\partial}{\partial z} (u_0 + \delta u_1 + \delta^2 u_2 + \delta^3 u_3 + \dots) \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial z} (v_0 + \delta v_1 + \delta^2 v_2 + \delta^3 v_3 + \dots) \right)^2 \quad (2.6)$$

ใช้วิธีเปอร์เทอร์เบชันประมาณค่า I และตัดเทอมตั้งแต่ δ^3 เนื่องจาก $\delta \ll 1$ จะได้

$$I = I_0 + \delta I_1 + \delta^2 I_2 \quad (2.7)$$

โดยที่

$$I_1 = 2 \left(\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) \right) \quad (2.8)$$

$$I_2 = \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_2}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} \right) \right] + \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} \quad (2.9)$$

จากสมการอนุกรมเทเลอร์

$$f(x) = f(a) + \frac{f'(a)}{1!} (x-a) + \frac{f''(a)}{2!} (x-a)^2 + \frac{f'''(a)}{3!} (x-a)^3 + \dots \quad (2.10)$$

กระจายสมการความหนืดด้วยอนุกรมเทเลอร์รอบจุด I_0

$$\mu(I) = \mu(I_0) + \delta I_1 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} + \delta^2 \left(I_2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} + \frac{I_1^2}{2} \left(\frac{\partial^2 \mu}{\partial I^2} \right) \Big|_{I=I_0} \right) \quad (2.11)$$

$$\mu = \mu_0 + \delta \mu_1 + \delta^2 \mu_2 \quad (2.12)$$

โดยที่

$$\mu_0 = \mu(I_0) = \mu_{L,\infty} + (\mu_{L,0} - \mu_{L,\infty}) (1 + \lambda^2 I_0)^{\frac{n-1}{2}} \quad (2.13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสาร $\mu_1 = I_1 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0}$ หรือ $= 2 \left(\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) \right) \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0}$ (2.14)
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสาร $\mu_{L,0}$ รั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \mu_2 = & \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_2}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} \right) \right] + \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} + \\ & 2 \left\{ \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right\} \left(\frac{\partial^2 \mu}{\partial I^2} \right) \Big|_{I=I_0} \end{aligned} \quad (2.15)$$

จากสมการโมเมนต์

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad \text{และ} \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z}$$

$$\tau_{xz} = \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \text{และ} \quad \tau_{yz} = \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (p_0 + \delta p_1 + \delta^2 p_2) = \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu_0 + \delta \mu_1 + \delta^2 \mu_2) \left\{ \frac{\partial}{\partial z} (u_0 + \delta u_1 + \delta^2 u_2) \right\} \right) \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} (p_0 + \delta p_1 + \delta^2 p_2) = \frac{\partial}{\partial z} \left((\mu_0 + \delta \mu_1 + \delta^2 \mu_2) \left\{ \frac{\partial}{\partial z} (v_0 + \delta v_1 + \delta^2 v_2) \right\} \right) \quad (2.17)$$

จัดรูปสมการที่ (2.16) และ (2.17) ใหม่จะได้

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_0}{\partial x} + \delta \frac{\partial p_1}{\partial x} + \delta^2 \frac{\partial p_2}{\partial x} = & \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \delta \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial z} + \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \\ & + \delta^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial u_2}{\partial z} + \mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial z} + \mu_2 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_0}{\partial y} + \delta \frac{\partial p_1}{\partial y} + \delta^2 \frac{\partial p_2}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial v_0}{\partial z} \right) + \delta \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial v_1}{\partial z} + \mu_1 \frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \\ & + \delta^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial v_2}{\partial z} + \mu_1 \frac{\partial v_1}{\partial z} + \mu_2 \frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (2.19)$$

จากสมการ (2.18) เปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ของ δ^0 , δ^1 และ δ^2 ตามลำดับจะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัด $\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \right) = 0$ อย่างถึงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีก (2.20) ใช้

$$\frac{\partial p_1}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial z} + \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial z} + 2 \left(\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) \right) \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \right) \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial p_2}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial u_2}{\partial z} + \left\{ 2 \left(\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) \right) \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \right\} \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) + \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_2}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} \right) \right] + \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \right) + 2 \left(\left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right) \left(\frac{\partial^2 \mu}{\partial I^2} \right) \Big|_{I=I_0} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \quad (2.22)$$

ทำนองเดียวกันจากสมการ (2.19) เปรียบเทียบสัมประสิทธิ์ของ δ^0 , δ^1 และ δ^2 ตามลำดับจะได้

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \right) = 0 \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial p_1}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial v_1}{\partial z} + \mu_1 \frac{\partial v_0}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial v_1}{\partial z} + 2 \left(\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) \right) \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \right) \quad (2.24)$$

$$\frac{\partial p_2}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu_0 \frac{\partial v_2}{\partial z} + \left\{ 2 \left(\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) \right) \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \right\} \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) + \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_2}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} \right) \right] + \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right] \right\} \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \right) + 2 \left(\left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial u_1}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial v_1}{\partial z} \right)^2 \right) \left(\frac{\partial^2 \mu}{\partial I^2} \right) \Big|_{I=I_0} \right) \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right) \quad (2.25)$$

โดยที่เงื่อนไขขอบ

$$z = 0, \quad u_0 = u_a, \quad 0 = u_1 = u_2 = \dots, \quad v_0 = v_a, \quad 0 = v_1 = v_2 = \dots$$

$$z = h, \quad u_0 = u_b, \quad 0 = u_1 = u_2 = \dots, \quad v_0 = v_b, \quad 0 = v_1 = v_2 = \dots$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับมหาวิทยาลัยราชภัฏวชิรวิทยาดอนเมือง ห้ามทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต การนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อินทิเกรตสมการที่ (2.20) – (2.25) และแทนค่าเงื่อนไขขอบจะได้

$$u_0 = \left(\frac{u_b - u_a}{h} \right) z + u_a \quad (2.26)$$

$$u_1 = \frac{\left(\frac{z(z-h)}{2} \right) \left(\frac{\partial p_1}{\partial x} \right)}{\mu_0 + 2 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0}} \quad (2.27)$$

$$u_2 = \frac{\left(\frac{z(z-h)}{2} \right) \left(\frac{\partial p_2}{\partial x} \right)}{\mu_0 + 2 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0}} \quad (2.28)$$

$$v_0 = \left(\frac{v_b - v_a}{h} \right) z + v_a \quad (2.29)$$

$$v_1 = \frac{\left(\frac{z(z-h)}{2} \right) \left(\frac{\partial p_1}{\partial y} \right)}{\mu_0 + 2 \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0}} \quad (2.30)$$

$$v_2 = \frac{\left(\frac{z(z-h)}{2} \right) \left(\frac{\partial p_2}{\partial y} \right)}{\mu_0 + 2 \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0}} \quad (2.31)$$

ดังนั้น

$$I_0 = \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 = \left(\frac{u_b - u_a}{h} \right)^2 + \left(\frac{v_b - v_a}{h} \right)^2 \quad (2.32)$$

แทนค่าสมการ (2.26) - (2.28) ลงในสมการ (2.3) และสมการ (2.29) - (2.31) ลงในสมการ (2.4)

จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$u = \left(\frac{z(z-h)}{2\mu_{0,u}} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \left(\frac{u_b - u_a}{h} \right) z + u_a \quad (2.33)$$

$$v = \left(\frac{z(z-h)}{2\mu_{0,v}} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) + \left(\frac{v_b - v_a}{h} \right) z + v_a \quad (2.34)$$

$$\mu_{0,u} = \mu_0 + 2 \left(\frac{\partial u_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \quad (2.35)$$

$$\mu_{0,v} = \mu_0 + 2 \left(\frac{\partial v_0}{\partial z} \right)^2 \left(\frac{\partial \mu}{\partial I} \right) \Big|_{I=I_0} \quad (2.36)$$

จากสมการความต่อเนื่อง (Continuity equation)

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.37)$$

อินทิเกรตสมการ (2.49) ตลอดความหนาฟิล์ม $z=0$ ถึง $z=h$

$$\int_0^h \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) dz + \int_0^h \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) dz + \int_0^h \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) dz + \int_0^h \frac{\partial \rho}{\partial t} dz = 0 \quad (2.38)$$

และแทนค่า u และค่า v ลงในสมการที่ (2.50) ซึ่งจากกฎการอินทิเกรต

$$\int_0^h \frac{\partial}{\partial x}(f(x, y, z)) dz = -f(x, y, z) \Big|_{z=h} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h f(x, y, z) dz \quad (2.39)$$

จะได้สมการ โมดิฟายด์เรย์โนลด์ส์ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\frac{\rho h^3}{\mu_u^*} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\frac{\rho h^3}{\mu_v^*} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) \right) = 12\bar{u} \frac{\partial}{\partial x}(\rho h) + 12\bar{v} \frac{\partial}{\partial y}(\rho h) + 12 \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) \quad (2.40)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ (2.40) ทำให้อยู่ในรูปไว้มิติจะได้

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\varepsilon}_U \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{k} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left(\bar{\varepsilon}_V \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = K \left(\begin{array}{l} C_{UT}(t) \cos(\psi_0) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho}H) + \\ C_{VT}(t) \left(\frac{\sin(\psi_0)}{k} \right) \frac{\partial}{\partial Y} (\bar{\rho}H) + \frac{\partial}{\partial T} (\bar{\rho}H) \end{array} \right) \quad (2.41)$$

โดยที่

$$K = \frac{96\mu_0 R^2 V_0}{P_H D_X D_Y^2} \quad (2.42)$$

$$\bar{\varepsilon}_U = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_{0,u}} \quad (2.43)$$

$$\bar{\varepsilon}_V = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\mu}_{0,v}} \quad (2.44)$$

$$C_{UT}(t) = \frac{\bar{u}}{\bar{u}_0} \quad (2.45)$$

$$C_{VT}(t) = \frac{\bar{v}}{\bar{v}_0} \quad (2.46)$$

2.4 สมการความหนาฟิล์ม (Film thickness equation)

สมการความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นที่มีพื้นที่สัมผัสเป็นแบบเชิงเส้นและสัมผัสแบบจุดที่คิดผลเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของวัสดุสามารถเขียนได้ดังสมการที่ (2.47) และ (2.48) ตามลำดับ

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R} - \frac{2}{\pi E'} \int_{x_{in}}^{x_{out}} p(x') \ln(x-x')^2 dx' + Z_m \left(\frac{2\pi x}{\lambda_z} \right) \quad (2.47)$$

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \frac{2}{\pi E'} \int_{x_{in}}^{x_{out}} \int_{y_{in}}^{y_{out}} \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} + z_m \left(\frac{2\pi x}{\lambda_z} \right) \quad (2.48)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ (2.47) ทำให้อยู่ในรูปไว้มิติของการสัมผัสแบบเชิงเส้นจะได้

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P(\xi) \ln|X - \xi| d\xi + Z_m \left(\frac{2\pi X}{\lambda_z} \right) \quad (2.49)$$

สมการความหนาฟิล์มไว้มิติของการสัมผัสแบบจุดคือ

$$H_{i,j} = H_0 + \frac{X_i^2}{2k \left(\frac{R_X}{R} \right)} + \frac{Y_j^2}{\left(\frac{2}{k} \right) \left(\frac{R_Y}{R} \right)} + \frac{4P_H R}{\pi k E' D_X} \sum_{l=0}^{N_X} \sum_{m=0}^{N_Y} P_{l,m} D_{i,j,l,m} + Z_m \left(\frac{2\pi X}{\lambda_z} \right) \quad (2.50)$$

$$D_{i,j,l,m} = (kY_U) \ln \left| \frac{X_U + \sqrt{X_U^2 + k^2 Y_U^2}}{X_L + \sqrt{X_L^2 + k^2 Y_U^2}} \right| + (kY_L) \ln \left| \frac{X_L + \sqrt{X_L^2 + k^2 Y_L^2}}{X_U + \sqrt{X_U^2 + k^2 Y_L^2}} \right| \\ + X_U \ln \left| \frac{kY_U + \sqrt{X_U^2 + k^2 Y_U^2}}{kY_L + \sqrt{X_U^2 + k^2 Y_L^2}} \right| + X_L \ln \left| \frac{kY_L + \sqrt{X_L^2 + k^2 Y_L^2}}{kY_U + \sqrt{X_L^2 + k^2 Y_U^2}} \right| \quad (2.51)$$

$$X_U = X_i - \left(X_i + \frac{\Delta X}{2} \right) \quad (2.52)$$

$$X_L = X_i - \left(X_i - \frac{\Delta X}{2} \right) \quad (2.53)$$

$$Y_U = Y_j - \left(Y_m + \frac{\Delta Y}{2} \right) \quad (2.54)$$

$$Y_L = Y_j - \left(Y_m - \frac{\Delta Y}{2} \right) \quad (2.55)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5 สมการสมดุลแรง (Balance load equation)

แรงภายนอกที่กระทำต่อวัสดุจะเท่ากับผลรวมการกระจายของความดันของฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นบนฟิล์มสารหล่อลื่นสมการที่ (2.56) แสดงสมการสมดุลแรงที่มีพื้นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นและสมการที่ (2.93) แสดงสมการสมดุลแรงสัมผัสแบบจุด

สัมผัสแบบเชิงเส้น

$$\int_{x_{in}}^{x_{out}} p dx = C_{WT}(t)w' \tag{2.56}$$

$$C_{WT}(t) = \frac{w_0}{w'_0} \tag{2.57}$$

สมการสมดุลแรงไร้มิติของการสัมผัสแบบเชิงเส้นคือ

$$\int_{X_{in}}^{X_{out}} P_i dX = C_{WT}(t) \frac{\pi}{2} \tag{2.58}$$

สัมผัสแบบจุด

$$\int_{x_{in}}^{x_{out}} \int_{y_{in}}^{y_{out}} p dy dx = C_{WT}(t)w'_z \tag{2.59}$$

$$C_{WT}(t) = \frac{w_z}{w'_z} \tag{2.60}$$

สมการสมดุลแรงไร้มิติของการสัมผัสแบบจุดคือ

$$\int_{X_{in}}^{X_{out}} Y \int_{Y_{in}}^{Y_{out}} P_{i,j} dXdY = C_{WT} \frac{2}{3} \pi \tag{2.61}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6 สมการคุณสมบัติของสารหล่อลื่น

2.6.1 สมการค่าความหนาแน่น

การศึกษาครั้งนี้กำหนดให้ค่าความหนาแน่นของสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมเป็นไปตามสมการของ Dowson และ Higginson (1966) [22] จากการทดลอง และกำหนดความสัมพันธ์ของความหนาแน่นที่ไม่คิดผลของเนื่องจากอุณหภูมิ

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (2.62)$$

สมการความหนาแน่นรูปไร้มิติคือ

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \quad (2.63)$$

2.6.2 สมการความหนืด

ค่าความหนืดของสารหล่อลื่นเนื่องจากความดันมีพฤติกรรมเป็นไปตามสมการของ Roeland (1966) [23] การกระจายความหนืดของสารหล่อลื่นที่ไม่คิดผลของเนื่องจากอุณหภูมิคือ

$$\mu_p = \exp \left((\ln \mu_{L,0} + 9.67) \left(-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{2.1} \right) \right) \quad (2.64)$$

การศึกษาครั้งนี้กำหนดให้สารหล่อลื่นมีพฤติกรรมของค่าความหนืดเป็นไปตามแบบจำลองของคาโอ (Carreau model)

$$\mu_S = \mu_{L,\infty} + (\mu_{L,0} - \mu_{L,\infty}) (1 + \lambda^2 I)^{\frac{n-1}{2}} \quad (2.65)$$

ดังนั้นจะได้ค่าความหนืดสัมบูรณ์มีค่าดังนี้

$$\mu = \mu_p \mu_S \quad (2.66)$$

สมการความหนืดในรูปไร้มิติคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_{L,0}} \quad (2.67)$$

2.7 สมการเงื่อนไขขอบ

การศึกษาครั้งนี้กำหนดให้เงื่อนไขขอบที่ใช้ในการคำนวณหาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกเป็นดังนี้คือ

$$P(X_{IN}, Y) = 0 \quad P(X_{OUT}, Y) = \left(\frac{\partial P}{\partial X} \right)_{X=X_{OUT}} = 0 \quad (2.68)$$

$$P(X, Y_{IN}) = 0 \quad P(X, Y_{OUT}) = \left(\frac{\partial P}{\partial Y} \right)_{Y=Y_{OUT}} = 0 \quad (2.69)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

วิธีเชิงตัวเลข (Numerical method)

3.1 วิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite difference method) [24]

จากสมการ โมดิฟายด์เรย์โนลด์ดั่งที่กล่าวในบทที่ผ่านมา(2.41) เป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นสูงจึงได้ประยุกต์ใช้วิธีเชิงตัวเลขคือ วิธีผลต่างสี่เหลี่ยมมาใช้ในการแก้สมการ โมดิฟายด์เรย์โนลด์

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\epsilon}_u \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \left(\frac{1}{k} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left(\bar{\epsilon}_v \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = K \left(\begin{array}{l} C_{UT}(t) \cos(\psi_0) \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho}H) + \\ C_{VT}(t) \left(\frac{\sin(\psi_0)}{k} \right) \frac{\partial}{\partial Y} (\bar{\rho}H) + \frac{\partial}{\partial T} (\bar{\rho}H) \end{array} \right)$$

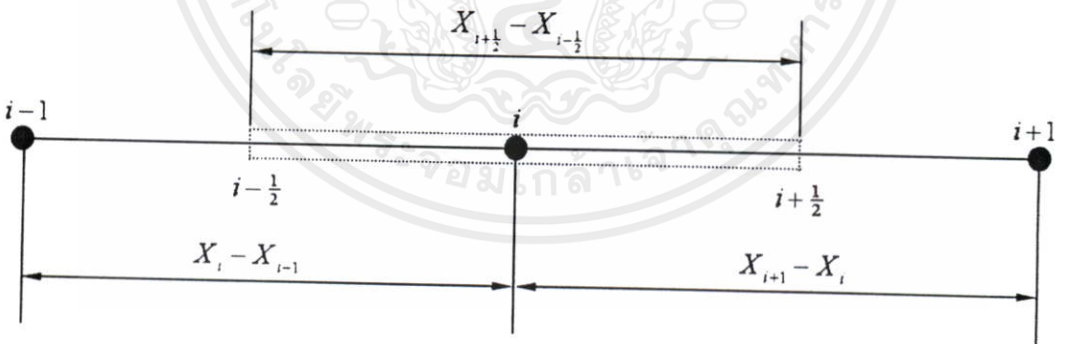
$$K = \frac{96 \mu_0 R^2 V_0}{P_H D_X D_Y^2}$$

$$\bar{\epsilon}_u = \frac{\bar{\rho}H^3}{\mu_{0,u}}$$

$$\bar{\epsilon}_v = \frac{\bar{\rho}H^3}{\mu_{0,v}}$$

$$C_{UT}(t) = \frac{\bar{u}}{\bar{u}_0}$$

$$C_{VT}(t) = \frac{\bar{v}}{\bar{v}_0}$$



รูปที่ 3.1 ขนาดความกว้างระหว่างโนด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดความกว้างระหว่างโนดแสดงดังรูปที่ 3.1 การศึกษาครั้งนี้ได้กำหนดให้ความกว้างระหว่างโนดเท่ากัน คือ

$$X_{i+1} - X_i = X_i - X_{i-1} = \Delta X \quad (3.1)$$

$$Y_{j+1} - Y_j = Y_j - Y_{j-1} = \Delta Y \quad (3.2)$$

เนื่องจากของสมการ โมดิฟายด์เรย์โนลด์เป็นสมการเอลลิปติกที่อยู่ในรูปสมการลาปลาซ ค่าของตัวแปรในตำแหน่ง (i) จะแทนค่าด้วยผลต่างแบบกึ่งกลาง (Central difference) และแทนค่าด้วยแบบถอยหลัง (Backward difference) ดังนั้นสมการ โมดิฟายด์เรย์เมื่อกระจายด้วยวิธีผลต่างสี่เหลี่ยมจะได้

$$f(P_{i,j}) = \left(\frac{\bar{\varepsilon}_{U,i+\frac{1}{2},j} \left(\frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta X} \right) - \bar{\varepsilon}_{U,i-\frac{1}{2},j} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta X} \right)}{\Delta X} \right) + \left(\frac{1}{k} \right)^2 \left(\frac{\bar{\varepsilon}_{V,i,j+\frac{1}{2}} \left(\frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta Y} \right) - \bar{\varepsilon}_{V,i,j-\frac{1}{2}} \left(\frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta Y} \right)}{\Delta Y} \right) - K \left(C_{UT}(t) \cos(\psi_0) \left(\frac{(\bar{\rho}H)|_{i,j} - (\bar{\rho}H)|_{i-1,j}}{\Delta X} \right) + C_{VT}(t) \left(\frac{\sin(\psi_0)}{k} \right) \left(\frac{(\bar{\rho}H)|_{i,j} - (\bar{\rho}H)|_{i,j-1}}{\Delta Y} \right) + \left(\frac{(\bar{\rho}H)|_{i,j} - (\bar{\rho}H)|_{i,j}^0}{\Delta T} \right) \right) \quad (3.3)$$

โดยที่

$$\bar{\varepsilon}_{U,i+\frac{1}{2},j} = \frac{\bar{\varepsilon}_{U,i+1,j} + \bar{\varepsilon}_{U,i,j}}{2} \quad (3.4)$$

$$\bar{\varepsilon}_{V,i,j+\frac{1}{2}} = \frac{\bar{\varepsilon}_{V,i,j} + \bar{\varepsilon}_{V,i,j-1}}{2} \quad (3.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้สำหรับปี 2023 เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\bar{\varepsilon}_{V,j+\frac{1}{2},j} = \frac{\bar{\varepsilon}_{V,j,j+1} + \bar{\varepsilon}_{V,j,j}}{2} \quad (3.6)$$

$$\bar{\varepsilon}_{V,j-\frac{1}{2},j} = \frac{\bar{\varepsilon}_{V,j,j} + \bar{\varepsilon}_{V,j,j-1}}{2} \quad (3.7)$$

3.2 วิธีนิวตันราฟสัน(Newton Raphson method)[25]

วิธีนิวตันราฟสันเป็นวิธีที่มีรากฐานมาจากอนุกรมเทเลอร์ ซึ่งจะค่าที่ตำแหน่ง x จากค่าของฟังก์ชันที่ตำแหน่ง x_0 และค่าอนุพันธ์(Derivatives) อันดับต่าง ๆ ของฟังก์ชันนั้นที่ตำแหน่ง x_0

$$f(x) = f(x_0) + \frac{f'(x_0)}{1!}(x-x_0) + \frac{f''(x_0)}{2!}(x-x_0)^2 + \dots \quad (3.8)$$

การประมาณค่าสมการ $f(x)$ จะถูกต้องยิ่งขึ้นถ้าสมการ $f(x)$ อยู่ในรูปของสมการเชิงเส้น ทำนองเดียวกันหากฟังก์ชันที่กำหนดให้เป็นฟังก์ชันที่ไม่เชิงเส้นหรือไม่สามารถเขียนเป็นฟังก์ชันสมการพหุนามได้ จะรวมเทอมของเทเลอร์ถึงพจน์อนันต์จึงจะได้ค่าคำตอบที่ถูกต้อง วิธีนิวตันราฟสันเทอมอนุพันธ์ตั้งแต่อนุพันธ์อันดับสองเป็นต้นคิดว่ามีค่าน้อยมากหรือเท่ากับศูนย์ ($f''(x)=0, f'''(x)=0, \dots$) ดังนั้นการประมาณฟังก์ชันด้วยอนุกรมเทเลอร์ด้วยวิธีนิวตันราฟสันคือ

$$f(x) = f(x_0) + (x-x_0)f'(x_0) = 0 \quad (3.9)$$

$$x - x_0 = -\frac{f(x_0)}{f'(x_0)} \quad (3.10)$$

คำนวณซ้ำทำให้ได้ค่าใหม่ดังนี้

$$x_{k+1} = x_k + \omega_f \Delta x_{k+1} \quad ; \quad \omega_f = \text{under relaxation} \quad (3.11)$$

$$\Delta x_{k+1} = -\frac{f(x_k)}{f'(x_k)} \quad (3.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตรวจสอบความถูกต้องจากสมการ

$$\left| \frac{X_{k+1} - X_k}{X_{k+1}} \right| < \varepsilon \quad ; \varepsilon = 1.0 \times 10^{-4} \quad (3.13)$$

เมื่อประยุกต์ระเบียบวิธีนิวตันร่วมกับสมการเรย์โนลด์เพื่อหาค่าคำตอบสามารถได้จากสมการที่ (3.14)

$$P_{i,j}^{new} = P_{i,j}^{old} + \omega_f \Delta P_{i,j} \quad (3.14)$$

เมื่อ

$$\left[\frac{\partial f_{i,j}}{\partial P_{i,j}} \right] [\Delta P_{i,j}] = [-f_{i,j}] \quad (3.15)$$


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

มัลติกริด (Multigrid)

วิธีมัลติกริดช่วยลดเวลาการแก้ปัญหาคำนวณไม่เป็นเชิงเส้นยกตัวอย่างเช่น สมการเชิงอนุพันธ์ เป็นต้น เริ่มแรกจัดสมการให้อยู่ในรูปแบบสมการไม่ต่อเนื่อง (Discretise equation) ด้วยวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม หรือวิธีไฟไนท์เอลิเมนต์ (finite element method) หรือวิธีไฟไนท์วอลุ่ม (finite volume method) เป็นต้น แบ่งกริดออกเป็นระดับ ๆ แต่ละระดับจะมีจำนวนกริดไม่เท่ากัน ส่วนมากนิยมให้จำนวนกริดในแต่ละระดับเป็นสัดส่วนลดลงครึ่งหนึ่งจากจำนวนกริดเดิมหรือเพิ่มขึ้นสองเท่า การคำนวณอาจจะเริ่มจากระดับที่มีความละเอียดของกริดมากที่สุดแล้วส่งค่าลงไปยังระดับที่กริดหยาบกว่าลงไปเรื่อย ๆ จนถึงระดับที่หยาบที่สุดหลังจากนั้นส่งค่าที่คำนวณได้กลับมาที่ระดับกริดละเอียดที่สุดทำซ้ำไปเรื่อย ๆ จนกว่าผลเฉลยจะเข้าสู่ค่าตอบหรือผลเฉลยที่มีค่าความผิดพลาดที่ยอมรับได้ หรืออาจจะเริ่มการคำนวณที่กริดหยาบก่อนแล้วค่อยส่งค่าไประดับที่กริดละเอียดต่อไปขึ้นอยู่กับลักษณะของปัญหาและรูปแบบของวัฏจักร [24]

$$\mathcal{I}U = f \quad (4.1)$$

\mathcal{I} = ตัวดำเนินการเชิงอนุพันธ์ (The differential operator)

U = คำคำตอบ (Solution)

f = ฟังก์ชันขวามือ (The right hand side function)

จัดรูปสมการที่ (4.1) อยู่ในรูปสมการไม่ต่อเนื่องและเขียนอยู่ในรูปเวกเตอร์จะได้

$$\underline{L}\underline{U} = \underline{f} \quad (4.2)$$

L = เมตริกประมาณค่าตัวดำเนินการเชิงอนุพันธ์ (The matrix operator approximating \mathcal{I})

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นการหาค่าคำตอบในแต่ละระดับสามารถหาได้จากสมการที่ (4.3) และ (4.4) กำหนดให้ Ω_h และ Ω_H แสดงถึงค่าในระดับที่มีกริดละเอียดและระดับที่กริดหยาบตามลำดับ

$$L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_h} = \underline{f}^{\Omega_h} \quad (4.3)$$

$$L^{\Omega_H} \underline{U}^{\Omega_H} = \underline{f}^{\Omega_H} \quad (4.4)$$

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

$$\underline{e}^{\Omega_h} \equiv \underline{U}^{\Omega_h} - \tilde{U}^{\Omega_h} \quad (4.5)$$

ซึ่งค่าเศษตกค้าง (Residual) ของคำตอบคำนวณได้จาก

$$\underline{r}^{\Omega_h} = \underline{f}^{\Omega_h} - L^{\Omega_h} \tilde{U}^{\Omega_h} \quad (4.6)$$

แทนจากสมการที่ (4.3) ลงในสมการที่ (4.6) จะได้

$$\underline{r}^{\Omega_h} = L^{\Omega_h} \underline{U}^{\Omega_h} - L^{\Omega_h} \tilde{U}^{\Omega_h} \quad (4.7)$$

สมการที่ (4.7) สามารถลดรูปได้ ถ้า L^{Ω_h} คือตัวดำเนินการเชิงเส้น

$$L^{\Omega_h} (\underline{U}^{\Omega_h} - \tilde{U}^{\Omega_h}) = \underline{r}^{\Omega_h} \quad (4.8)$$

แทนค่าสมการที่ (4.5) ลงในสมการที่ (4.8) จะได้

$$L^{\Omega_h} \underline{e}^{\Omega_h} = \underline{r}^{\Omega_h} \quad (4.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับค่าความผิดพลาดที่ระดับที่กริดหยาบ สามารถหาได้จากการส่งค่าเศษตกค้างของค่าคำตอบจากระดับละเอียดกว่าที่ส่งลงมาในระดับกริดหยาบกว่า

$$L^{\Omega_H} \underline{e}^{\Omega_H} = I_{\Omega_h}^{\Omega_H} \underline{r}^{\Omega_h} \quad (4.10)$$

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

ที่ระดับกริดหยาบจะคำนวณซ้ำเพื่อหาค่าคำตอบจนกระทั่งได้ค่าผิดพลาดที่ยอมรับได้ และส่งค่าผิดพลาดไปยังระดับที่กริดละเอียดกว่าต่อไป

$$\underline{U}_{new}^{\Omega_h} := \underline{U}^{\Omega_h} + I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \underline{e}^{\Omega_H} \quad (4.11)$$

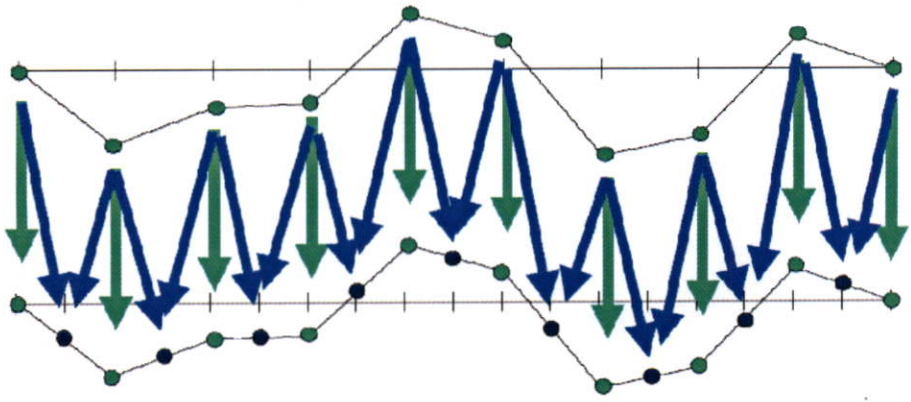
$I_{\Omega_H}^{\Omega_h}$ = ตัวดำเนินการถ่ายโอนจากระดับที่กริดหยาบไปสู่ระดับที่กริดละเอียด (The coarse to fine grid transfer operator)

4.1 การถ่ายโอนค่า (Grid Transfer) [24][25]

การส่งค่าหาค่าตัวดำเนินการถ่ายโอน (Operators) เพื่อส่งค่าจากระดับที่มีจำนวนกริดน้อยกว่าไปยังระดับที่มีจำนวนกริดมากขึ้น การถ่ายโอนค่าจากระดับที่มีจำนวนกริดน้อยกว่า (Ω_H) ไปยังระดับที่มีจำนวนกริดมากกว่า (Ω_h) จะเรียกตัวดำเนินการในการถ่ายโอนว่าตัวดำเนินการถ่ายโอนภายในแบบเชิงเส้น (Linear Interpolation Operator, $I_{\Omega_h}^{\Omega_H}$) กำหนดให้ n คือจำนวนกริด และ h คือความกว้างของแต่ละกริดมีค่าเท่ากับ $\Omega_h = \frac{1}{N}$ ถ้ากำหนดให้ระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบมีจำนวนกริดเท่ากับ 4 กริด และที่ระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียดมีจำนวนกริดเป็น 8 กริด ดังนั้นจำนวนกริดจากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบและระดับที่มีกริดแบบละเอียดเท่ากับ 3 และ 7 ตามลำดับ (ไม่รวมกริดแรกและกริดสุดท้าย) ซึ่งค่า $I_{\Omega_h}^{\Omega_H}$ คือ

$$I_{\Omega_H}^{\Omega_h} U^{\Omega_H} = U^{\Omega_h} \quad (4.12)$$

เมื่อ U^{Ω_H} คือเวกเตอร์บนระดับที่มีจำนวนแบบหยาบ นั่นหมายความว่าให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการคำนวณการแก้ปัญหานี้เองที่ระดับที่มีจำนวนแบบหยาบเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการคำนวณที่ระดับที่มีจำนวนแบบละเอียดถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.1 แสดงการประมาณค่าของเวกเตอร์จากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบ Ω_H เป็นระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียด Ω_h

ค่าการถ่ายโอนเชิงเส้นจากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบไปยังระดับที่มีจำนวนกริดละเอียดขึ้นมีค่าดังสมการที่ (4.13)

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & & & & & & \\ 2 & & & & & & \\ & 1 & & & & & \\ & & 2 & & & & \\ & & & 1 & & & \\ & & & & 2 & & \\ & & & & & 1 & \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

ดังนั้นค่าเวกเตอร์บนระดับที่มีจำนวนแบบละเอียด U^{Ω_h} หาได้จาก

$$\frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & & & & & & \\ 2 & & & & & & \\ & 1 & & & & & \\ & & 2 & & & & \\ & & & 1 & & & \\ & & & & 2 & & \\ & & & & & 1 & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1^{\Omega_H} \\ U_2^{\Omega_H} \\ U_3^{\Omega_H} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_1^{\Omega_H} / 2 \\ U_1^{\Omega_H} \\ U_1^{\Omega_H} / 2 + U_2^{\Omega_H} / 2 \\ U_2^{\Omega_H} \\ U_2^{\Omega_H} / 2 + U_3^{\Omega_H} / 2 \\ U_2^{\Omega_H} \\ U_2^{\Omega_H} / 2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_1^{\Omega_h} \\ U_2^{\Omega_h} \\ U_3^{\Omega_h} \\ U_4^{\Omega_h} \\ U_5^{\Omega_h} \\ U_6^{\Omega_h} \\ U_7^{\Omega_h} \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การถ่ายโอนค่าจากระดับกริดละเอียดไปยังระดับที่มีจำนวนกริดน้อยกว่า ตัวดำเนินการถ่ายโอนจากระดับกริดละเอียด (Ω_h) ไประดับกริดหยาบกว่า (Ω_H) เรียกว่าตัวดำเนินการถ่ายโอนจำกัด (Restriction Operator, $I_{\Omega_h}^{\Omega_H}$) ถ้ากำหนดให้ระดับที่มีจำนวนกริดแบบละเอียดมีจำนวนกริดเท่ากับ 8 กริด และระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบมี 4 กริด ดังนั้นจำนวนกริดภายในระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบและละเอียดเท่ากับ 3 และ 7 ตามลำดับ ค่าตัวดำเนินการถ่ายโอนแบบจำกัด $I_{\Omega_h}^{\Omega_H}$ แสดงดังสมการที่ (4.15)

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} U^{\Omega_h} = U^{\Omega_H} \quad (4.15)$$

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} 1 & 2 & 1 & & & & & & \\ & & & 1 & 2 & 1 & & & \\ & & & & & & & & \\ & & & & & & 1 & 2 & 1 \\ & & & & & & & & \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

ดังนั้นค่าเวกเตอร์ที่ระดับกริดหยาบ U_H มีค่าดังนี้

$$\frac{1}{4} \begin{bmatrix} 1 & 2 & 1 & & & & & & \\ & & & 1 & 2 & 1 & & & \\ & & & & & & & & \\ & & & & & & 1 & 2 & 1 \\ & & & & & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_1^{\Omega_h} \\ U_2^{\Omega_h} \\ U_3^{\Omega_h} \\ U_4^{\Omega_h} \\ U_5^{\Omega_h} \\ U_6^{\Omega_h} \\ U_7^{\Omega_h} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_1^{\Omega_H} \\ U_2^{\Omega_H} \\ U_3^{\Omega_H} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

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

$$I_{\Omega_h}^{\Omega_H} = \frac{1}{2} \left(I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \right)^T \quad (4.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 วัฏจักรของมัลติกริด (Multigrid Cycles)

1. วัฏจักรวี (V-cycle) เริ่มต้นคำนวณที่กริดละเอียดก่อนและส่งค่าเศษตกค้าง (Residual) ไประดับที่กริดหยาบขึ้นและจะปรับแก้ค่าความผิดพลาด (Error) จากค่าความผิดพลาดที่ได้จากระดับที่กริดหยาบและทำการคำนวณซ้ำอีกครั้งที่กริดละเอียดจนกว่าจะได้ค่าคำตอบที่มีค่าความผิดพลาดที่ยอมรับได้ดังรูปที่ 4.3

2. วัฏจักรดับเบิลยู (W-cycle) การถ่ายโอนค่าระหว่างระดับกริดหยาบและระดับที่กริดละเอียดจะคล้ายวัฏจักรวี วัฏจักรดับเบิลยูมีความแม่นยำสูง แต่จะรอบจะใช้เวลาานาน

4.3 การประมาณค่าแบบเต็ม (Full Approximation Scheme FAS)

กำหนดค่าเริ่มต้นและเริ่มคำนวณที่ระดับกริดละเอียดที่สุดก่อนไม่ว่าจะใช้วัฏจักรของมัลติกริดแบบวี(V-cycle) หรือแบบดับเบิลยู (W-cycle) ก็ตาม ค่าเศษตกค้าง (Residual) สามารถหาค่าได้จากแทนค่าสมการที่ (4.5) $\underline{U}^{\Omega_h} = \tilde{U}^{\Omega_h} + \underline{e}^{\Omega_h}$ ลงในสมการที่ (4.7)

$$\underline{r}^{\Omega_h} = L^{\Omega_h} (\tilde{U}^{\Omega_h} + \underline{e}^{\Omega_h}) - L^{\Omega_h} \tilde{U}^{\Omega_h} \quad (4.19)$$

เขียนสมการที่ (4.19) ใหม่จะได้

$$L^{\Omega_h} (\tilde{U}^{\Omega_h} + \underline{e}^{\Omega_h}) = L^{\Omega_h} \tilde{U}^{\Omega_h} + \underline{r}^{\Omega_h} \quad (4.20)$$

สำหรับที่ระดับกริดหยาบค่าเริ่มต้นจะทำกับผลรวมระหว่างค่าคำตอบที่ส่งจากระดับที่ละเอียดกว่าและค่าความผิดพลาด

$$\hat{U}^{\Omega_H} = I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \tilde{U}^{\Omega_h} + \underline{e}^{\Omega_H} \quad (4.21)$$

สมการคำนวณหาค่าคำตอบที่ระดับหยาบเท่ากับ

$$L^{\Omega_H} \hat{U}^{\Omega_H} = \hat{f}^{\Omega_H} \quad (4.22)$$

$$\hat{f}^{\Omega_H} = L^{\Omega_H} (I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \tilde{U}^{\Omega_h}) + I_{\Omega_H}^{\Omega_h} \underline{r}^{\Omega_h} \quad (4.23)$$

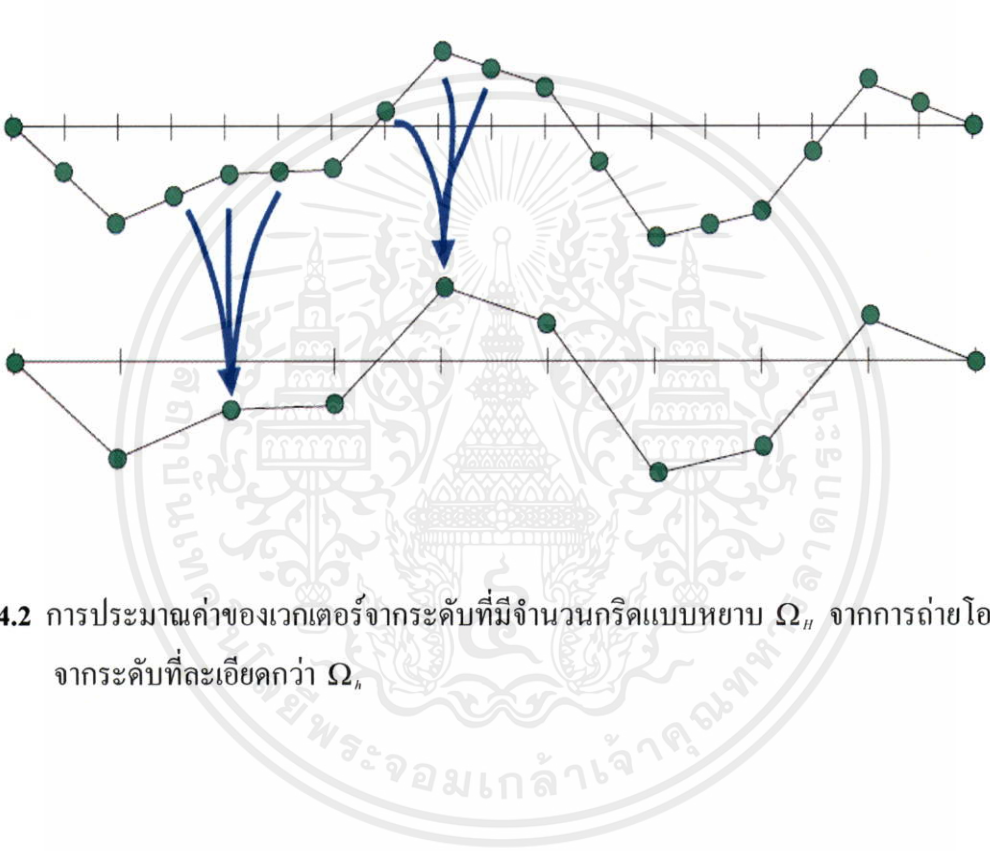
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่เอกรศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น ลีดทั้งหมดมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
ทำการคำนวณซ้ำจะได้ค่าคำตอบ \tilde{U}^{Ω_H} และจะได้ค่าผิดพลาด \underline{e}^{Ω_H} เท่ากับ

$$\underline{e}^{\Omega_H} = \tilde{U}^{\Omega_H} - I_{\Omega_H}^{\Omega_H} \tilde{U}^{\Omega_H} \quad (4.24)$$

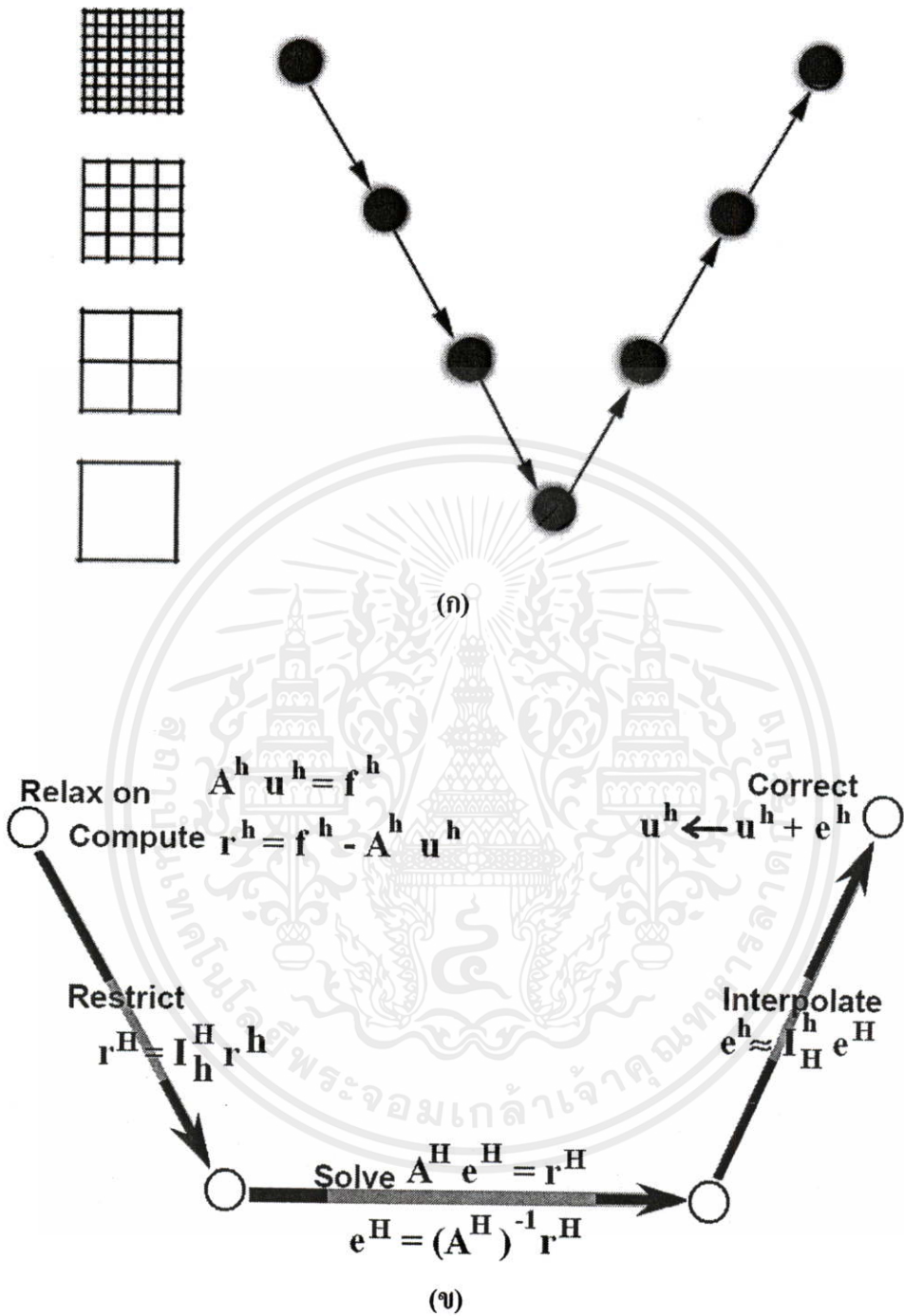
ดังนั้นการประมาณค่าที่ระดับละเอียดกว่าจะได้

$$\tilde{U}_{new}^{\Omega_h} := \tilde{U}^{\Omega_h} + I_{\Omega_H}^{\Omega_h} (\tilde{U}^{\Omega_H} - I_{\Omega_H}^{\Omega_H} \tilde{U}^{\Omega_H}) \quad (4.25)$$



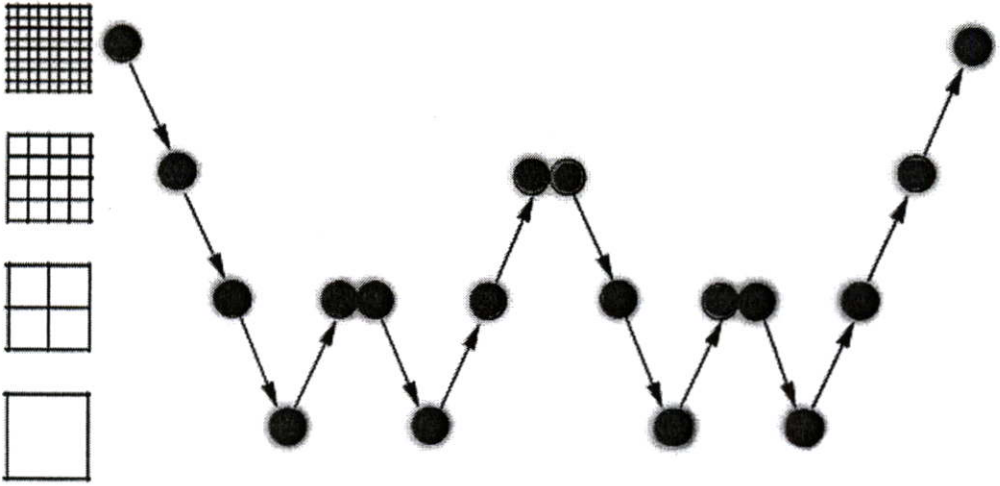
รูปที่ 4.2 การประมาณค่าของเวกเตอร์จากระดับที่มีจำนวนกริดแบบหยาบ Ω_H จากการถ่ายโอนค่าจากระดับที่ละเอียดกว่า Ω_h

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 (ก) วัฏจักรของมัลติกริดแบบวี และ (ข) แสดงการถ่ายโอนค่าระหว่างระดับ

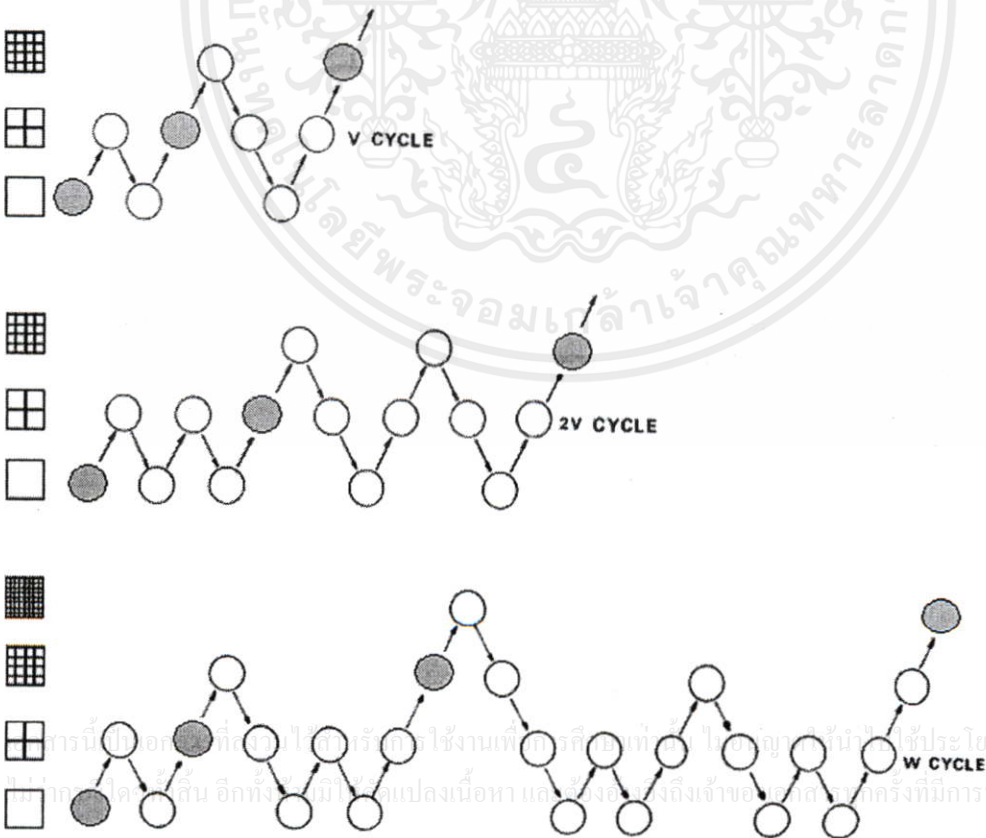
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 วัฏจักรของมัลติกริดแบบ W-cycle

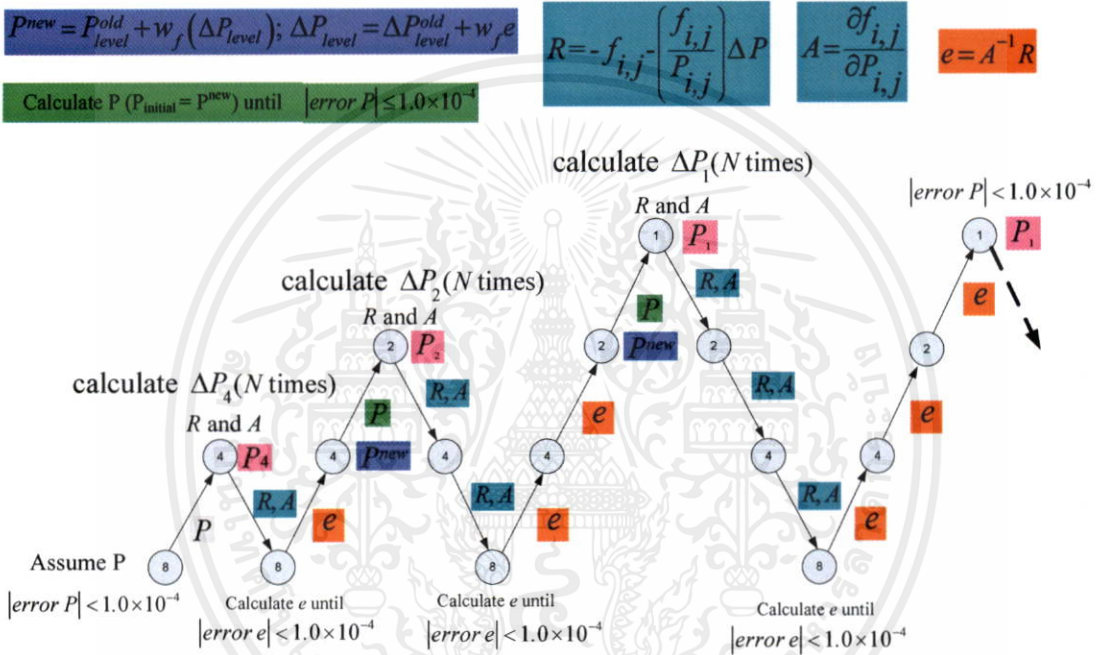
4.4 มัลติกริดแบบเต็ม (Full Multigrid FMG)[24][25]

เริ่มต้นคำนวณที่ระดับกริดละเอียดสุดก่อน (FAS) จะเสียเวลาคำนวณนานต่างกับวิธี FMG ที่เริ่มคำนวณที่ระดับกริดหยาบที่สุดก่อนเพื่อให้ได้ค่าเริ่มต้นที่เหมาะสมแล้วจึงนำเข้าสู่ V cycle หรือ W cycle ดังรูปที่ 4.5 วงกลมสีเทาหมายถึงคำนวณซ้ำจนได้ค่าคำตอบที่มีค่าผิดพลาดอยู่ในระดับที่ยอมรับได้ ส่วนวงกลมสีขาวไม่จำเป็นต้องคำนวณจนกระทั่งค่าผิดพลาดอยู่ในระดับที่ยอมรับได้



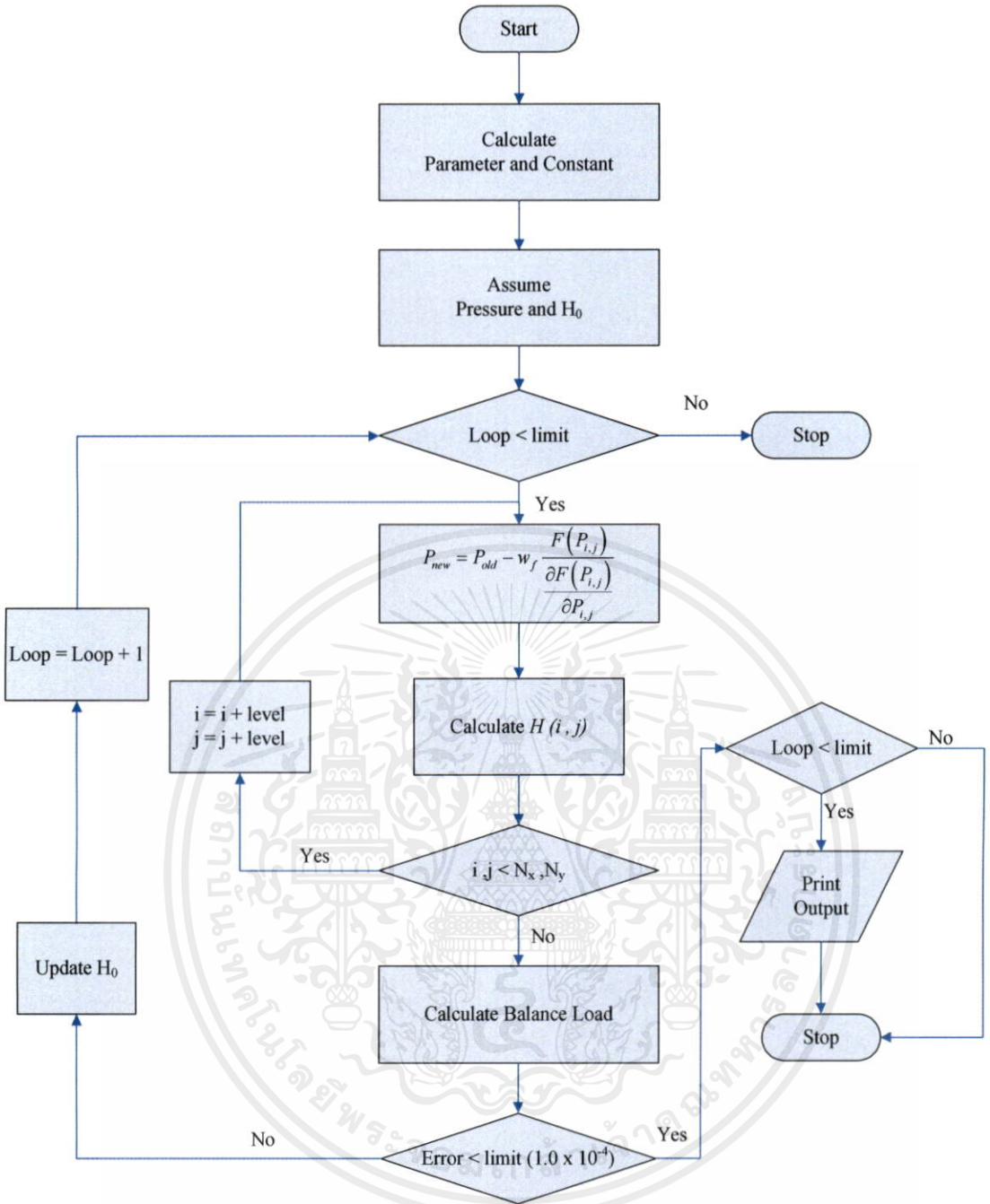
รูปที่ 4.5 ขั้นตอนการคำนวณแบบ FMG 3 รูปแบบคือ V-cycle, 2V-cycle และ W-cycle

การศึกษาค้นคว้าครั้งนี้ใช้วิธีมัลติแบบเต็มเพื่อช่วยเวลาคำนวณเมื่อการสัมผัสแบบเชิงเส้นจำนวนกริดละเอียดสูงสุดเท่ากับ 512 กริด และจำนวนกริดที่ระดับหยาบสุดเท่ากับ 64 กริด สำหรับการสัมผัสแบบจุดกำหนดให้จำนวนกริดที่ระดับละเอียดสุดเท่ากับ 256 x 256 และระดับหยาบสุดมีจำนวนกริดเท่ากับ 32 x 32 รูปที่ 4.6 แสดงขั้นตอนในการคำนวณด้วยวิธีมัลติกริดแบบเต็ม(FMG) และรูปที่ 4.7 แสดงขั้นตอนในการคำนวณหาค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น



รูปที่ 4.6 ขั้นตอนการคำนวณแบบ FMG ที่ใช้ในการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 ขั้นตอนในการคำนวณหาค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการคำนวณ

การศึกษาการหล่อลื่นภายในข้อเหวี่ยงเทียมของมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกทั้งการหล่อลื่นแบบเชิงเส้นและแบบจุดจะให้ผลแตกต่างกันภายใต้สภาวะการทำงานเดียวกันการหล่อลื่นแบบเชิงเส้นจะมีความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นสูงกว่าแบบจุด แต่การหล่อลื่นแบบจุดจะมีลักษณะของพื้นที่การสัมผัสใกล้เคียงพื้นที่การสัมผัสในข้อเหวี่ยงเทียมมากกว่า ซึ่งมีปัจจัยหลายอย่างที่มีผลต่อการหล่อลื่น เช่น ภาวะที่กระทำ ความเร็ว ชนิดของสารหล่อลื่น ชนิดของวัสดุ ชนิดของการสัมผัส(เชิงเส้นหรือแบบจุด) และความหยาบผิวของผิวสัมผัส เป็นต้น ตารางที่ 5.1 และตารางที่ 5.2 แสดงค่าคุณสมบัติของวัสดุ และสารหล่อลื่นที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้ ตัวเลขตัวหนาหมายถึงค่าคงที่ที่ใช้ในการคำนวณ

ตารางที่ 5.1 คุณสมบัติของวัสดุที่ใช้ในการคำนวณ

Material properties	
Ellipticity ratio (k)	0.5, 0.8 , 1.0, 5.0, 20.0, ∞ (Line contact)
Equivalent of elasticity (E), GPa	0.19, 1.90 , 19.00
Velocity (V), m/s	0.5, 0.75, 1.0
Applied load (w_z), kN	1, 2, 3

ตารางที่ 5.2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นที่ใช้ในการคำนวณ

Lubricant properties	
Low shear strain rate viscosity ($\mu_{L,0}$), Pa·s	0.06 , 0.60, 6.00
High shear strain rate viscosity ($\mu_{L,\infty}$), Pa·s	0.01
Time relaxation (λ), s	0.09
Carreau viscosity exponent index (n)	0.5 , 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0
Viscosity pressure index (z_1)	0.01

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1 ผลการคำนวณเมื่อผิวสัมผัสเรียบ (Numerical results of smooth surface)

5.1.1 สัมผัสแบบเส้นตรง (Line Contact)

5.1.1.1 สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน (Newtonian fluid)

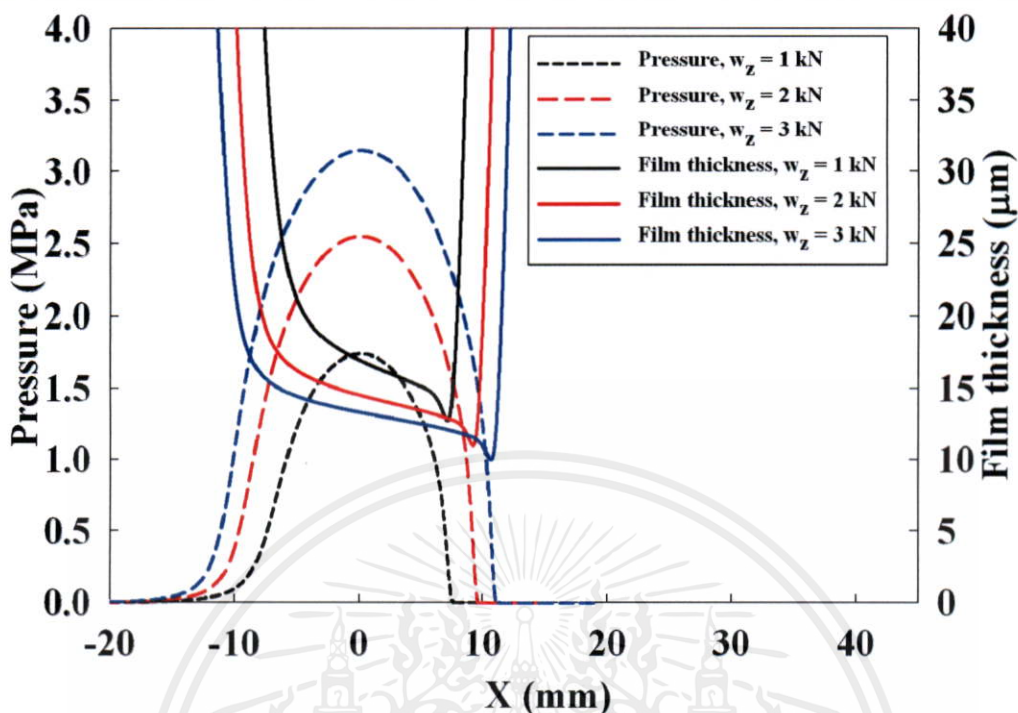
ผลการคำนวณการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางที่มีการสัมผัสแบบเชิงเส้นมีหลายปัจจัยที่ทำให้พฤติกรรมหล่อลื่นที่เกิดเปลี่ยนแปลงไป ภาวะที่กระทำเป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้การกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น รูปที่ 5.1 แสดงการกระจายความดันฟิล์มและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนเมื่อภาวะที่กระทำมีค่าเท่ากับ 1 2 และ 3 kN ตามลำดับ ลักษณะการกระจายความดันสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นคล้ายคลึงกันแต่ที่ 3 kN จะมีค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นสูงสุดและระยะการสัมผัสมากกว่า เมื่อภาวะที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นจะมีผลทำให้ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นที่จุดกึ่งกลางสัมผัสและค่าความดันต่ำสุดสารหล่อลื่นมีค่าลดลงดังรูปที่ 5.2 อีกปัจจัยหนึ่งที่ผลต่อการหล่อลื่นคือชนิดของสารหล่อลื่น เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดของสารหล่อลื่นเท่ากับ 0.06 0.6 และ 6.0 Pa·s ค่าความหนืดที่สูงขึ้นทำให้ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นและค่าความดันฟิล์มมีค่าลดลง แต่ระยะการสัมผัสเท่ากันดังรูปที่ 5.3-5.4

ค่าโมดูลัสของวัสดุมีค่าเท่ากับ 0.19 1.90 และ 19.00 GPa ตามลำดับ เมื่อวัสดุมีค่าโมดูลัสน้อย หรือวัสดุแข็งอ่อนค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น และความดันฟิล์มสูงสุดมีค่าลดลงดังรูปที่ 5.5 ระยะสัมผัสจะเพิ่มขึ้นยิ่งอ่อนเนื่องจากวัสดุจะเสียรูปมากกว่าวัสดุที่แข็งกว่ารูปที่ 5.6 แสดงความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดจะมีค่าลดลงเมื่อวัสดุแข็ง รูปที่ 5.7 แสดงการกระจายความดันฟิล์มและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นเมื่อเปลี่ยนความเร็วเป็น 0.5 0.75 และ 1.0 m/s ตามลำดับ เมื่อเปลี่ยนความเร็วความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและความหนาฟิล์มต่ำสุดจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความเร็วที่เพิ่มขึ้น แต่ค่าความเร็วไม่มีผลทำให้ระยะการสัมผัสแม้ว่าความเร็วจะเพิ่มหรือลดลงระยะการสัมผัสจะเท่ากัน และค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางจุดสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วที่เพิ่มขึ้นดังรูป 5.8

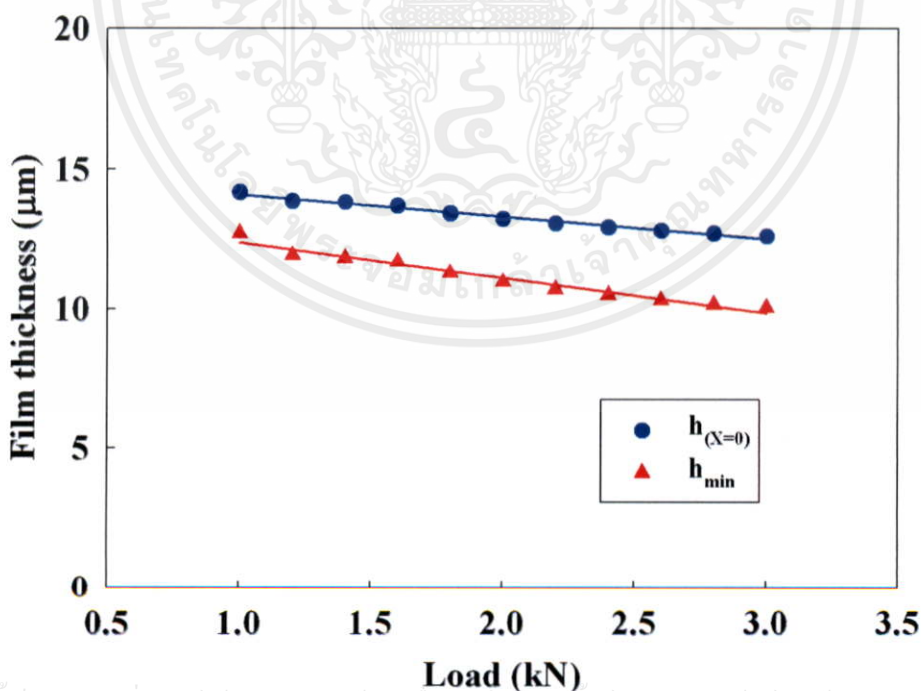
ดังนั้นปัจจัยที่มีผลต่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นคือ ภาวะที่กระทำ ชนิดของสารหล่อลื่น ชนิดของวัสดุ และค่าความเร็วของผิวสัมผัส กล่าวคือภาวะที่กระทำมีค่ามากขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงแต่ค่าความดันของสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับสารหล่อลื่นที่มีค่าความหนืดเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกับผลที่ได้จากการเพิ่มความเร็วของผิวสัมผัส และวัสดุแข็งอ่อนระยะการสัมผัสยิ่งกว้างขึ้นส่งผลให้ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นและทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยลง

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	1.90	1.0	1, 2, 3	0.06	1.0



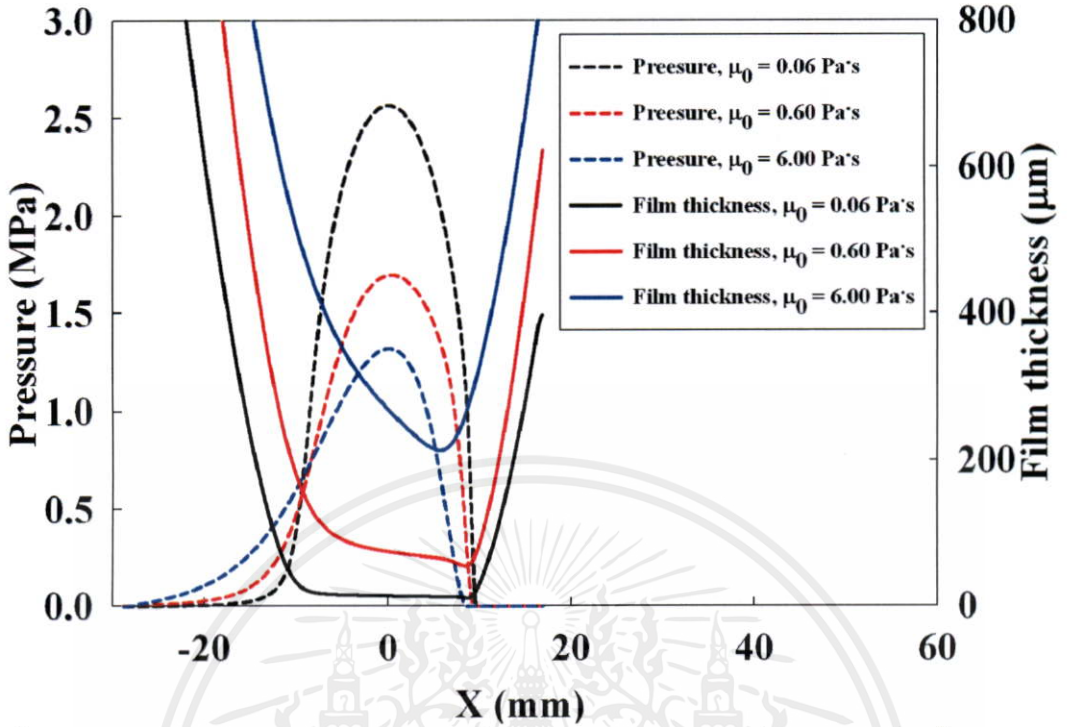
รูปที่ 5.1 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ



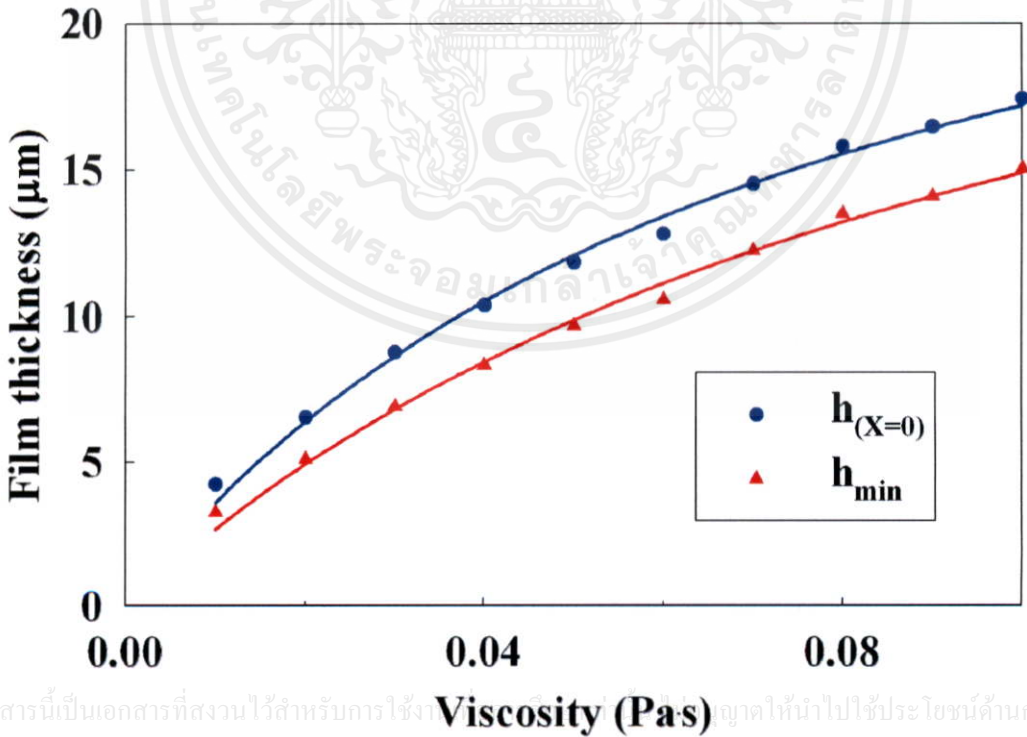
รูปที่ 5.2 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุด

ที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	1.90	1.0	2	0.06, 0.60, 6.00	1.0

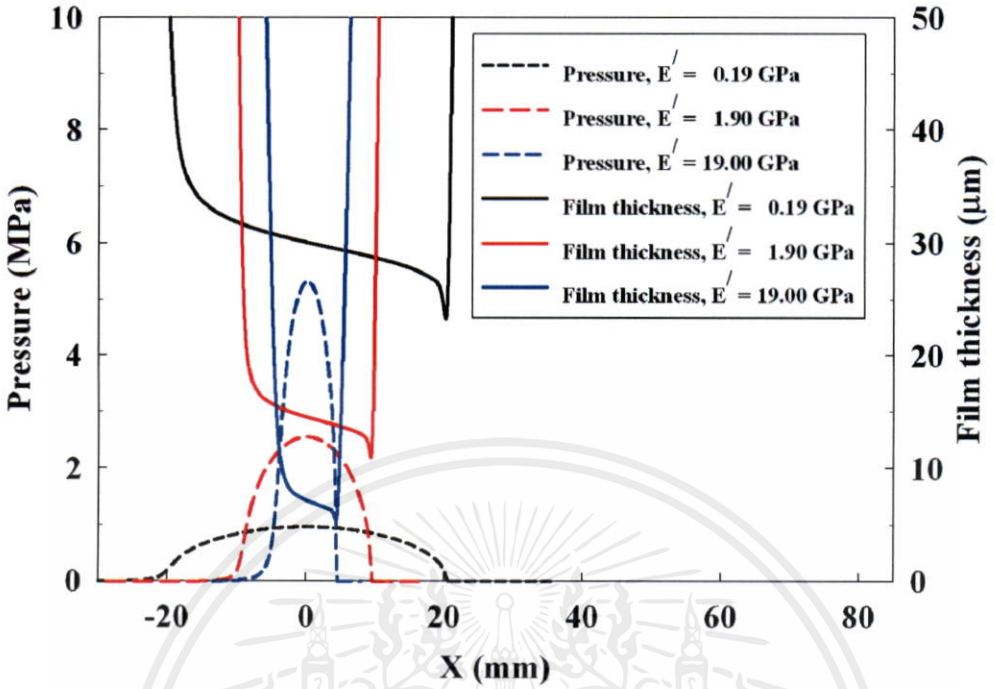


รูปที่ 5.3 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น

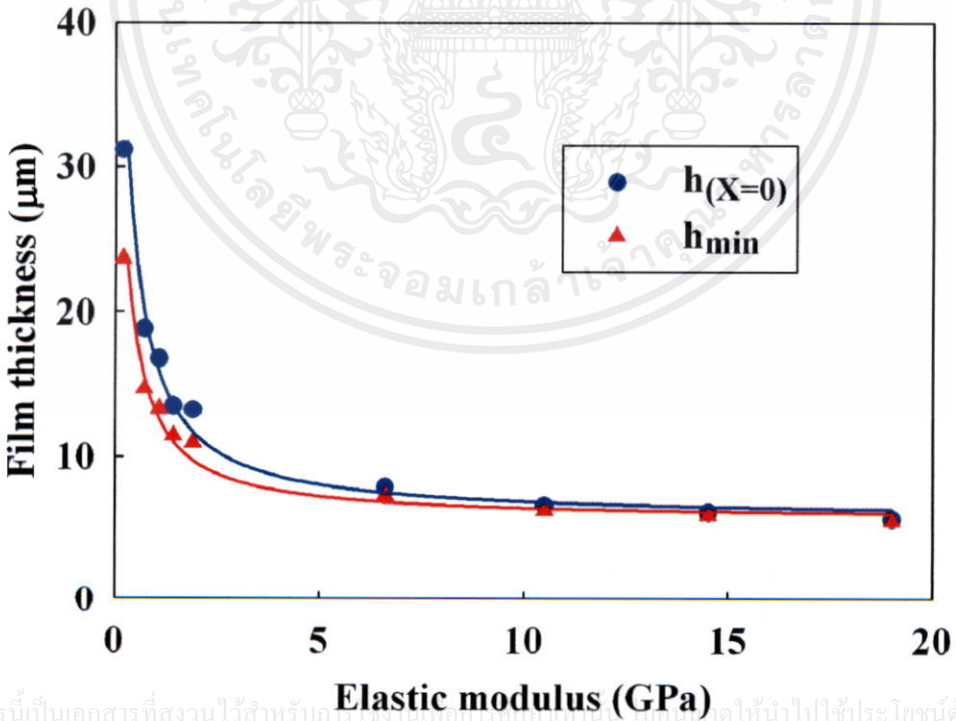


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเฉพาะเท่านั้น กรุณาอย่านำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.4 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	0.19,1.90,19.00	1.0	2	0.06	1.0

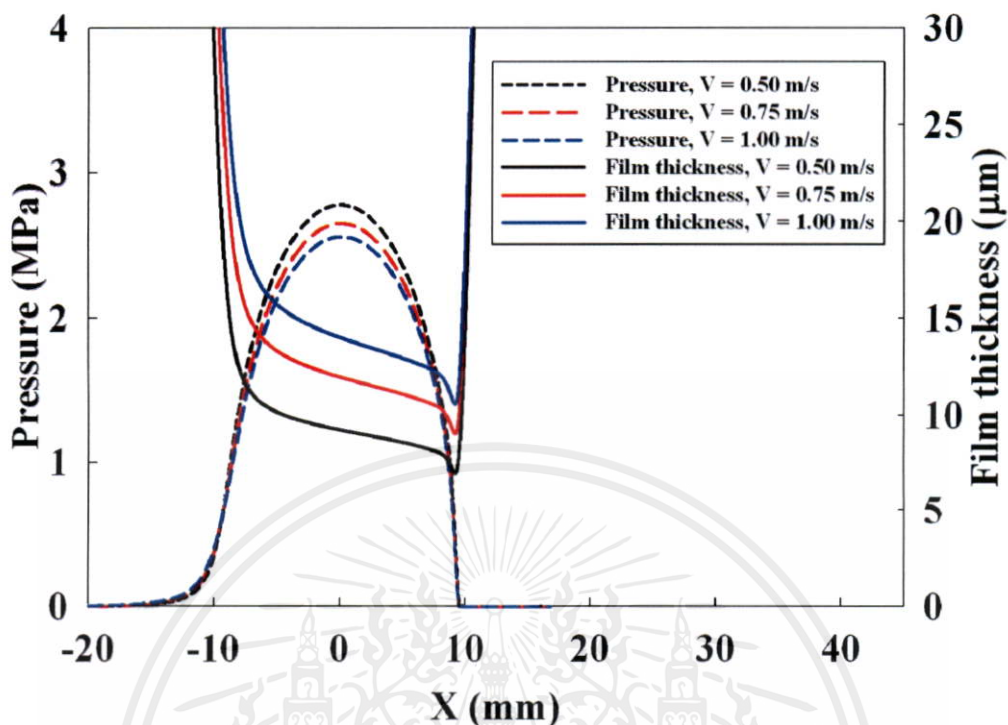


รูปที่ 5.5 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ

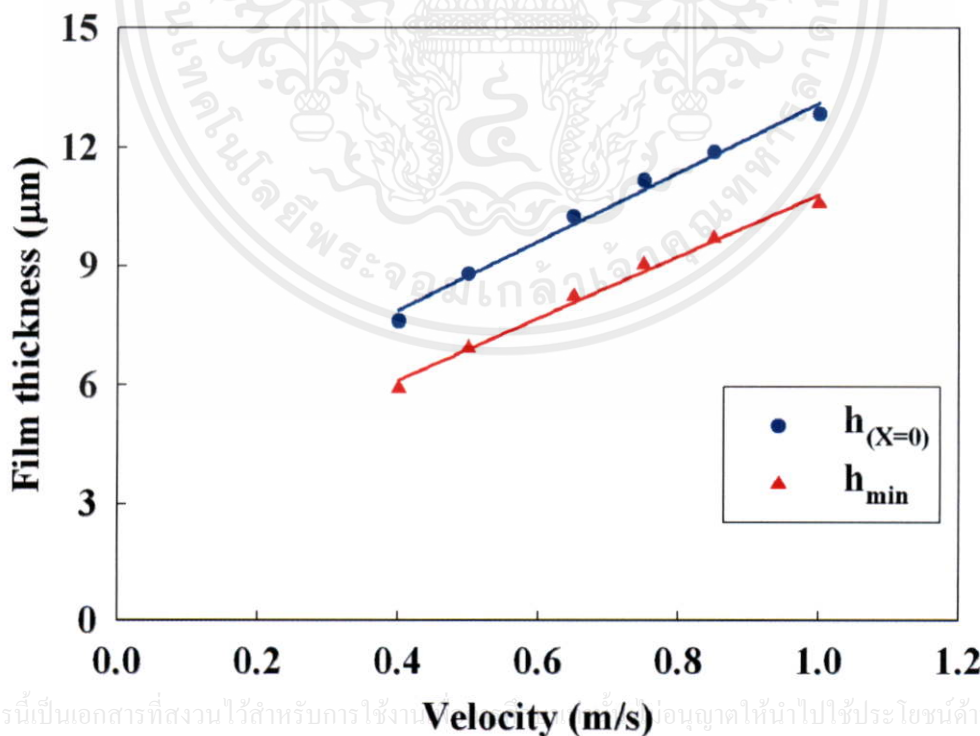


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิใช่ให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.6 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	1.90	0.50,0.75,1.00	2	0.06	1.0



รูปที่ 5.7 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.8 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว

5.1.1.2 สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน (non-Newtonian fluid)

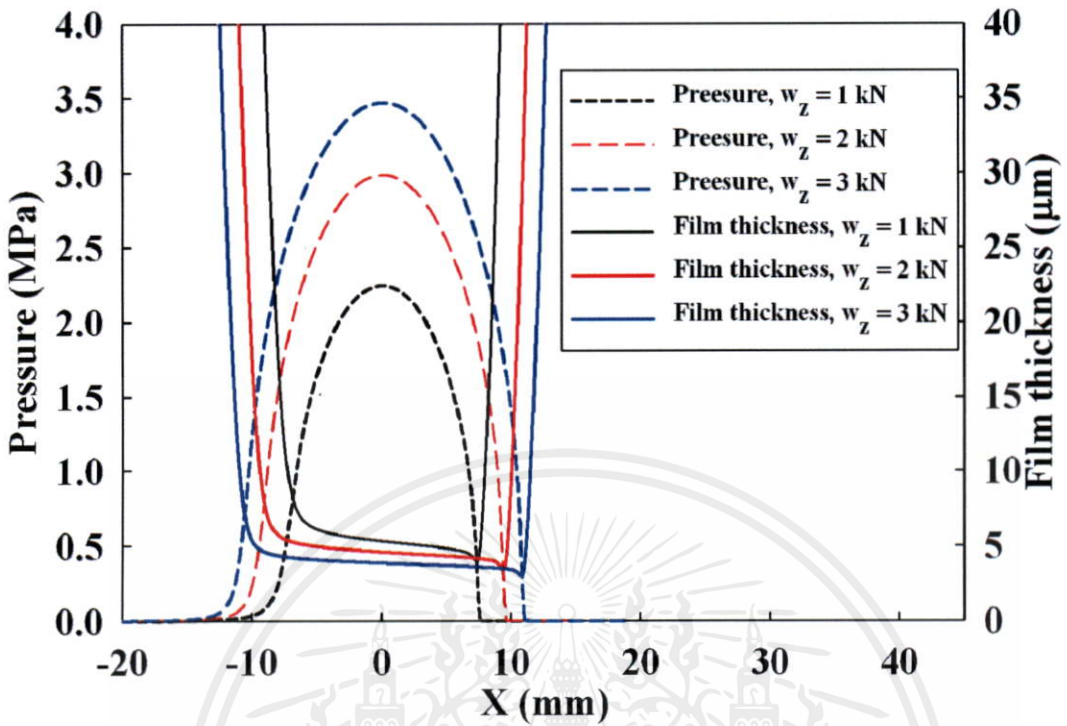
จากผลการคำนวณเมื่อสารหล่อลื่นเปลี่ยนจากนิวโตเนียนเป็นนอนนิวโตเนียนจะให้ค่าความดันฟิล์มและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นเปลี่ยนแปลงไปกล่าวคือจะมีค่าความดันฟิล์มเพิ่มขึ้นและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลง รูปที่ 5.9 และ 5.10 แสดงผลการเปลี่ยนภาวะที่กระทำจาก 1 kN เป็น 2 kN และ 3 kN ตามลำดับ ค่าความดันฟิล์มสูงสุดมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาวะที่กระทำที่เพิ่มขึ้นและมีค่ามากกว่าสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน เมื่อค่าความดันฟิล์มมีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนมีค่าน้อยกว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน แต่ระยะสัมผัสของสารหล่อลื่นทั้งสองชนิดจะมีค่าเท่ากันและระยะสัมผัสจะกว้างขึ้นเมื่อภาวะที่กระทำเพิ่มขึ้น ค่าความหนืดของสารหล่อลื่นเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อการหล่อลื่นชนิดฟิล์มบางมาก เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืดของสารหล่อลื่นจาก 0.06 Pa·s เป็น 0.6 Pa·s และ 6.0 Pa·s ตามลำดับดังรูปที่ 5.11 และ 5.12 เห็นว่าค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าลดลงแต่ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความหนืดที่สูงขึ้น และค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนมีค่าน้อยกว่าสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนถึงแม้ว่าค่าความหนืดจะมีค่าเท่ากัน และการเปลี่ยนค่าความหนืดของสารหล่อลื่น ไม่มีผลต่อระยะการสัมผัส

รูปที่ 5.13 และ 5.14 แสดงผลของการเปลี่ยนค่าค่าโมดูลัสของวัสดุจาก 0.19 GPa เป็น 1.90 GPa และ 19.00 GPa ตามลำดับ พบว่าเมื่อวัสดุแข็งอ่อนระยะการสัมผัสจะกว้างขึ้นเนื่องจากวัสดุอ่อนเสียรูปมากกว่าวัสดุแข็ง ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อวัสดุแข็งขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงและมีค่าน้อยกว่าเมื่อสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน รูปที่ 5.15 แสดงการกระจายความดันฟิล์มและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนด้วยการเปลี่ยนความเร็วจาก 0.5 m/s เป็น 0.75 m/s และ 1.0 m/s ตามลำดับ พบว่าการความเร็วที่เปลี่ยนไปไม่มีผลต่อค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมากนัก แต่จะมีผลต่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นกล่าวคือเมื่อค่าความเร็วเพิ่มทำให้ระยะห่างของผิวสัมผัสบนและผิวสัมผัสล่างเพิ่มขึ้น และระยะการสัมผัสไม่เปลี่ยนแปลงแม้ว่าจะเปลี่ยนความเร็วและชนิดของสารหล่อลื่น

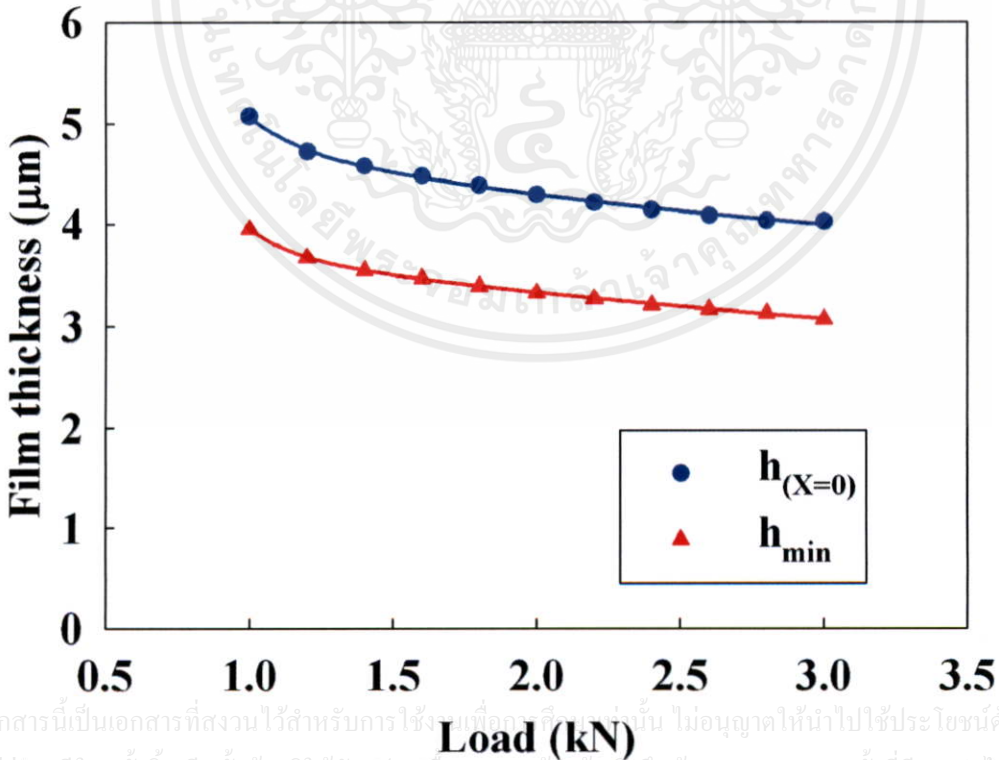
ดังนั้นจากรูปที่ 5.1-5.16 จะเห็นว่าเมื่อสารหล่อลื่นที่ใช้ในการคำนวณมีพฤติกรรมเป็นของไหลชนิดนอนนิวโตเนียนจะมีความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำกว่าสารหล่อลื่นที่มีพฤติกรรมเป็นของไหลชนิดนิวโตเนียน ($n=1$) กล่าวคือยิ่งค่า $n < 1.0$ ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าน้อยลงแต่ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นจะยิ่งเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	1.90	1.0	1, 2, 3	0.06	0.50



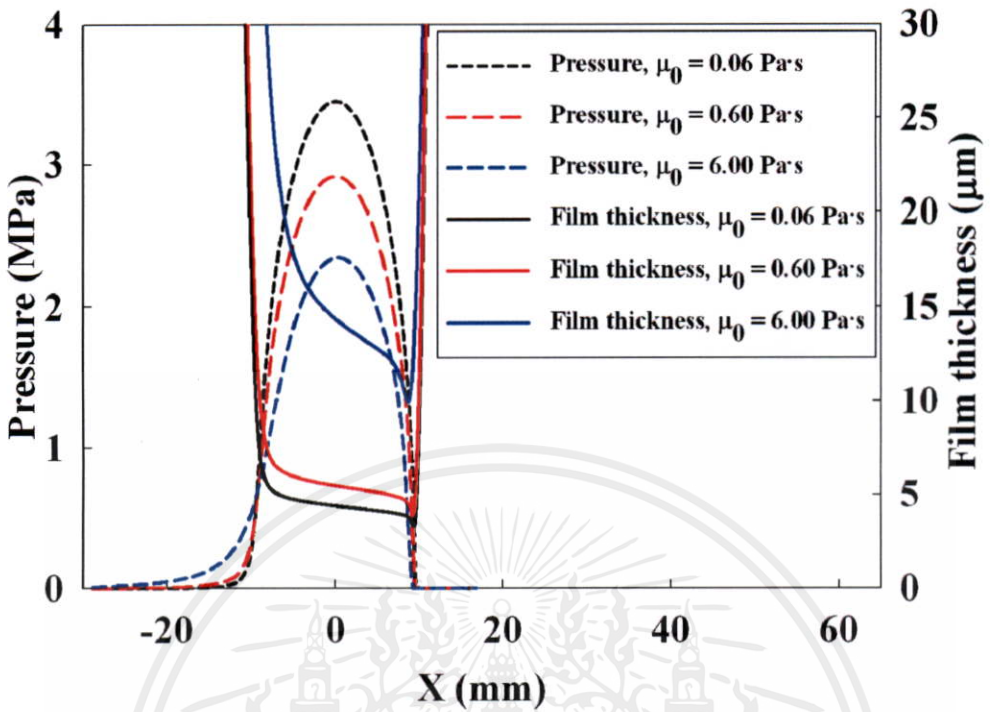
รูปที่ 5.9 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ



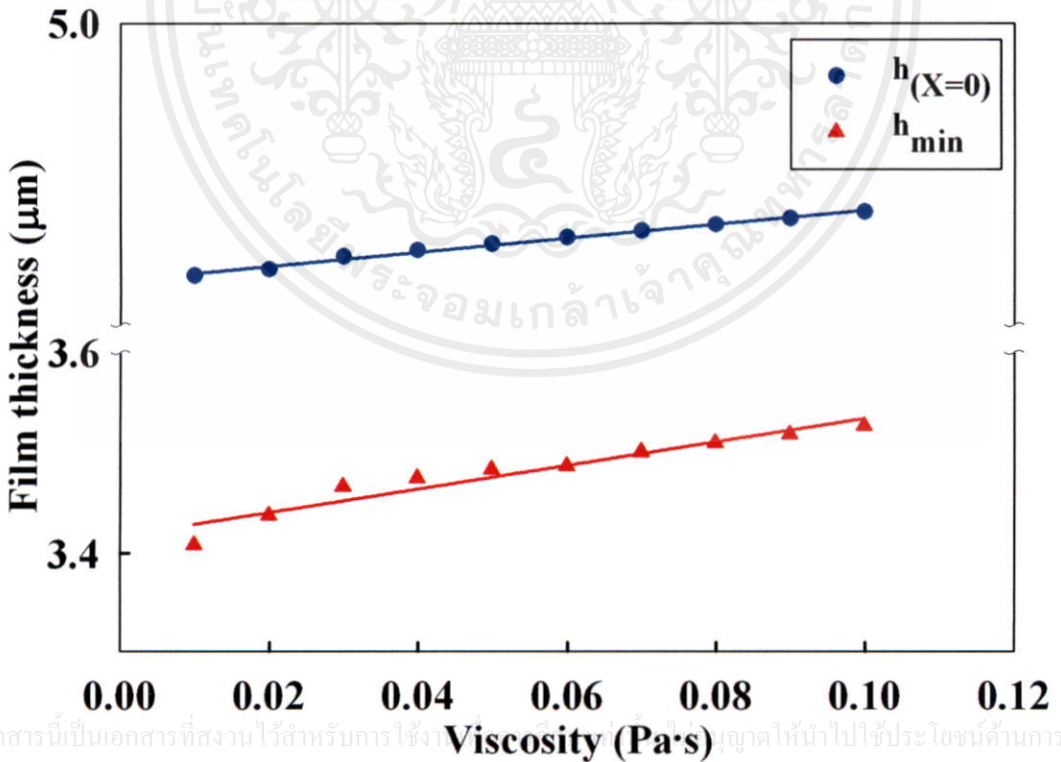
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่ออกฤทธิ์เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.10 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	1.90	1.0	2	0.06, 0.60, 6.00	0.50



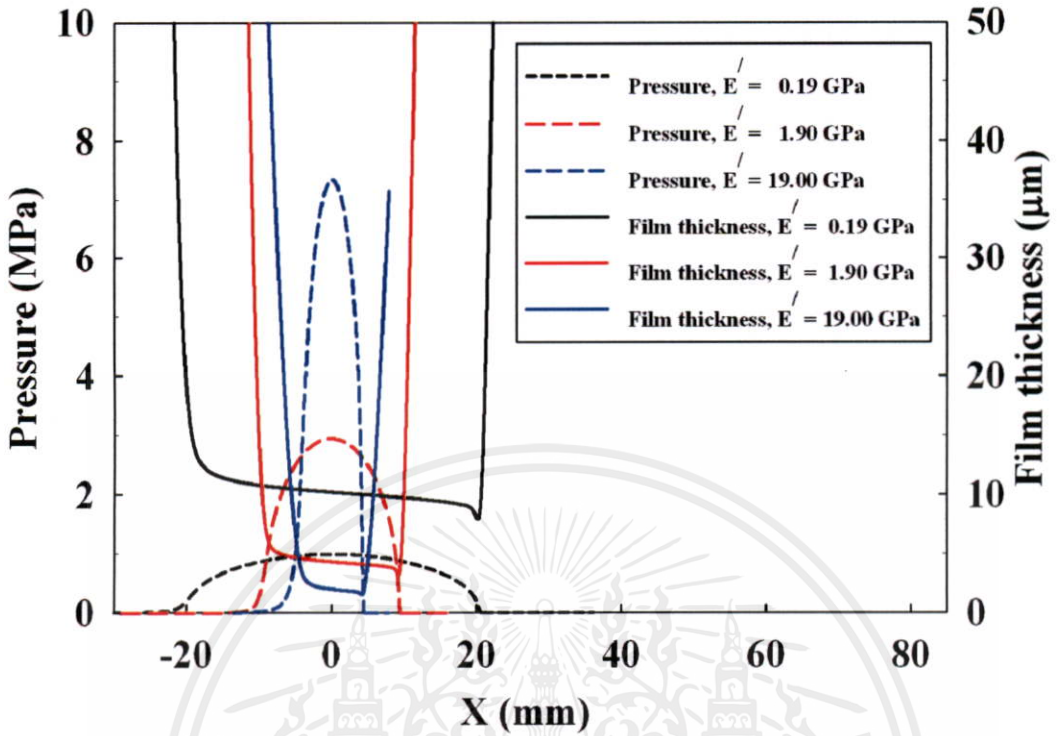
รูปที่ 5.11 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น



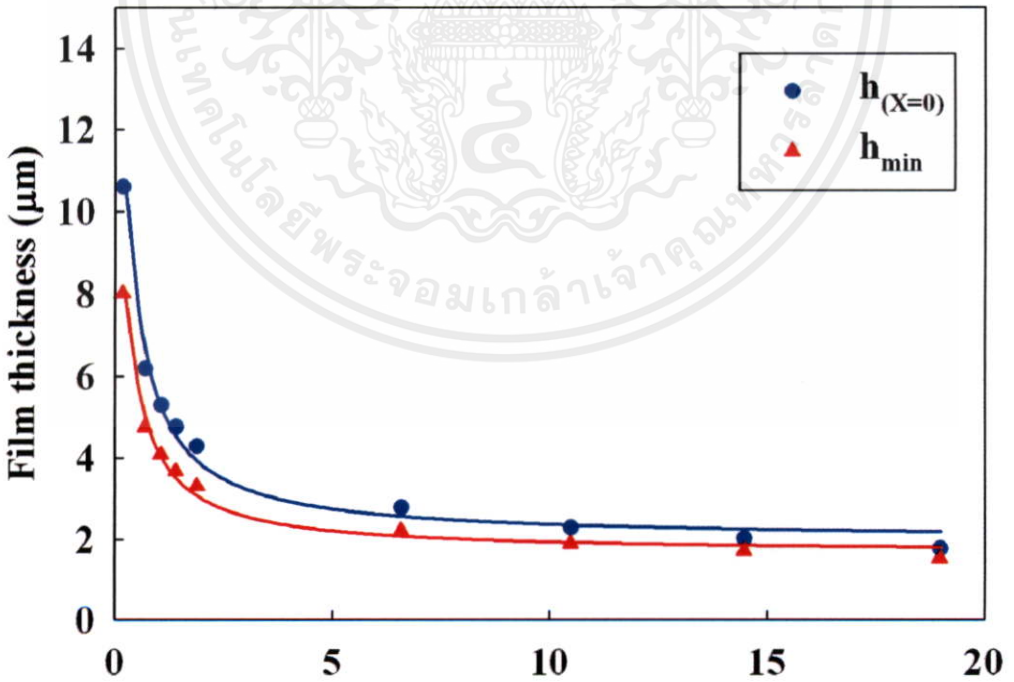
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานภายในเท่านั้น กรุณาอย่าเผยแพร่ไปภายนอกโดยไม่ได้รับอนุญาตจากศูนย์วิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีการผลิต

รูปที่ 5.12 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	0.19,1.90,19.00	1.0	2	0.06	0.50

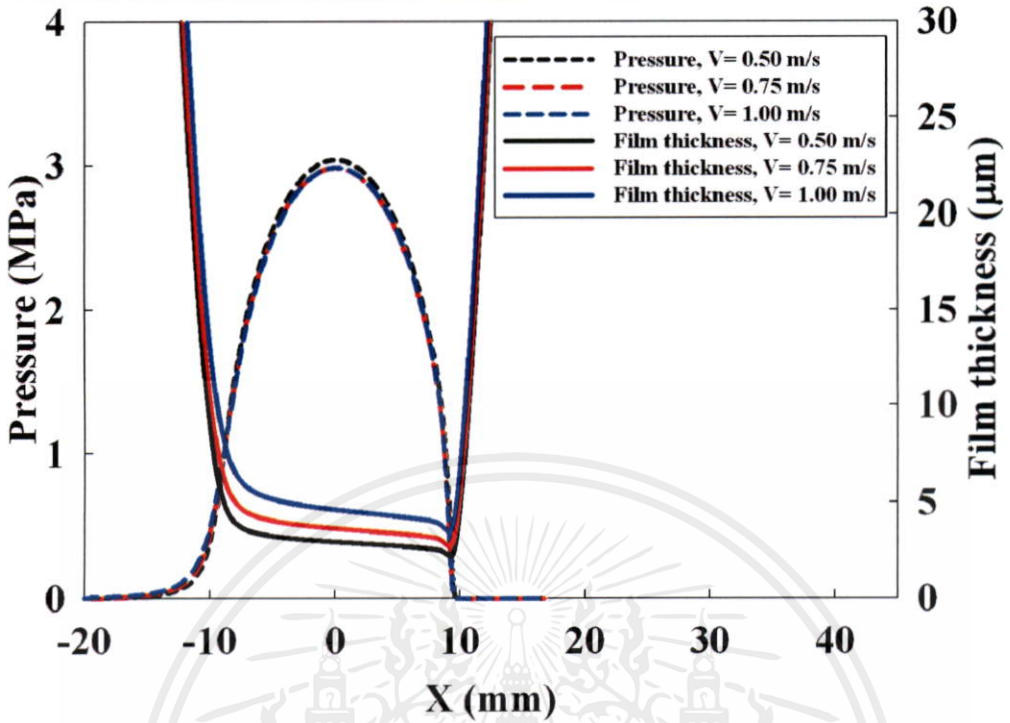


รูปที่ 5.13 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ

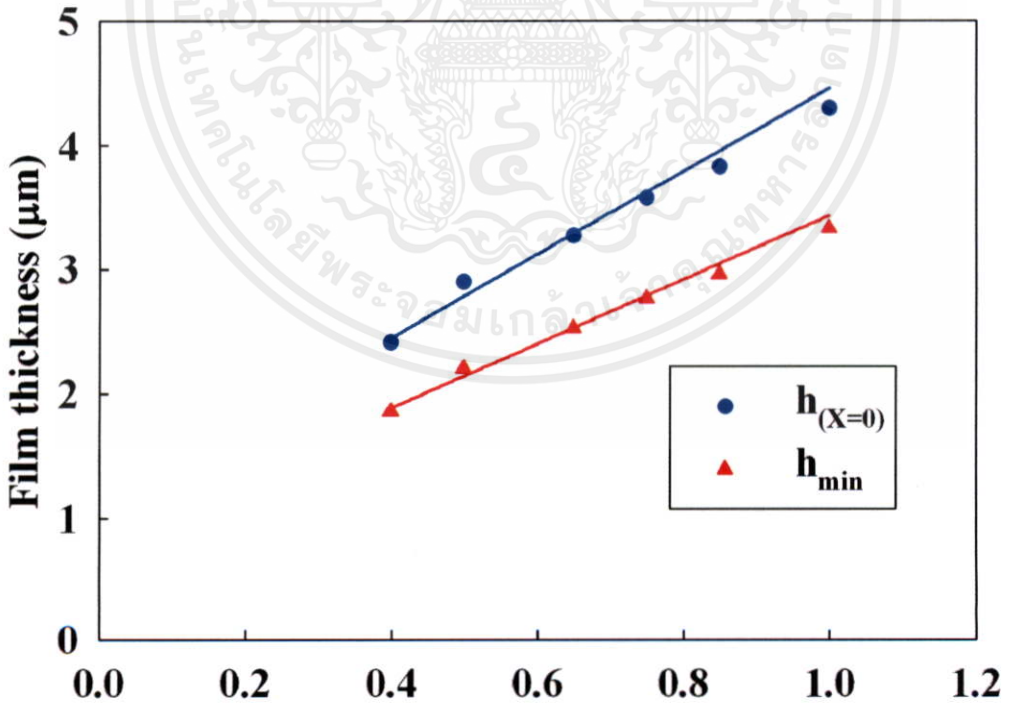


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการ **Elastic modulus (GPa)** ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.14 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
∞	1.90	0.50,0.75,1.0	2	0.06	0.50



รูปที่ 5.15 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ Velocity (m/s) อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.16 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว

5.1.2 การหล่อลื่นสัมผัสแบบจุด (Point Contact)

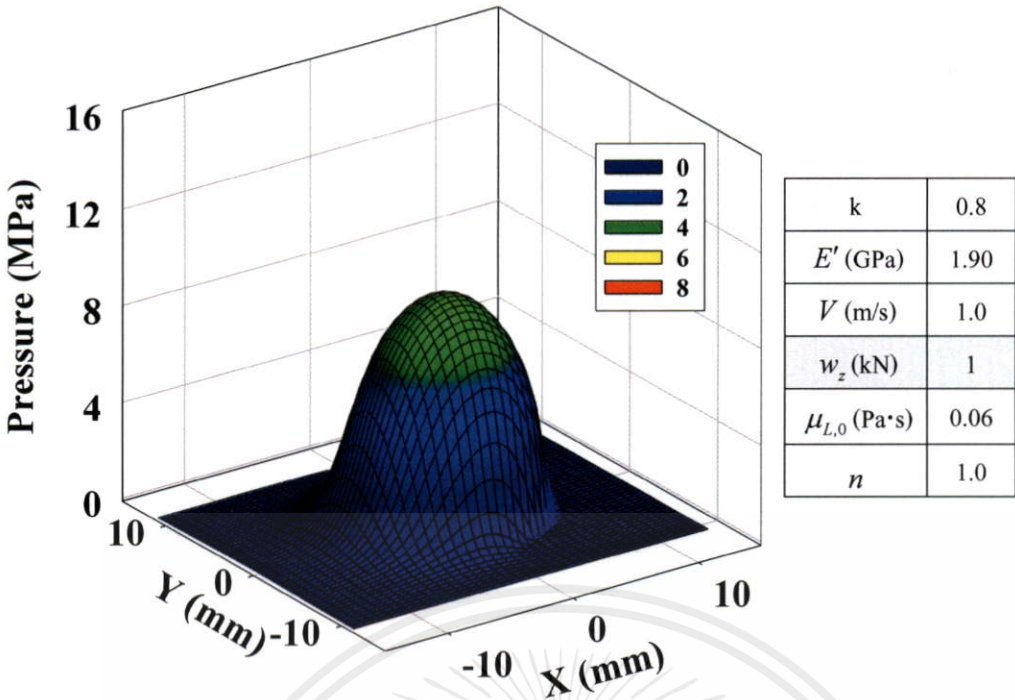
5.1.2.1 สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน (Newtonian fluid)

การศึกษาการหล่อลื่นเมื่อการสัมผัสเป็นแบบจุดที่สารหล่อลื่นสามารถไหลออกได้ทุกทิศทุกทาง รูปที่ 5.17 ถึง 5.22 แสดงผลของการเปลี่ยนภาระที่กระทำค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นตามภาระที่ได้รับ ซึ่งเมื่อค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลง ที่ขอบด้านใกล้กับบริเวณทางออกจะเกิดความหนาฟิล์มต่ำสุดดังรูป 5.23 ถึง 5.25 และเมื่อค่าภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้นพื้นที่สัมผัสจะมีค่าเพิ่มขึ้น รูปที่ 5.26 และ 5.27 แสดงการกระจายความดันฟิล์มและความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นตามแกน X ที่ $Y=0$ และค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะลดลงเมื่อภาระที่กระทำเพิ่มขึ้น

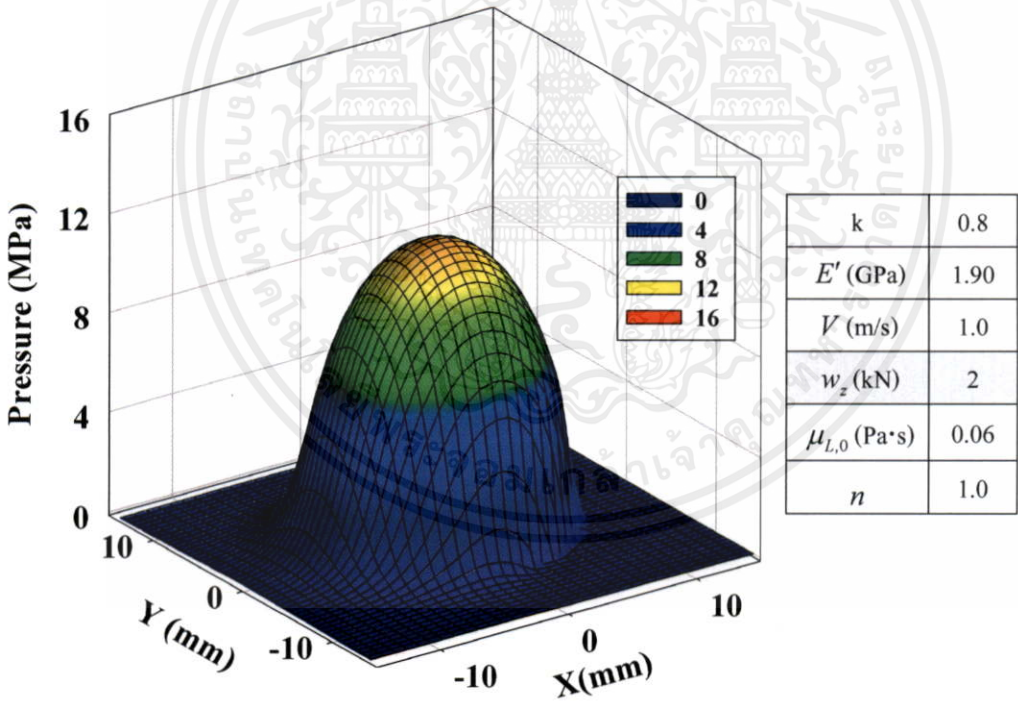
การเปลี่ยนชนิดของสารหล่อลื่นโดยการเปลี่ยนค่าความหนืดจาก 0.06 Pa·s เป็น 0.60 Pa·s และ 6.00 Pa·s ตามลำดับ พบว่าค่าความดันฟิล์มจะมีค่าน้อยลงตามการเพิ่มค่าความหนืดของสารหล่อลื่นทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น ชนิดของสารหล่อลื่น ไม่มีผลต่อพื้นที่การสัมผัสกล่าวคือพื้นที่การสัมผัสจะเท่ากันแม้ว่าค่าความหนืดจะเพิ่มขึ้นหรือลดลงดังรูปที่ 5.28 ถึง 5.38 เมื่อค่าความหนาฟิล์มยังสูงขึ้นจุดที่เกิดความหนาฟิล์มต่ำสุดจะอยู่ใกล้กับจุดกึ่งกลางของพื้นที่สัมผัส ชนิดของวัสดุเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อความดันฟิล์มและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่น กล่าวคือเมื่อวัสดุยังอ่อนพื้นที่การสัมผัสจะกว้างขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มมีค่ามากขึ้นดังรูปที่ 5.39 ถึง 5.49 บริเวณที่เกิดค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะเกิดบริเวณขอบใกล้ทางออกทั้งแกน X และ Y รูปที่ 5.51 ถึง 5.60 แสดงผลของการเปลี่ยนความเร็วพบว่าการเปลี่ยนความเร็วมีผลต่อค่าความดันฟิล์มน้อย แต่จะมีผลมากต่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นคือเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่ม และจุดที่เกิดค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะอยู่ที่บริเวณใกล้เคียงกัน

เมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความริจะมีผลทำให้พื้นที่ของการสัมผัสเปลี่ยนไปและจะมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นเมื่อค่า สัดส่วนความริมีค่าเพิ่มขึ้น ยิ่งค่าสัดส่วนความริมากขึ้นพื้นที่สัมผัสจะเหมือนการสัมผัสแบบเชิงเส้นดังรูปที่ 5.61 ถึง 5.74 โดยทั่วไปค่าสัดส่วนความริตั้งแต่ 12 [17] อาจถือว่าการฉีกการหล่อลื่นที่มีการสัมผัสแบบจุดเหมือนกรณีที่มีการสัมผัสแบบเชิงเส้นได้

การเลือกชนิดการสัมผัสมีผลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นชนิดฟิล์มบางมาก ซึ่งการสัมผัสแบบจุดจะแทนการการหล่อลื่นที่เกิดขึ้นในงานจริง และความซับซ้อนและระยะเวลาการคำนวณนานกว่าการสัมผัสแบบเชิงเส้นมาก การศึกษาครั้งนี้เปรียบเทียบการศึกษาการสัมผัสทั้งสองแบบ โดยกำหนดให้ระยะการสัมผัสทางแกน X ของการสัมผัสทั้งการสัมผัสแบบจุด (Point contact) และเชิงเส้น (Line contact) มีค่าเท่ากันแต่ระยะการสัมผัสทางแกน Y กรณีการสัมผัสเชิงเส้นยาวมาก พบว่ากรณีการสัมผัสแบบเชิงเส้นมีค่าความดันฟิล์มหล่อลื่นน้อยกว่าการสัมผัสแบบจุด ทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นของการสัมผัสแบบเชิงเส้นมีค่ามากกว่ากรณีสัมผัสแบบจุด

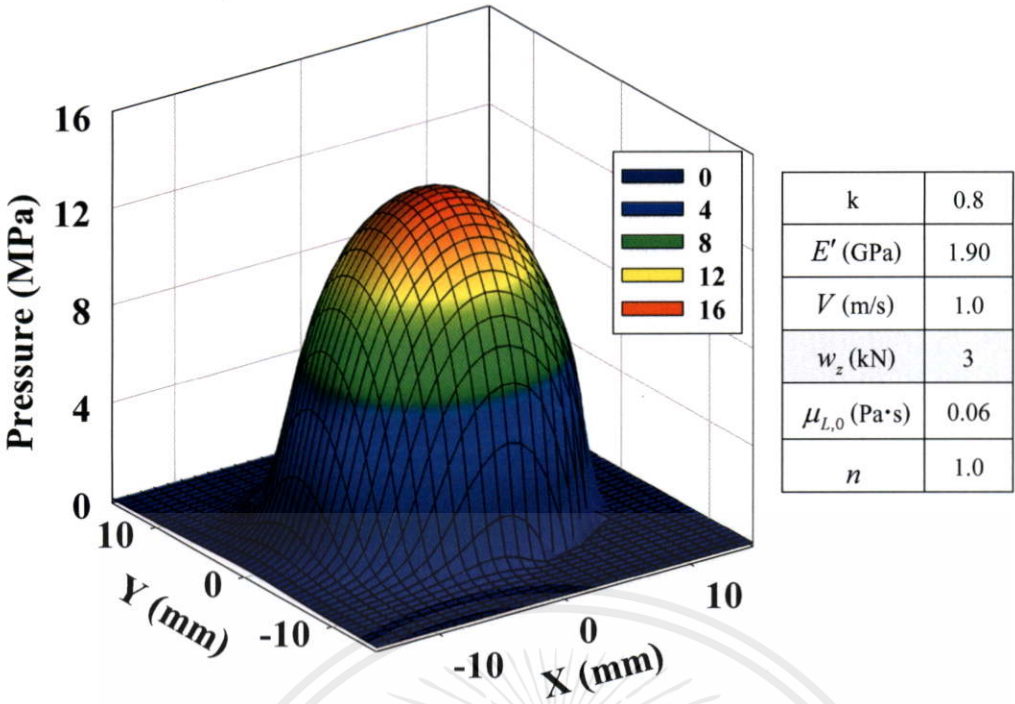


รูปที่ 5.17 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN

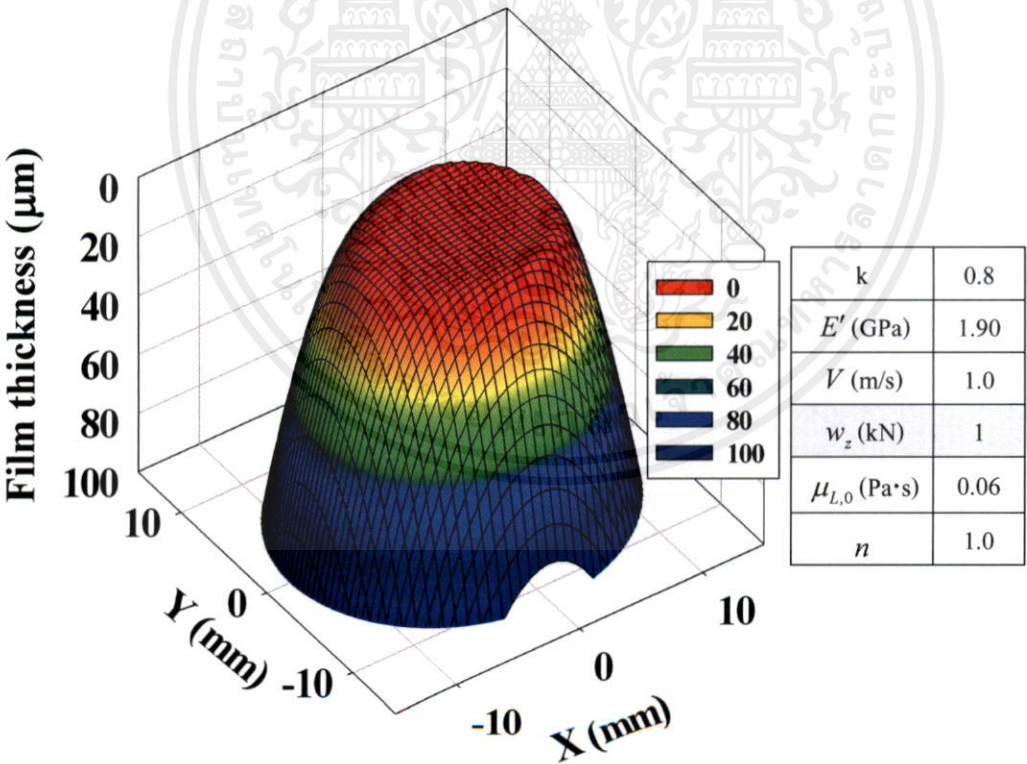


รูปที่ 5.18 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN

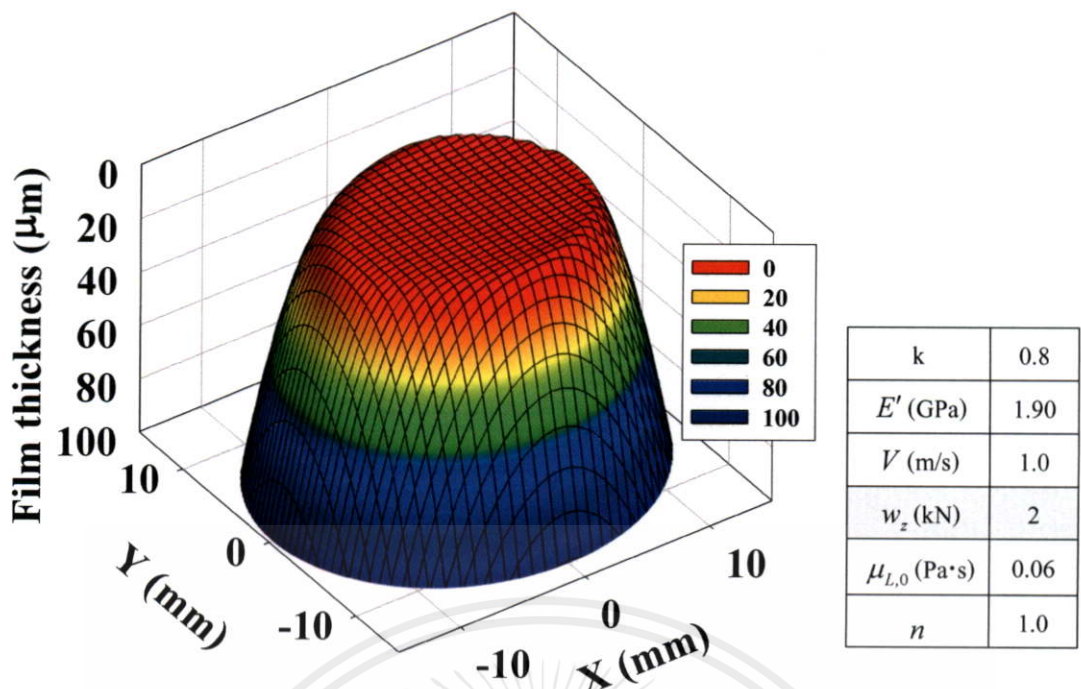
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



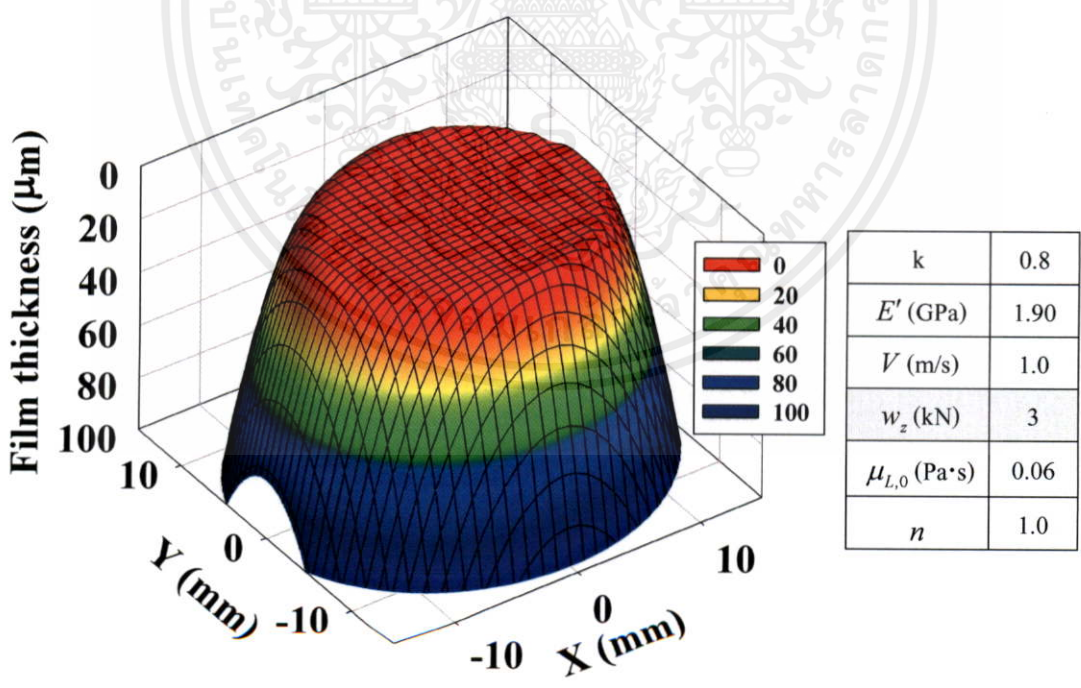
รูปที่ 5.19 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN



รูปที่ 5.20 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ไม่วาก์เรอ ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN ของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

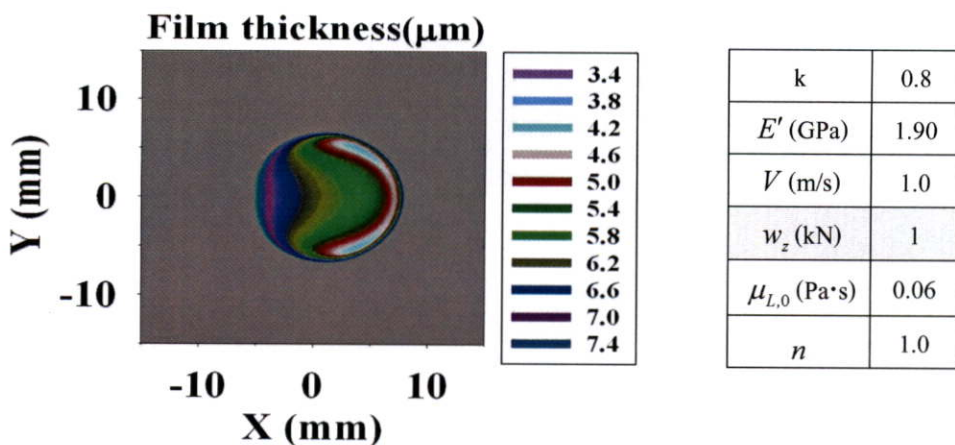


รูปที่ 5.21 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN

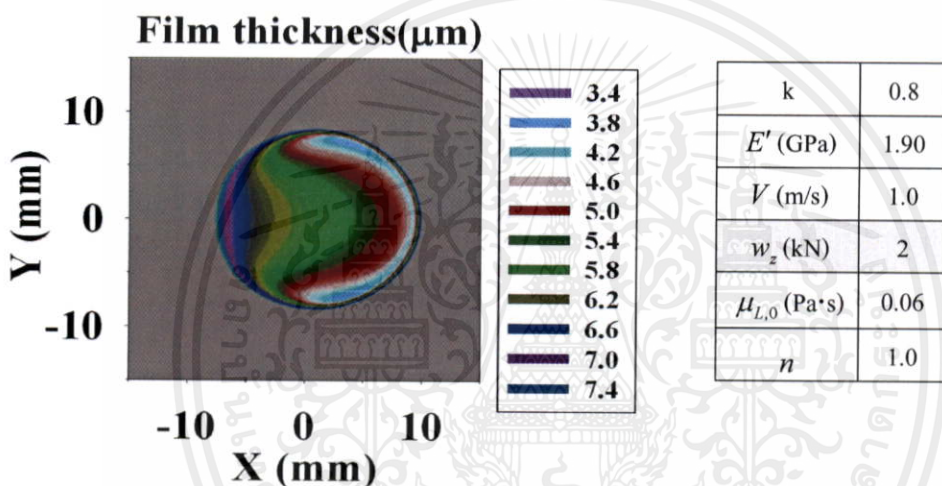


รูปที่ 5.22 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN

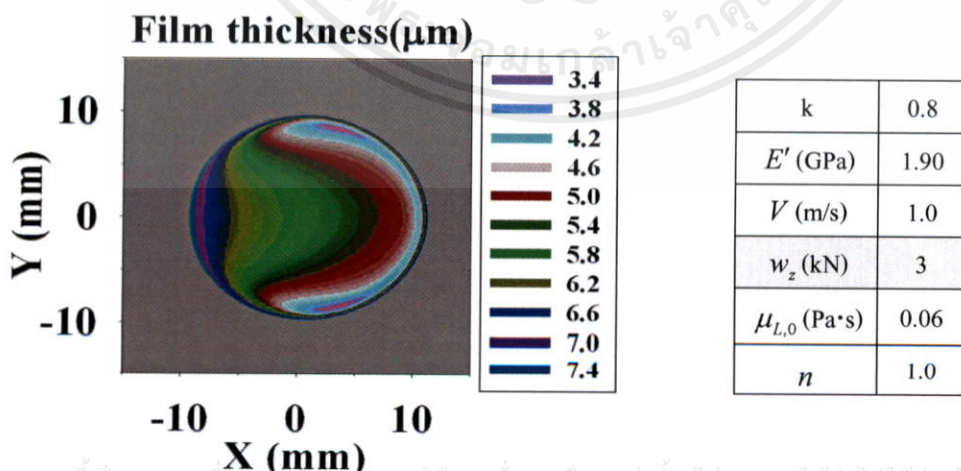
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า



รูปที่ 5.23 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 1 kN



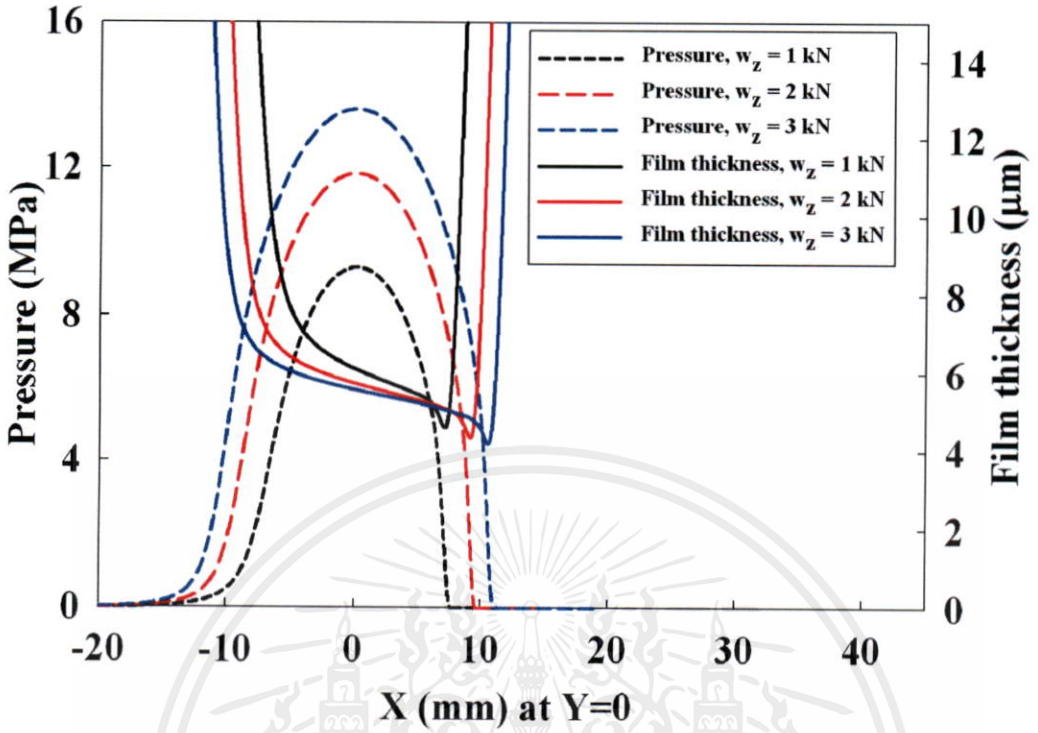
รูปที่ 5.24 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 2 kN



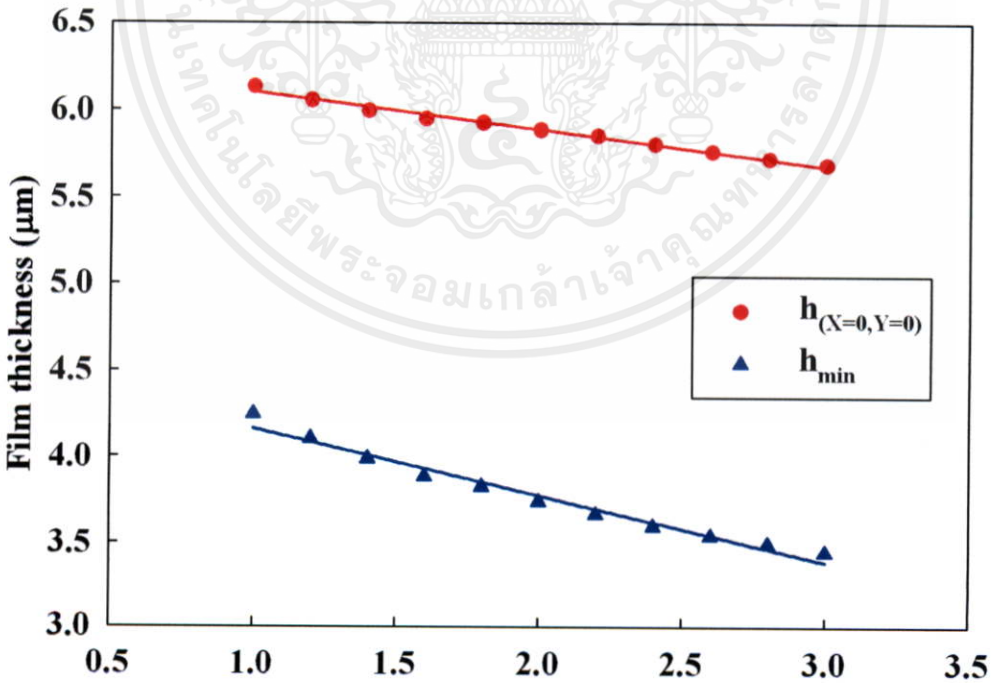
รูปที่ 5.25 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำ 3 kN

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	1.90	1.0	1,2,3	0.06	1.0

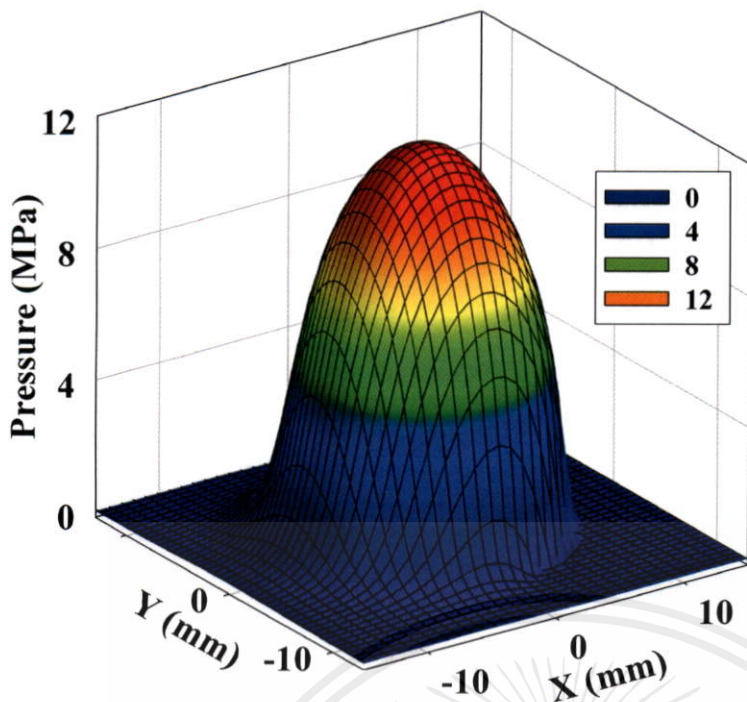


รูปที่ 5.26 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ



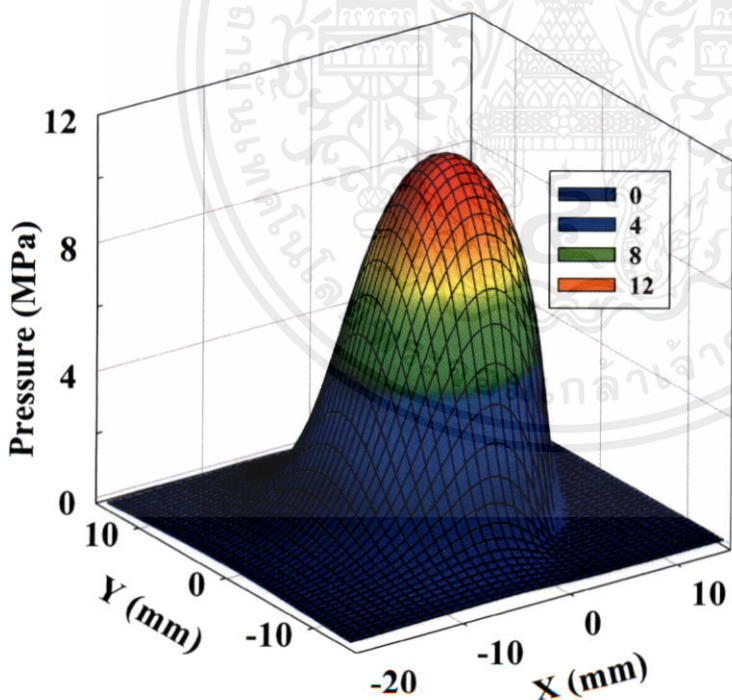
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.27 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.0

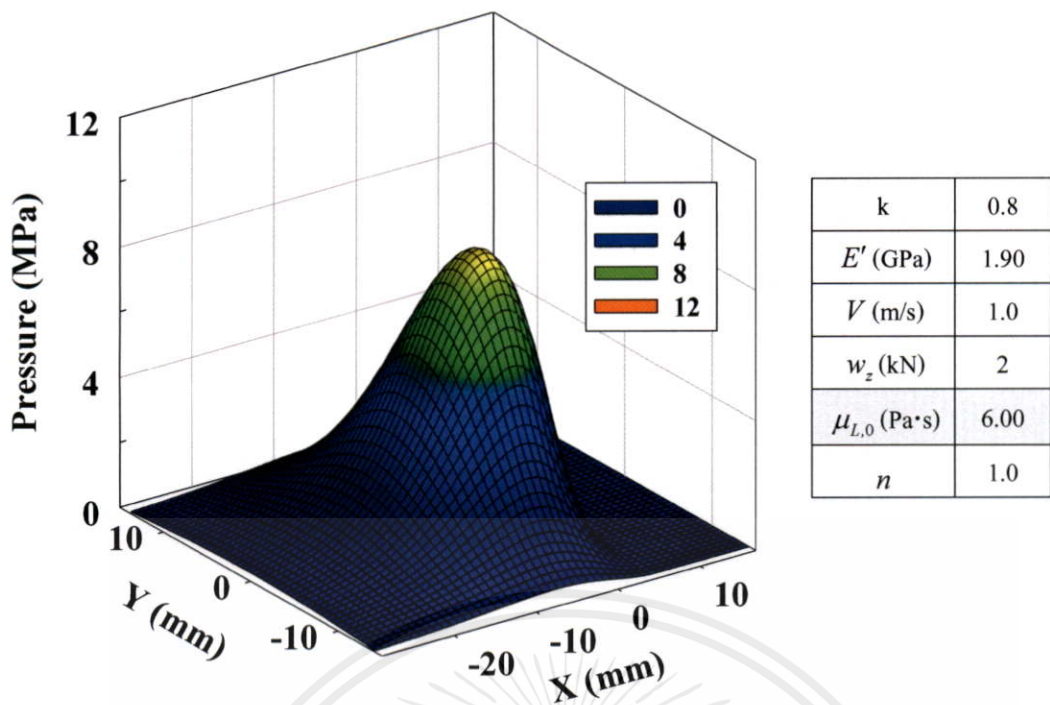
รูปที่ 5.28 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s



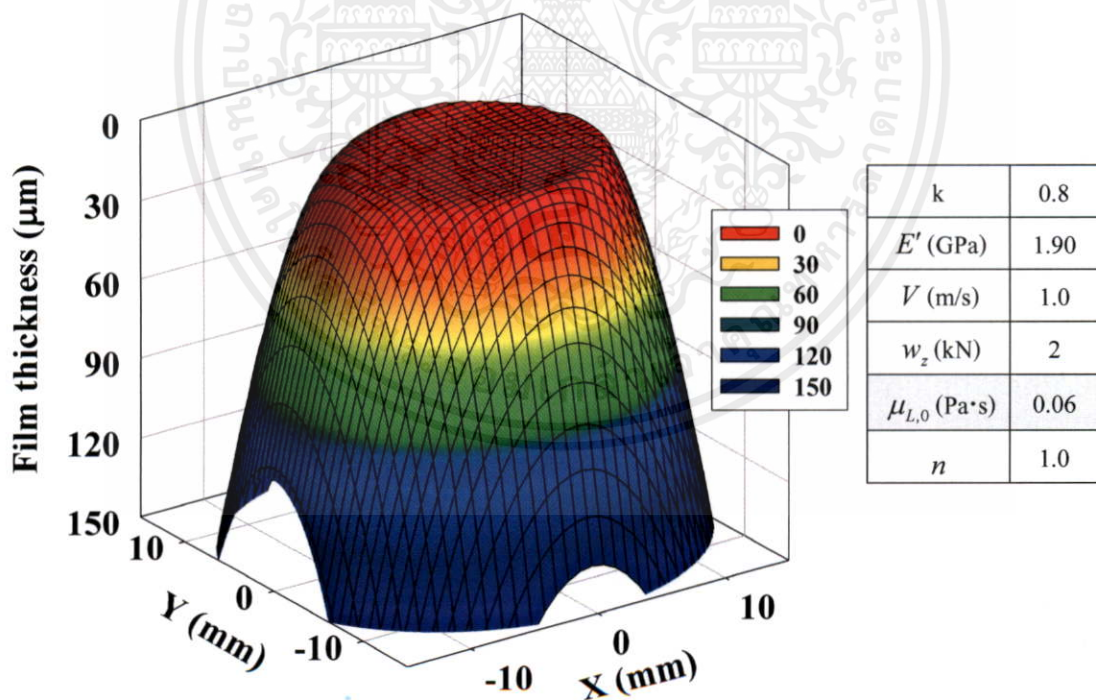
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.60
n	1.0

รูปที่ 5.29 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับอาจารย์งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

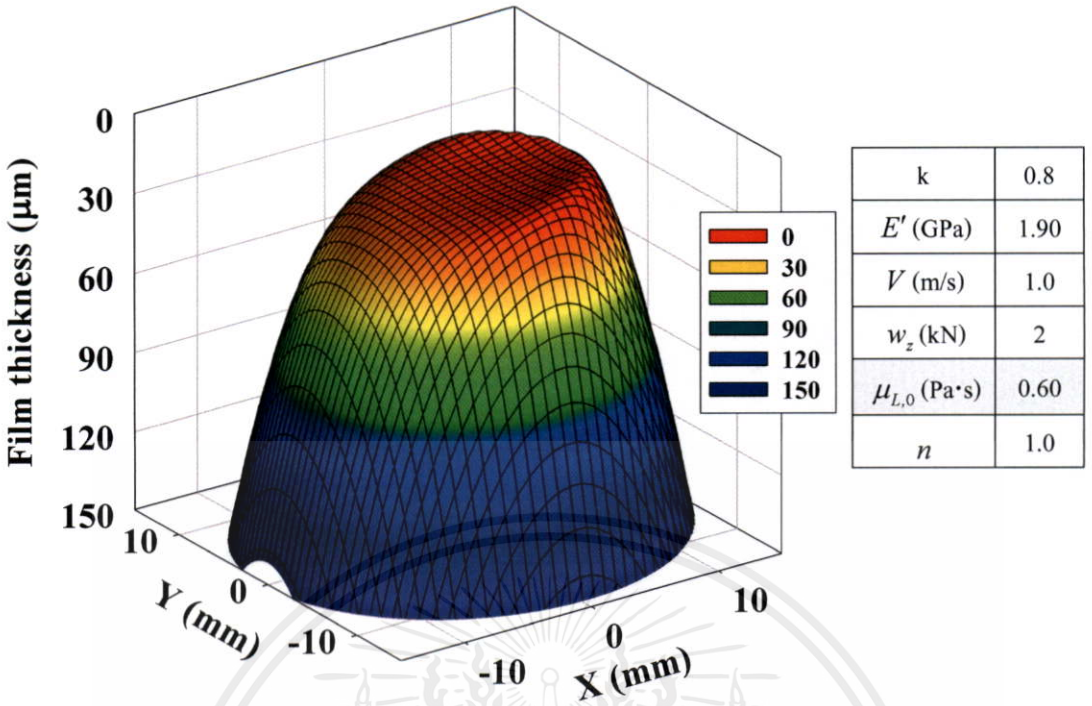


รูปที่ 5.30 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s

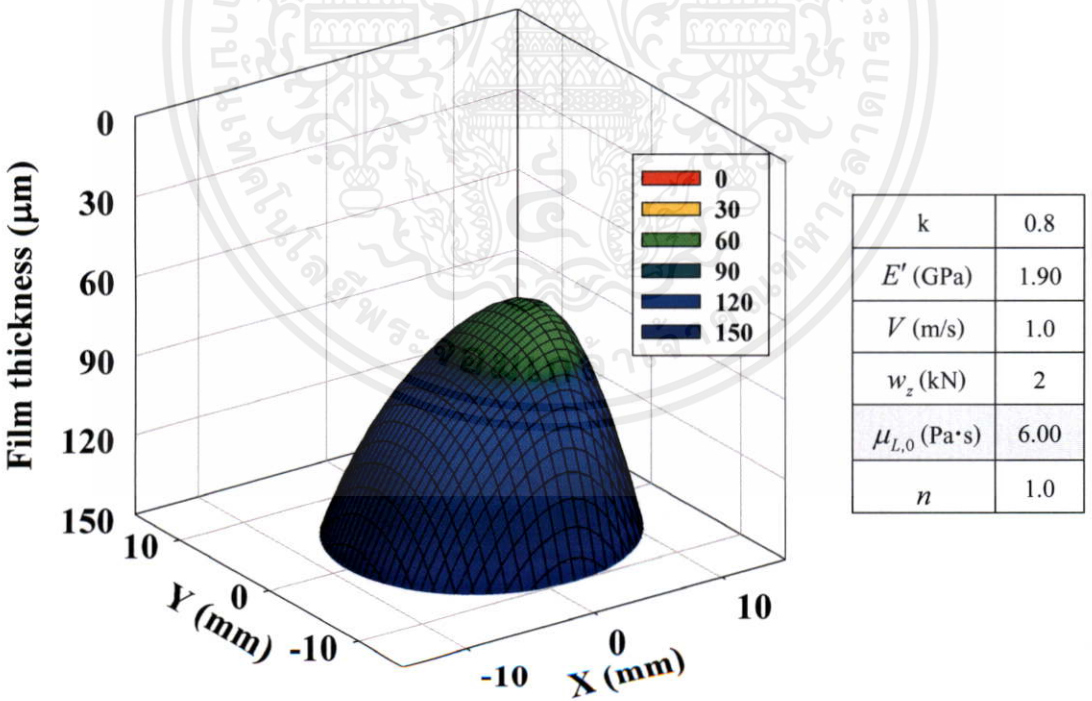


รูปที่ 5.31 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s

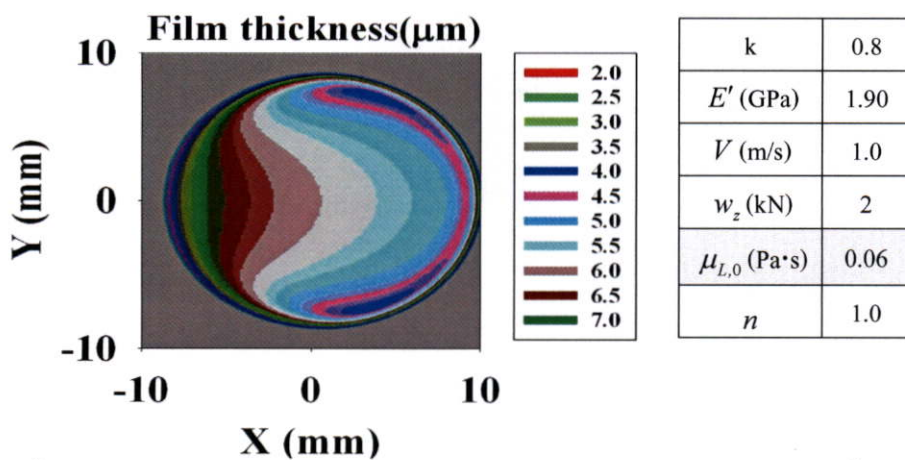
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



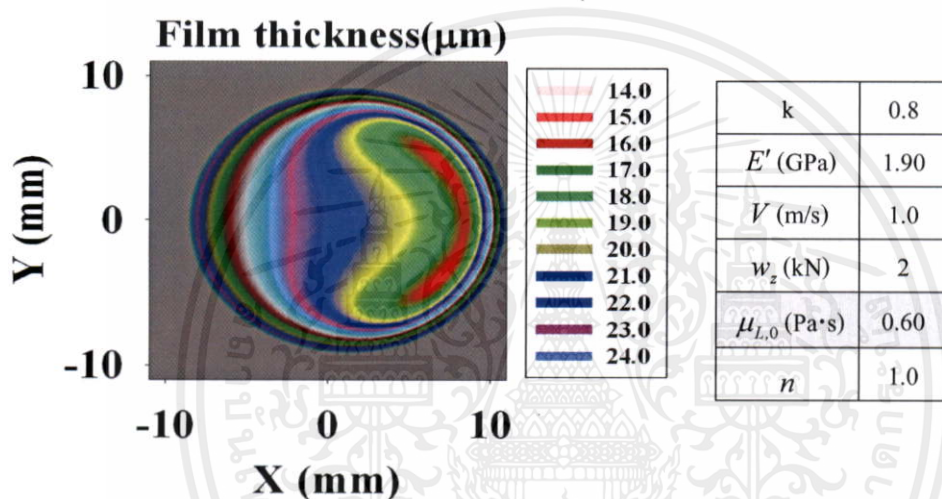
รูปที่ 5.32 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s



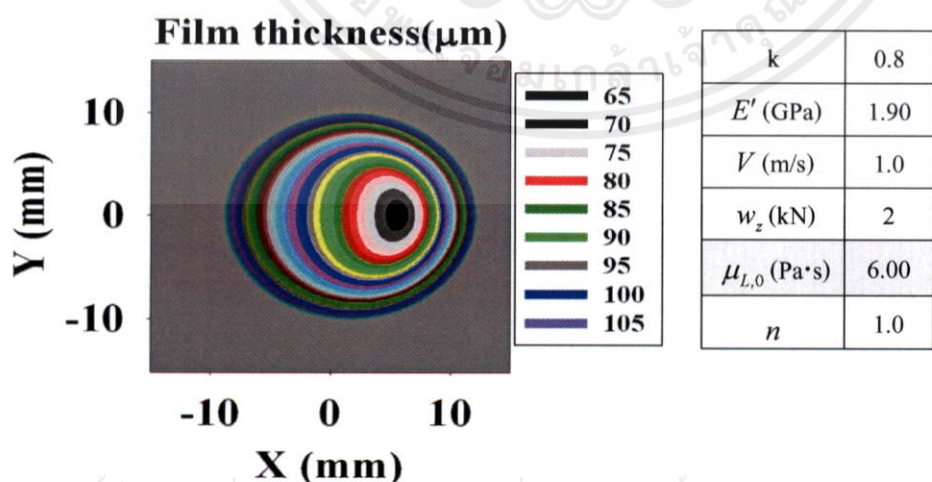
รูปที่ 5.33 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s



รูปที่ 5.34 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s



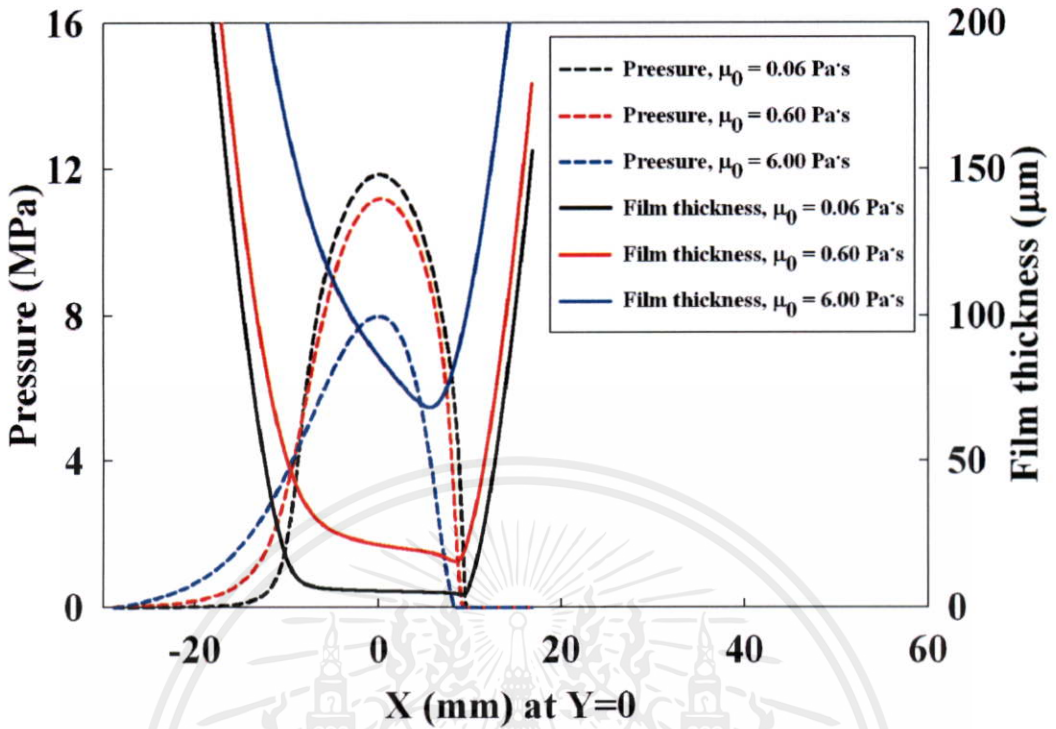
รูปที่ 5.35 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s



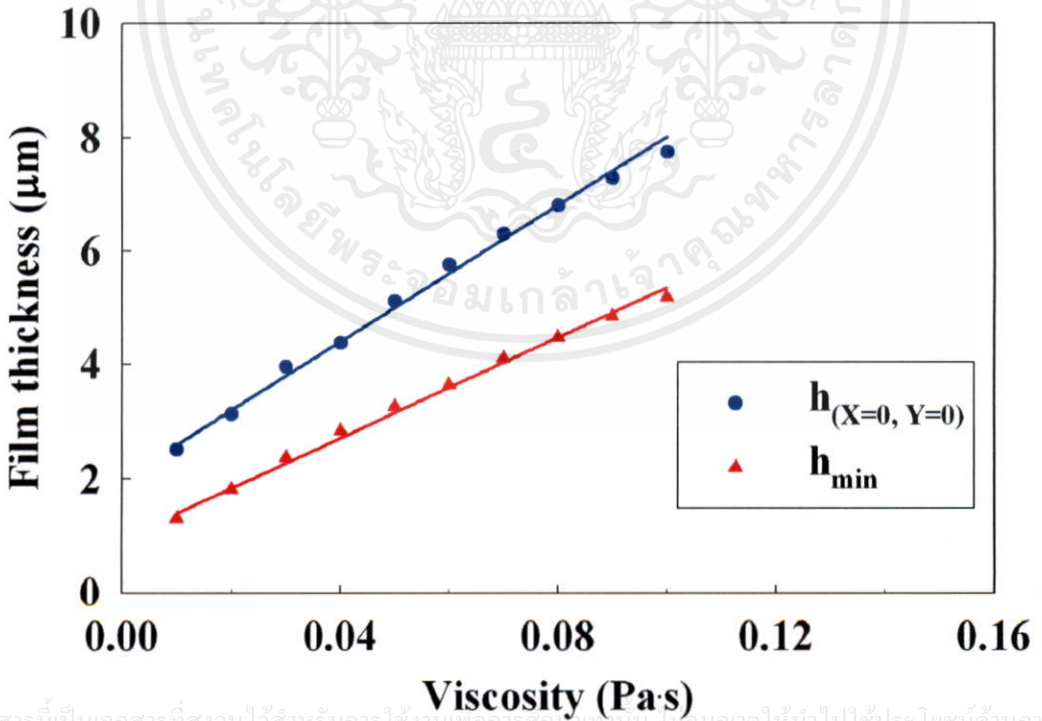
รูปที่ 5.36 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล และต้องอ้างอิงถึงชื่อของเอกสารที่จัดทำขึ้นเท่านั้น

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	1.90	1.0	2	0.06,0.60,6.00	1.0

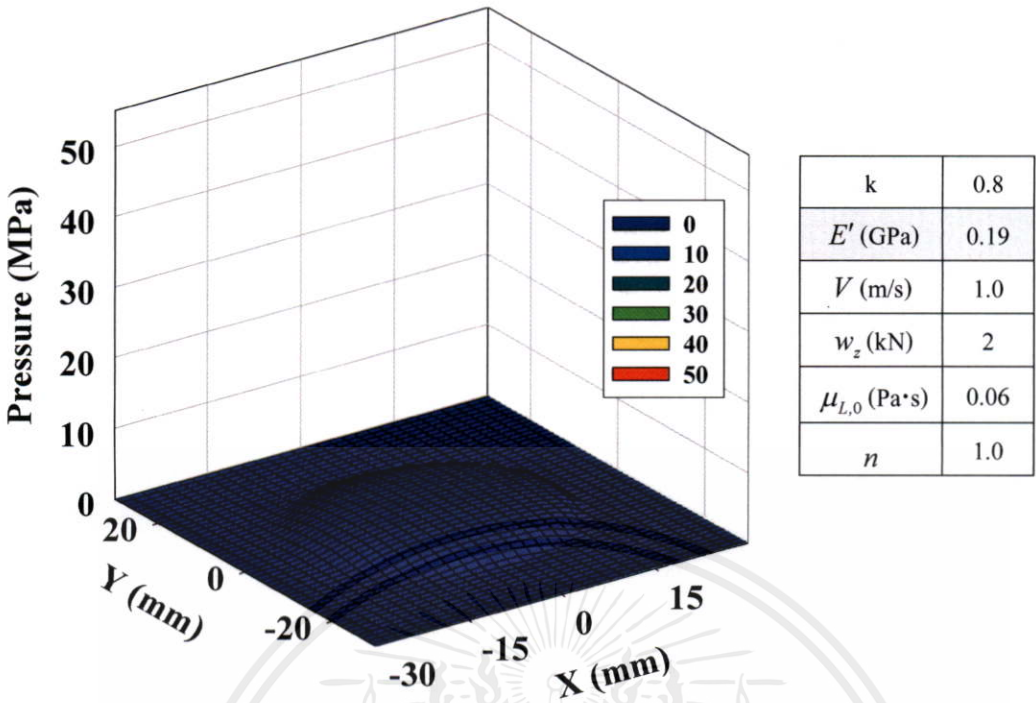


รูปที่ 5.37 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น

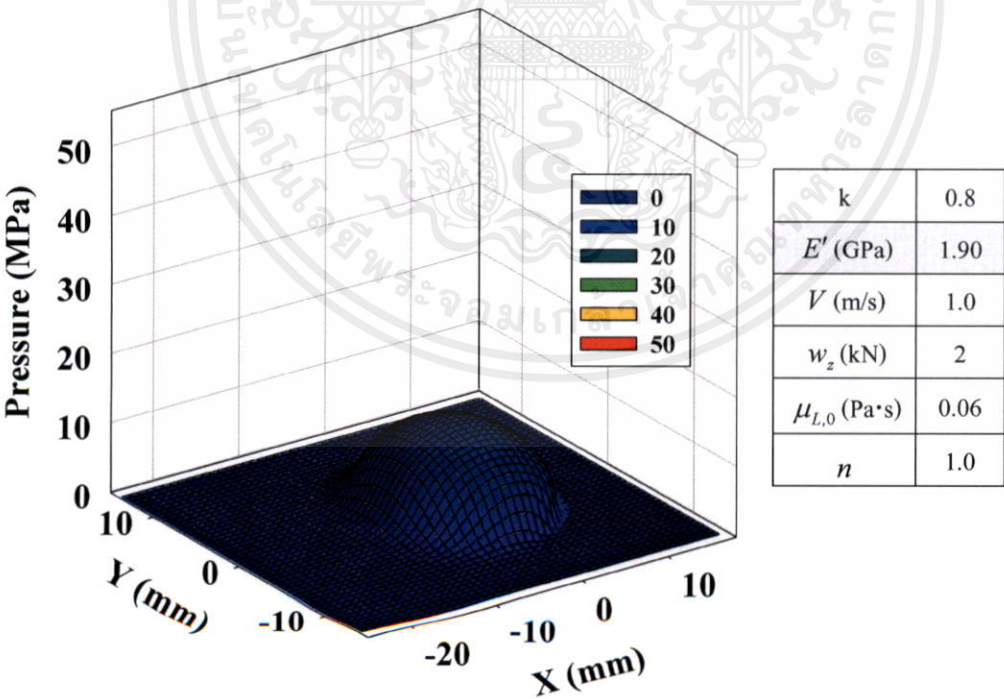


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

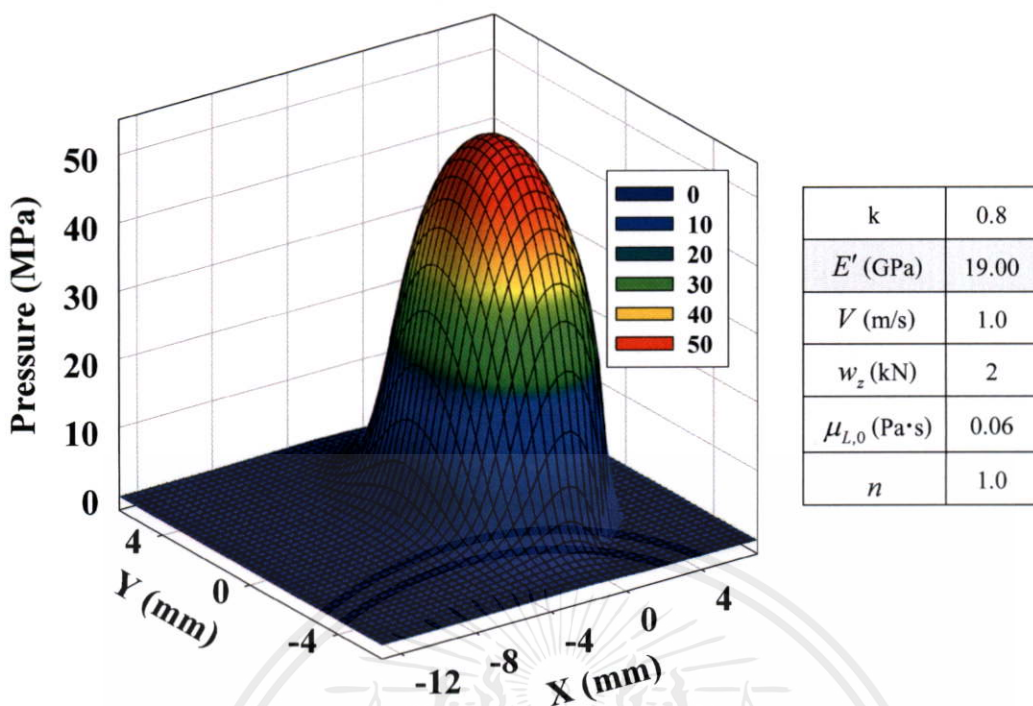
รูปที่ 5.38 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น



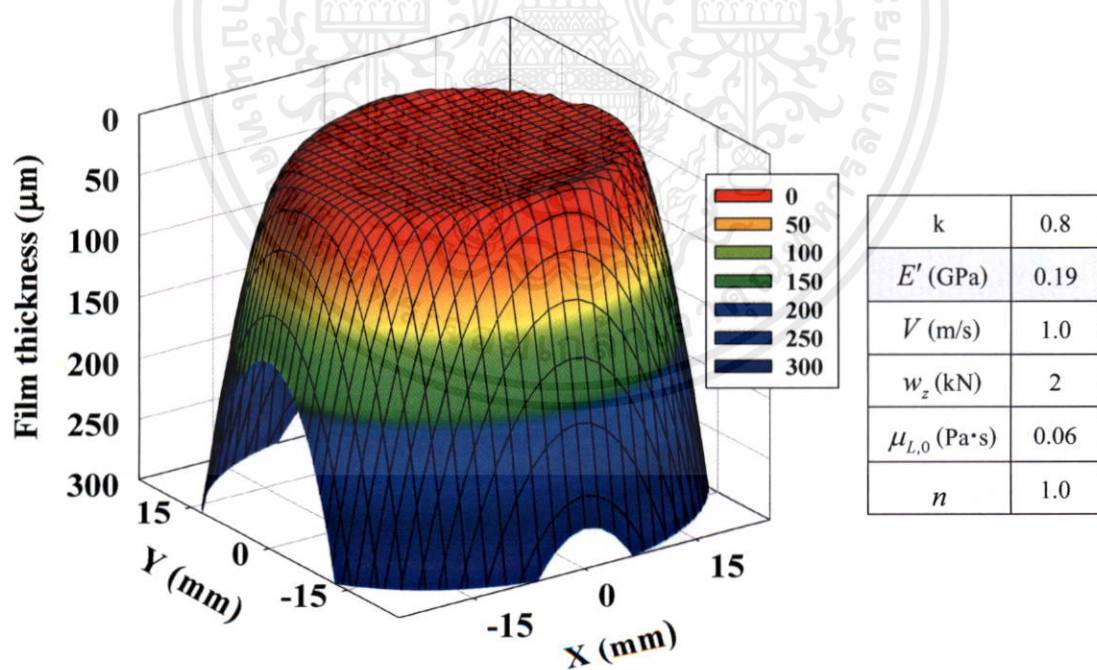
รูปที่ 5.39 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa



รูปที่ 5.40 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa

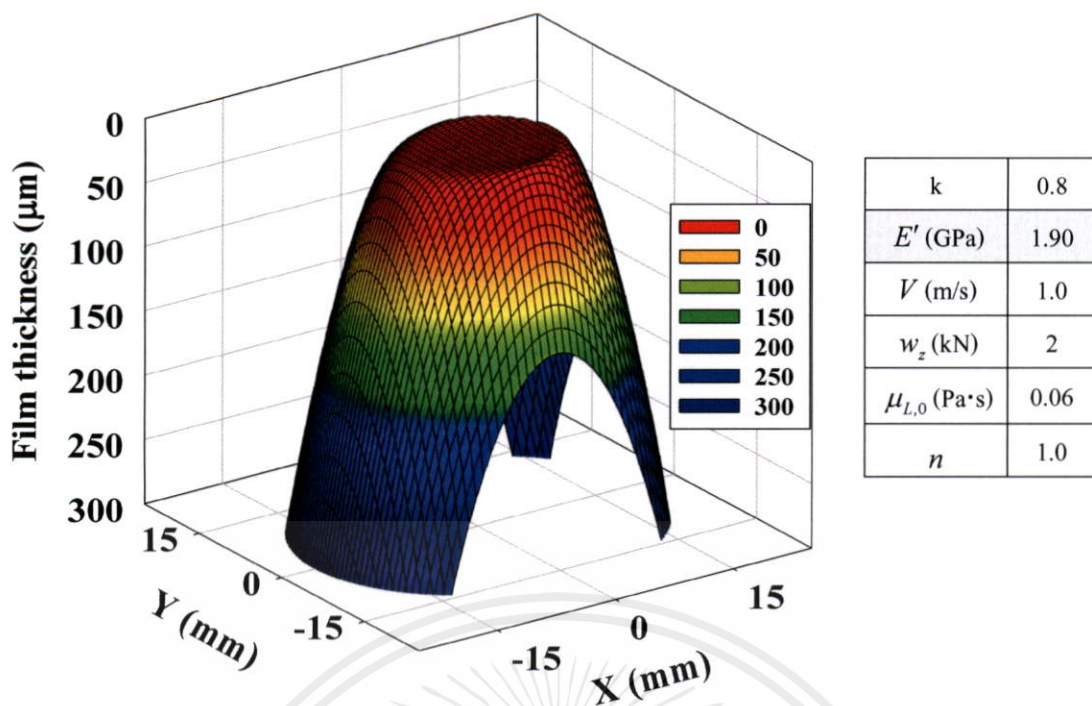


รูปที่ 5.41 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 19.00 GPa

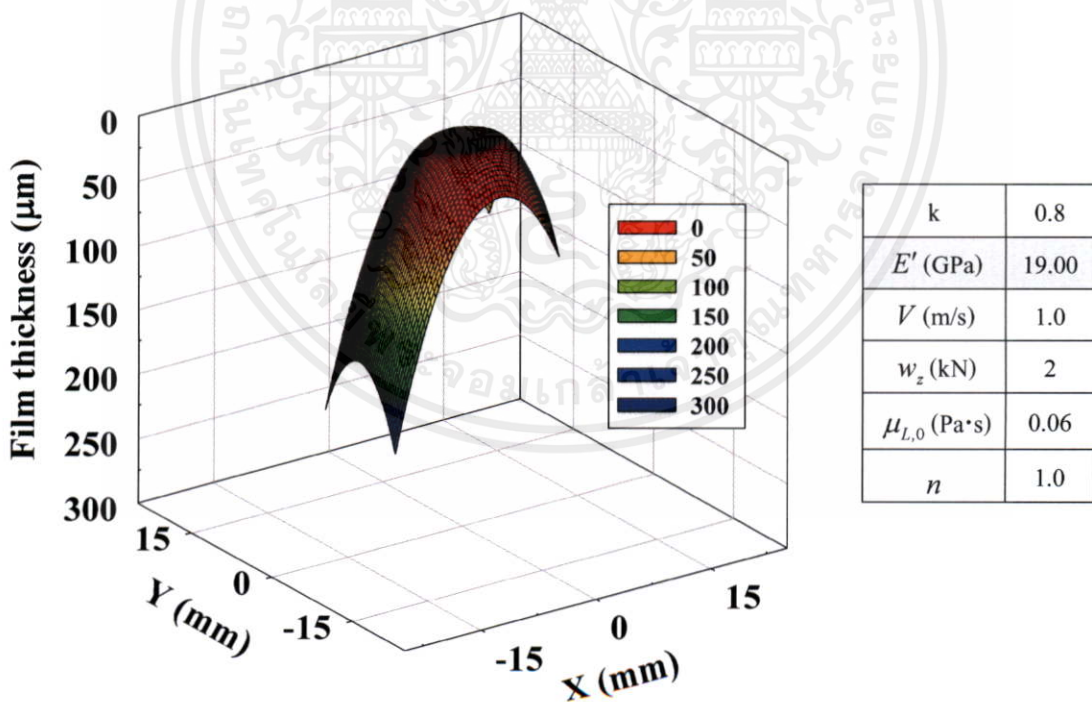


รูปที่ 5.42 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่า โมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa

ไม่ว่ากรณีใดๆ หากยังมีข้อสงสัยหรือข้อผิดพลาดใดๆ กรุณาแจ้งให้ทราบโดยด่วน

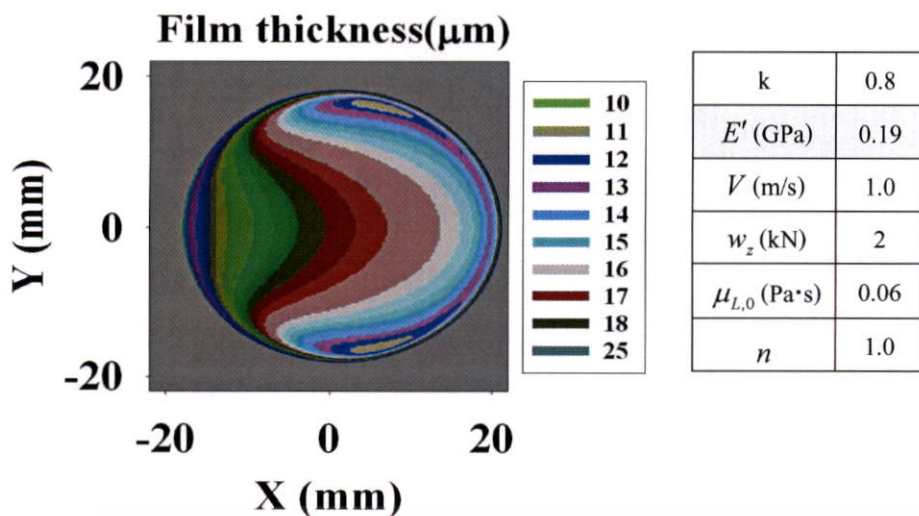


รูปที่ 5.43 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa

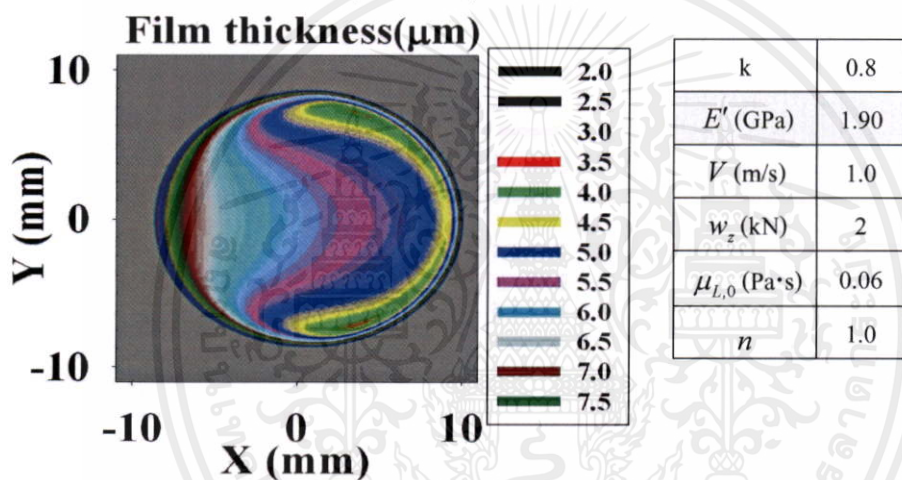


รูปที่ 5.44 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้เฉพาะของสมาชิกเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 19.00 GPa

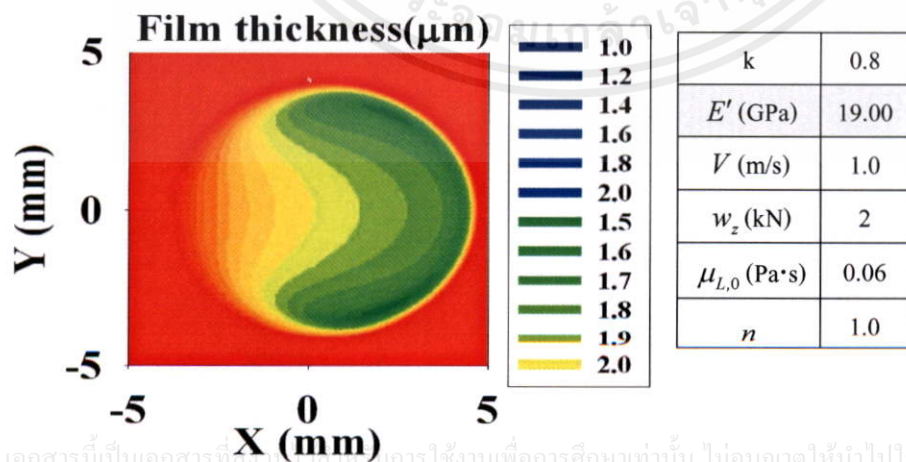
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.45 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa

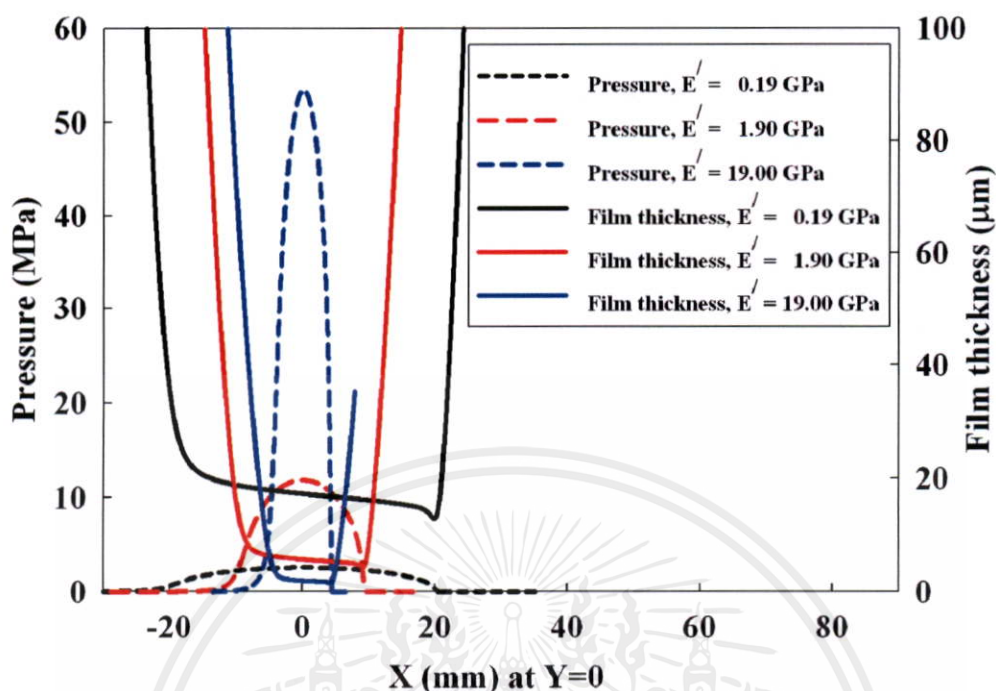


รูปที่ 5.46 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa

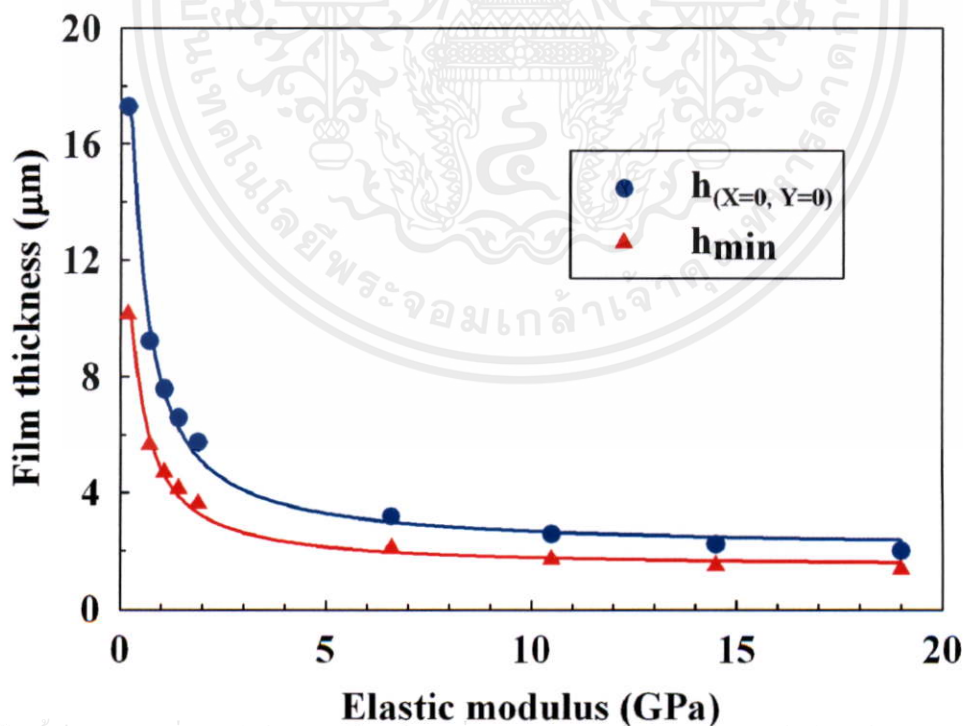


รูปที่ 5.47 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 19.00 GPa

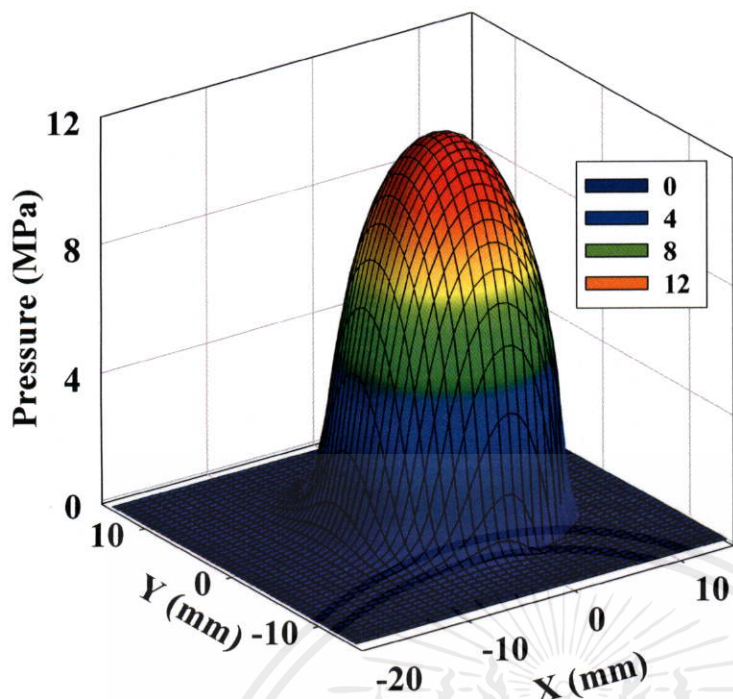
k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	0.19,1.90,19.00	1.0	2	0.06	1.0



รูปที่ 5.48 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ

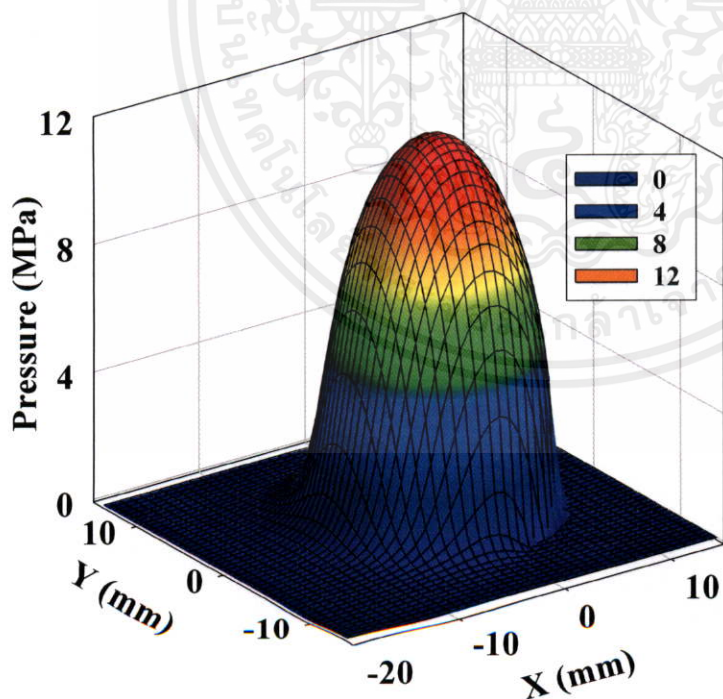


รูปที่ 5.49 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	0.5
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.0

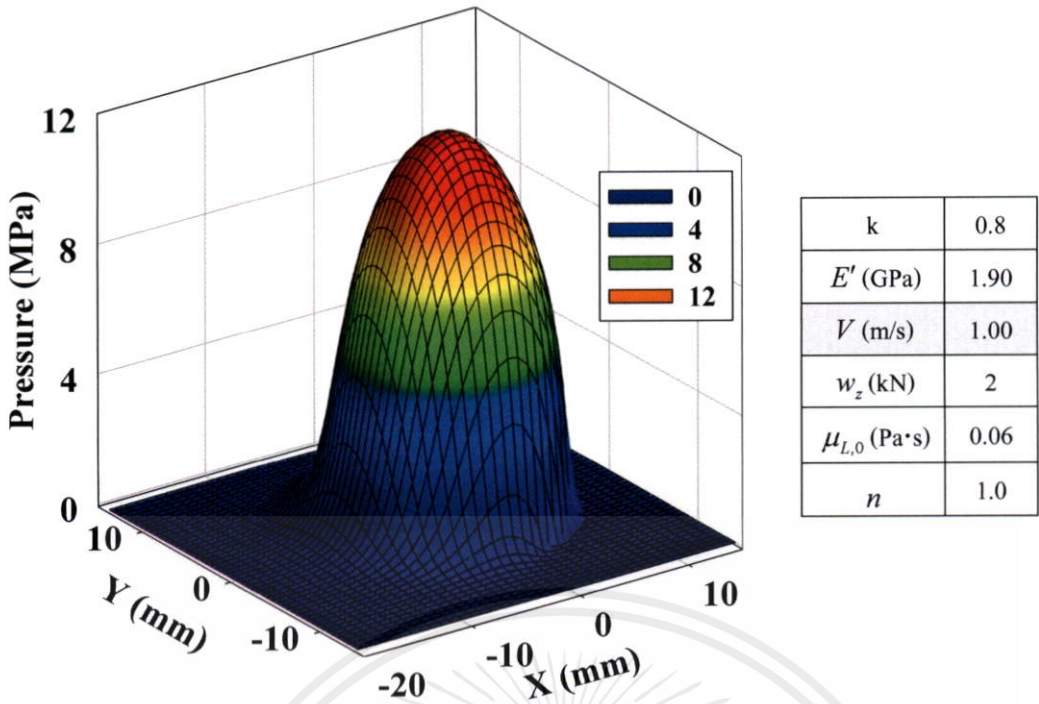
รูปที่ 5.50 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s



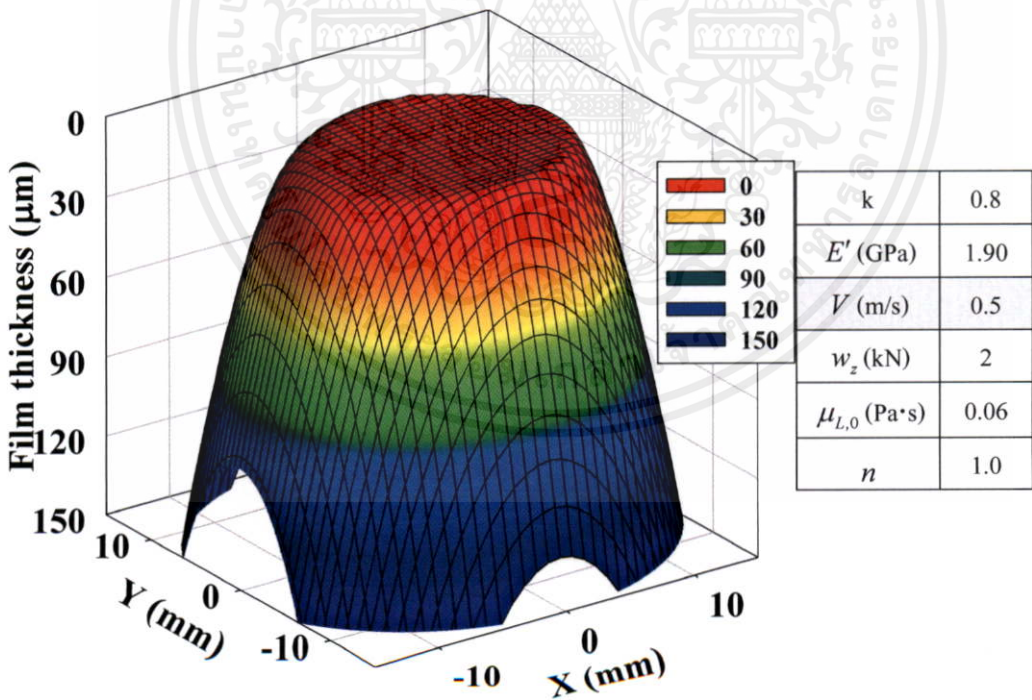
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	0.75
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.0

รูปที่ 5.51 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ใช้ในเชิงพาณิชย์โดยไม่ได้รับอนุญาต
 วิศวกรรมโยธาฯ ภาควิชาวิศวกรรมโยธา คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

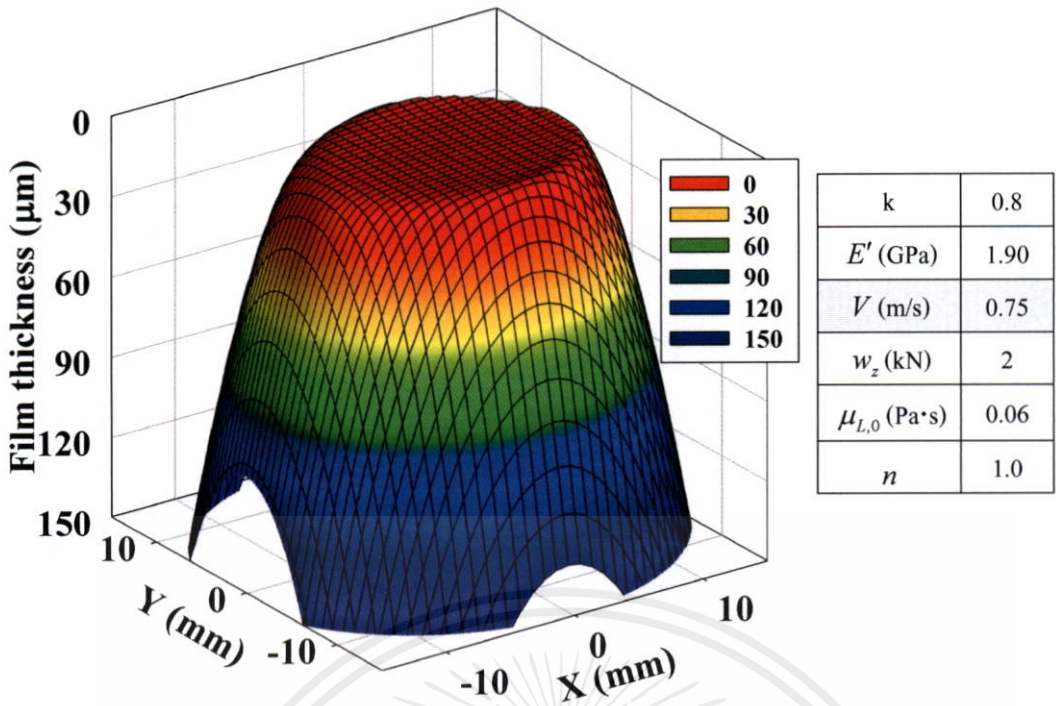


รูปที่ 5.52 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s

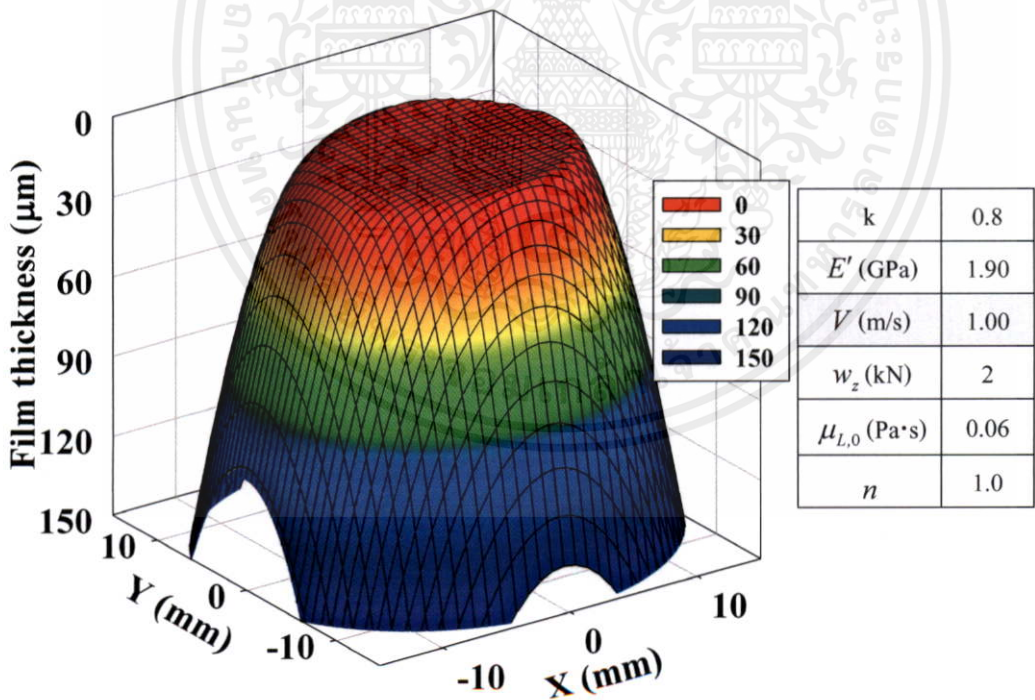


รูปที่ 5.53 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s

ไม่ว่ากรณีใดๆ ห้ามนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

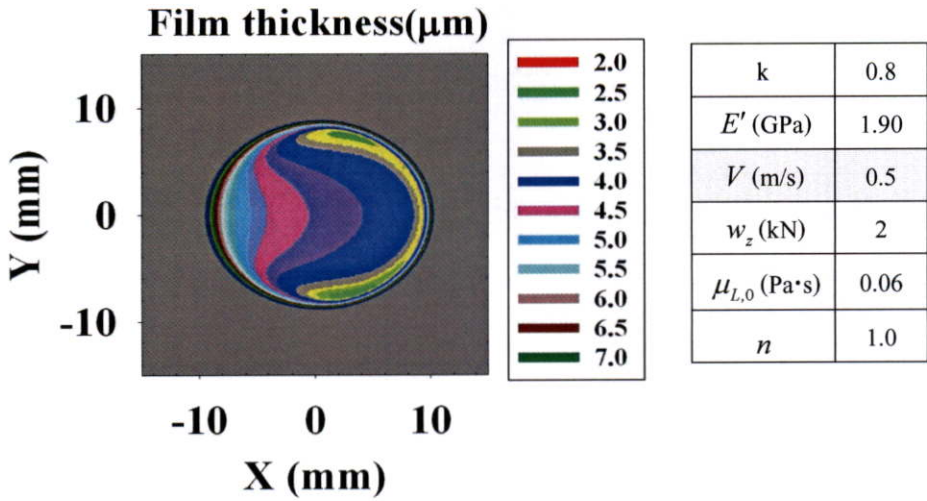


รูปที่ 5.54 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s

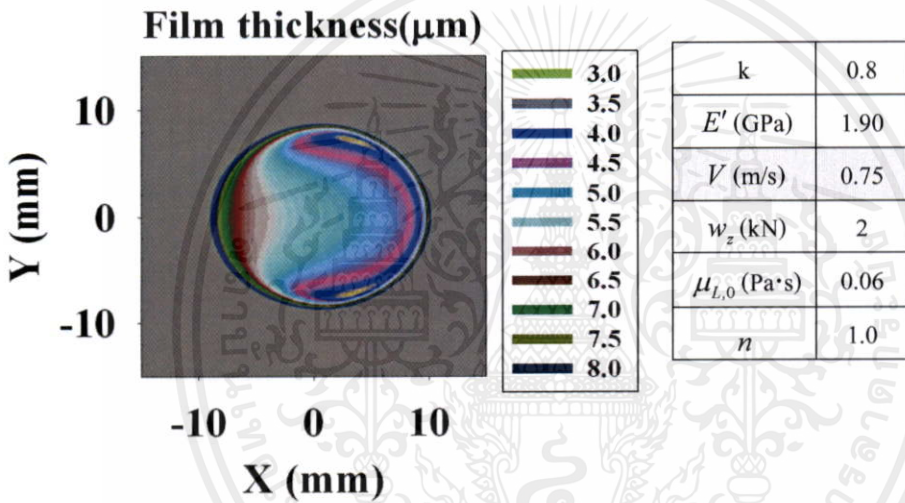


รูปที่ 5.55 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับงานวิชาการเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s

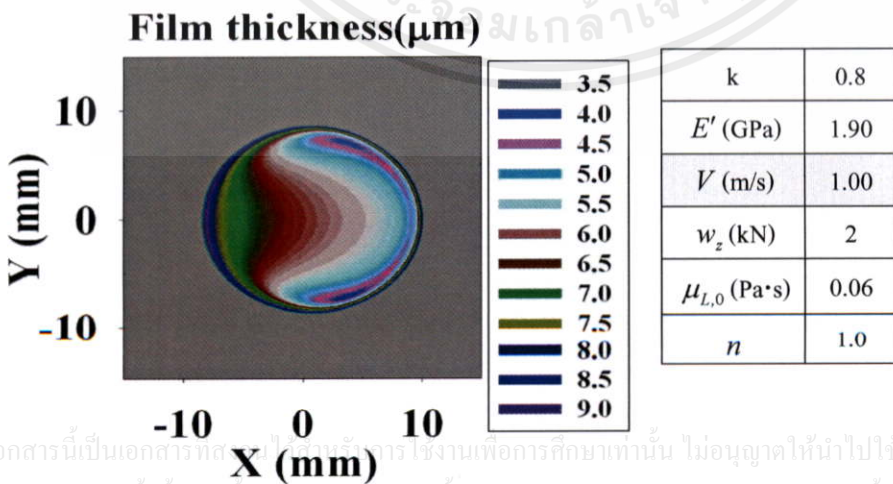
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.56 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s

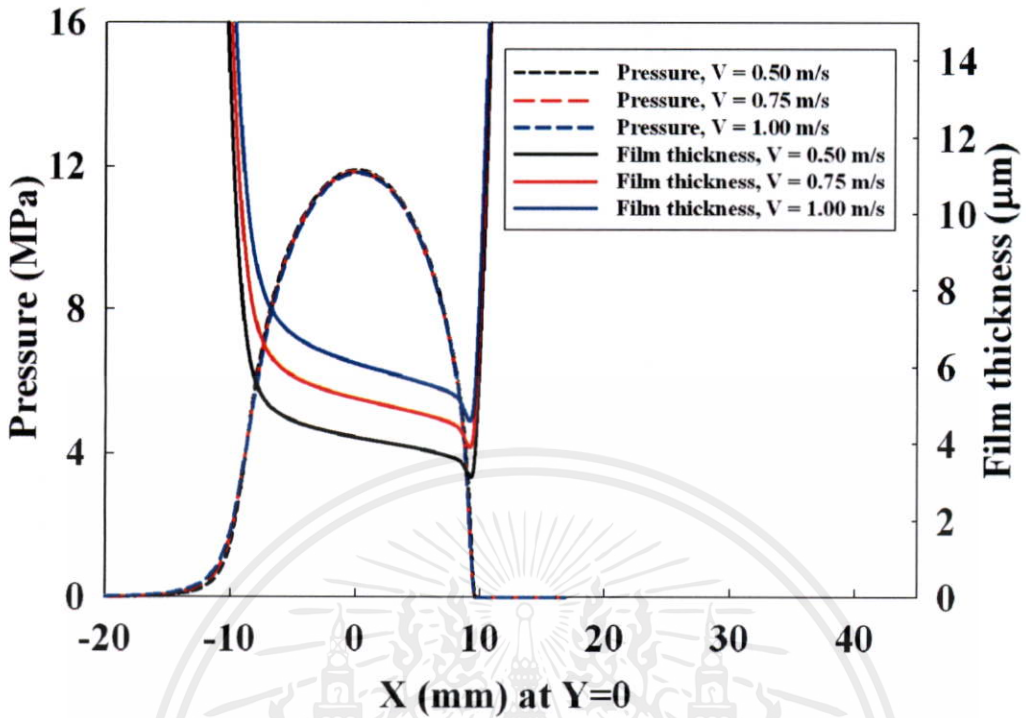


รูปที่ 5.57 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s

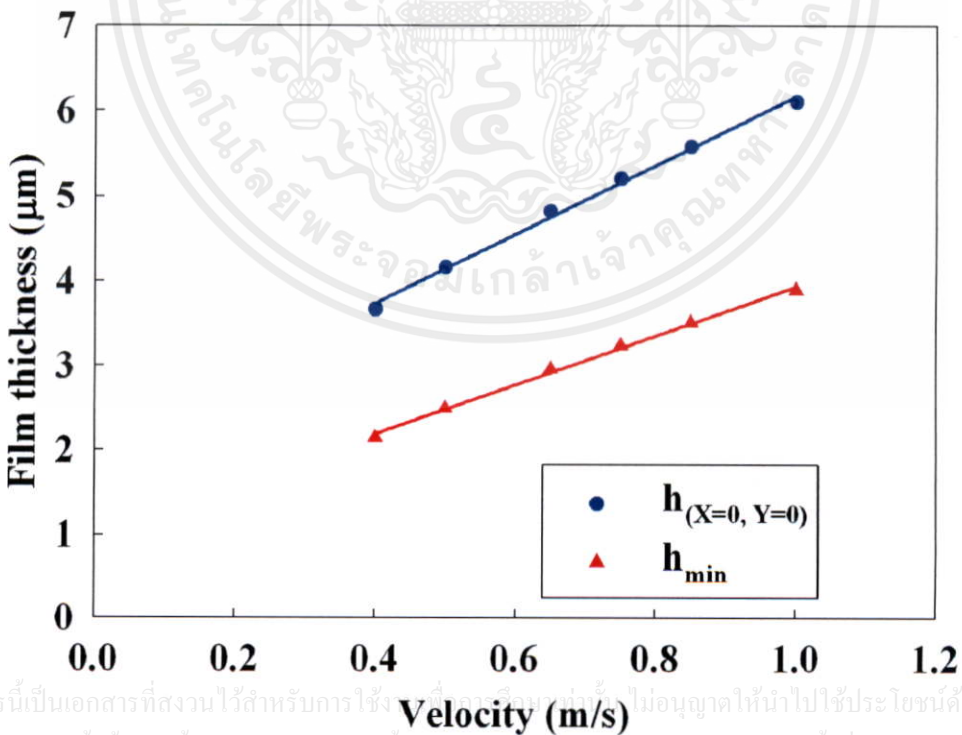


รูปที่ 5.58 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	1.90	0.50,0.75,1.0	2	0.06	1.0

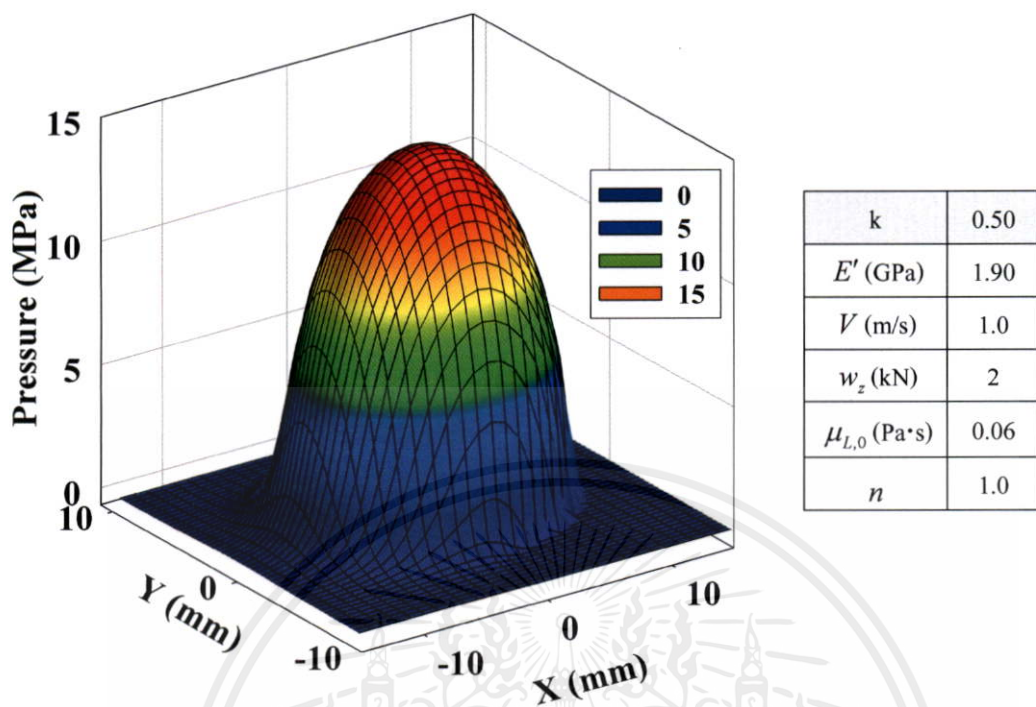


รูปที่ 5.59 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว

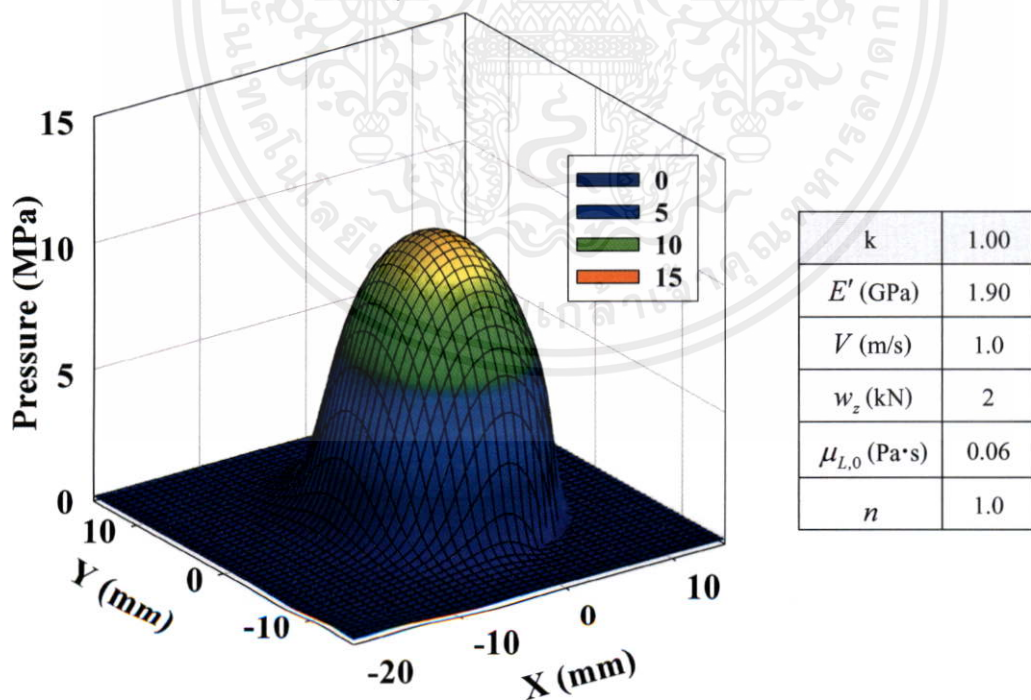


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ที่อนุญาตเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.60 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว

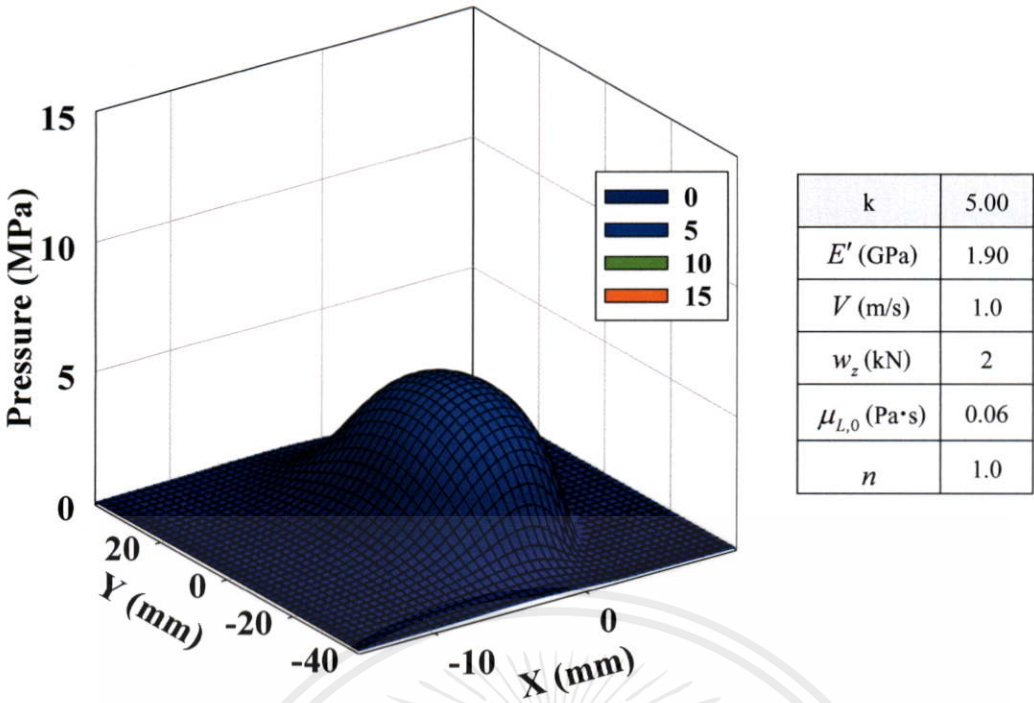


รูปที่ 5.61 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 0.50

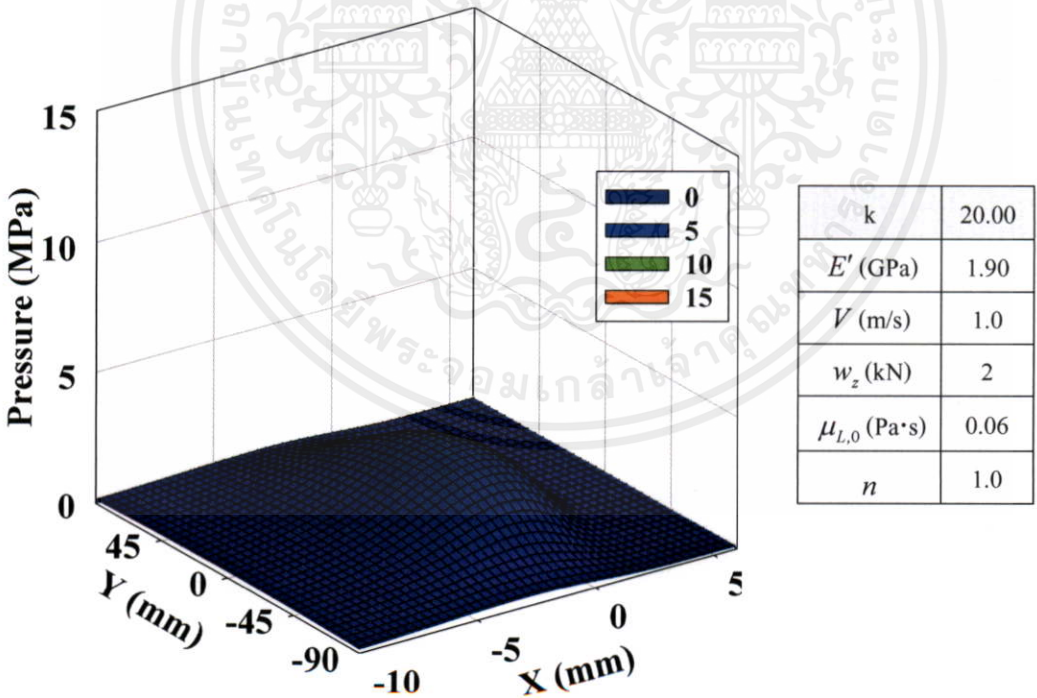


รูปที่ 5.62 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 1.00

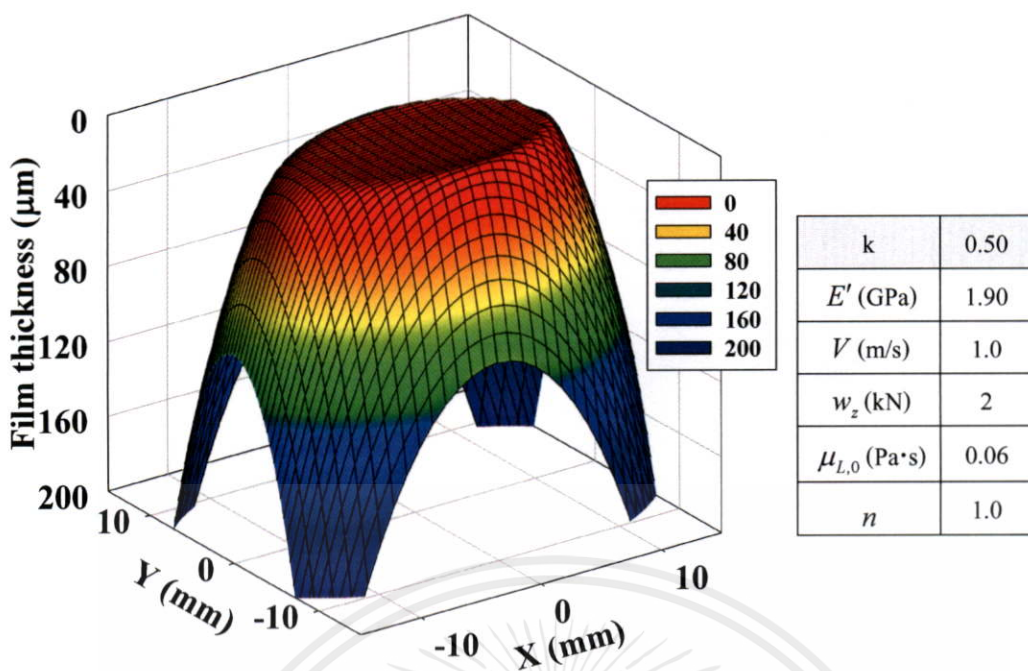
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า



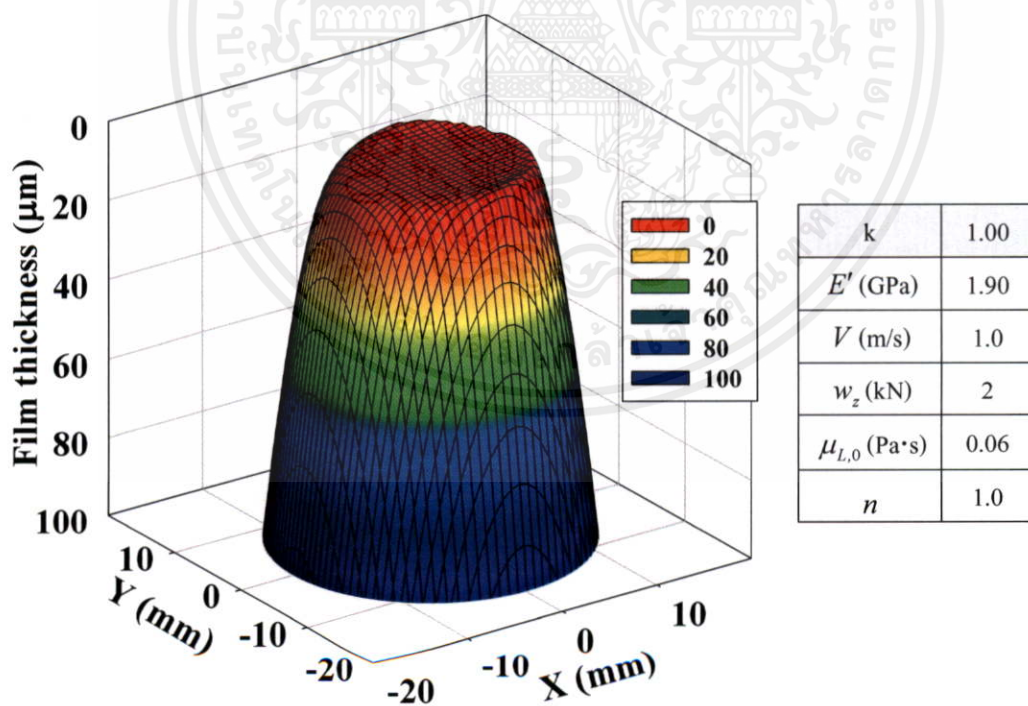
รูปที่ 5.63 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 5.00



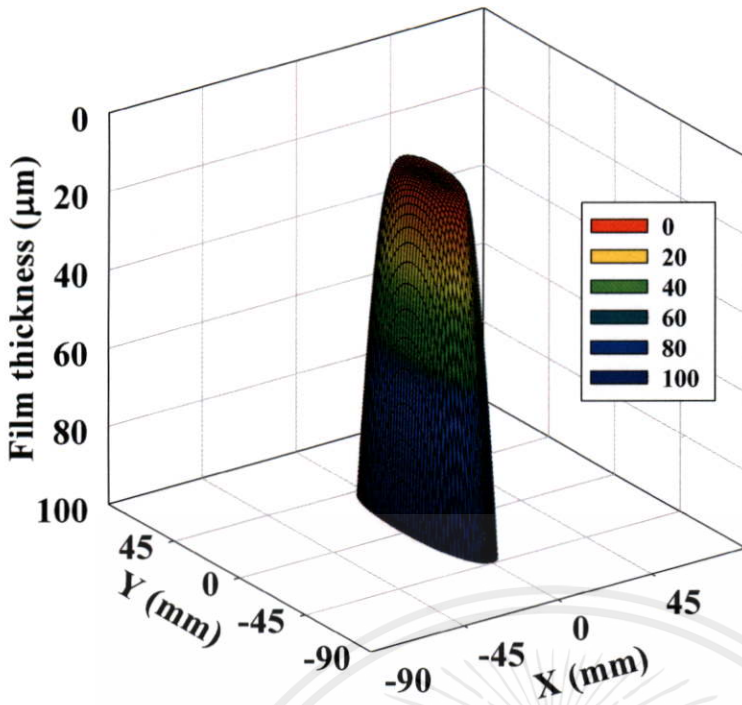
รูปที่ 5.64 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการสื่อสารเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.65 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 0.50

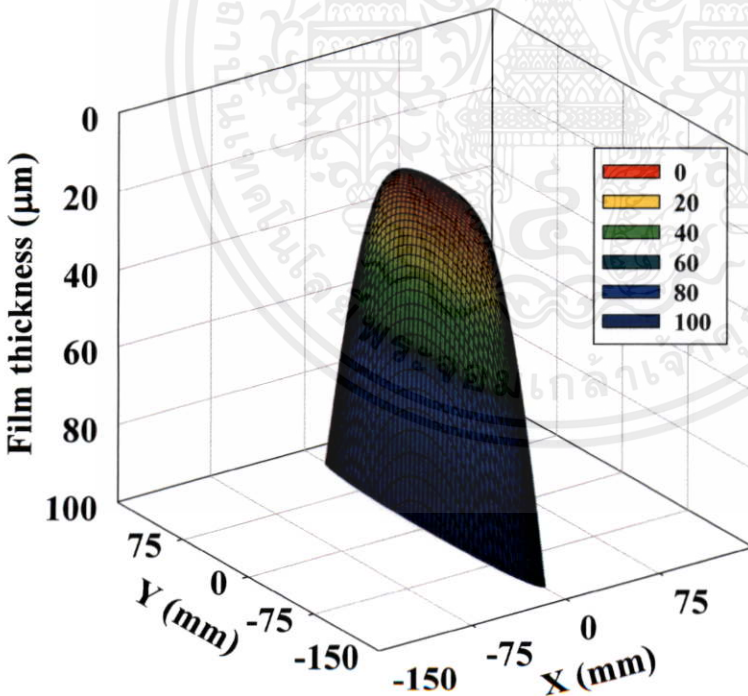


รูปที่ 5.66 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 1.00



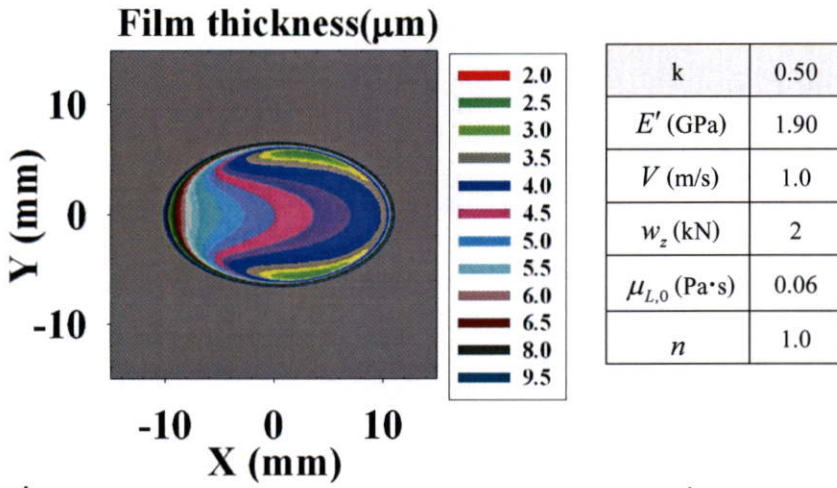
k	5.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.0

รูปที่ 5.67 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 5.00

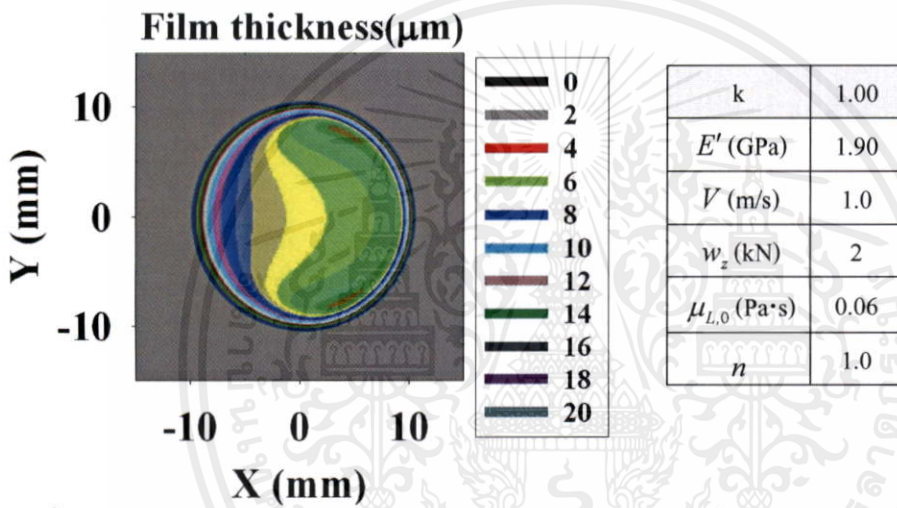


k	20.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.0

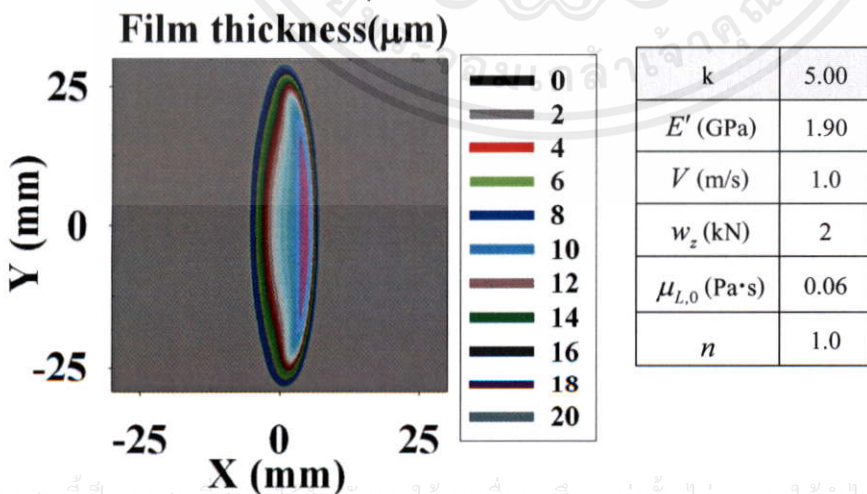
รูปที่ 5.68 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ไม่ว้ากรณีใดๆ ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 20.00 เอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.69 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 0.50

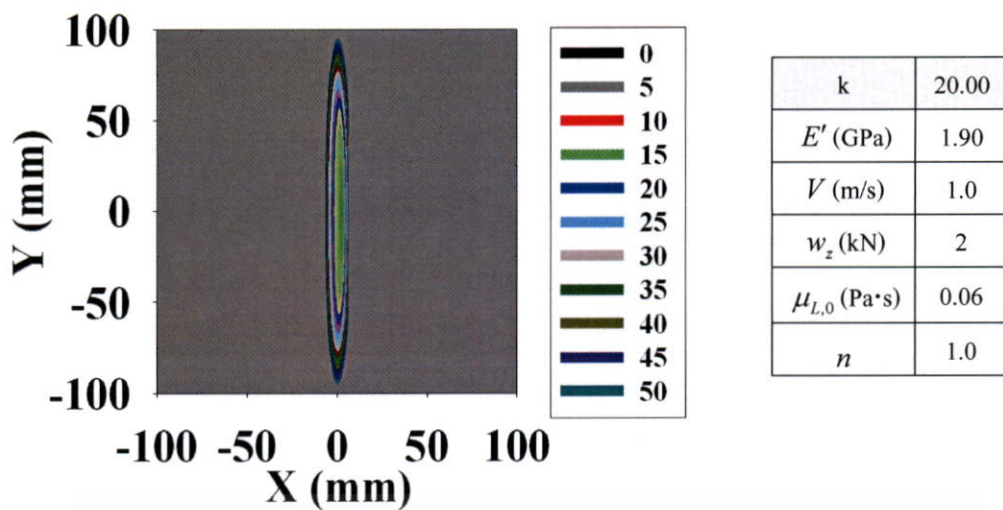


รูปที่ 5.70 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 1.00



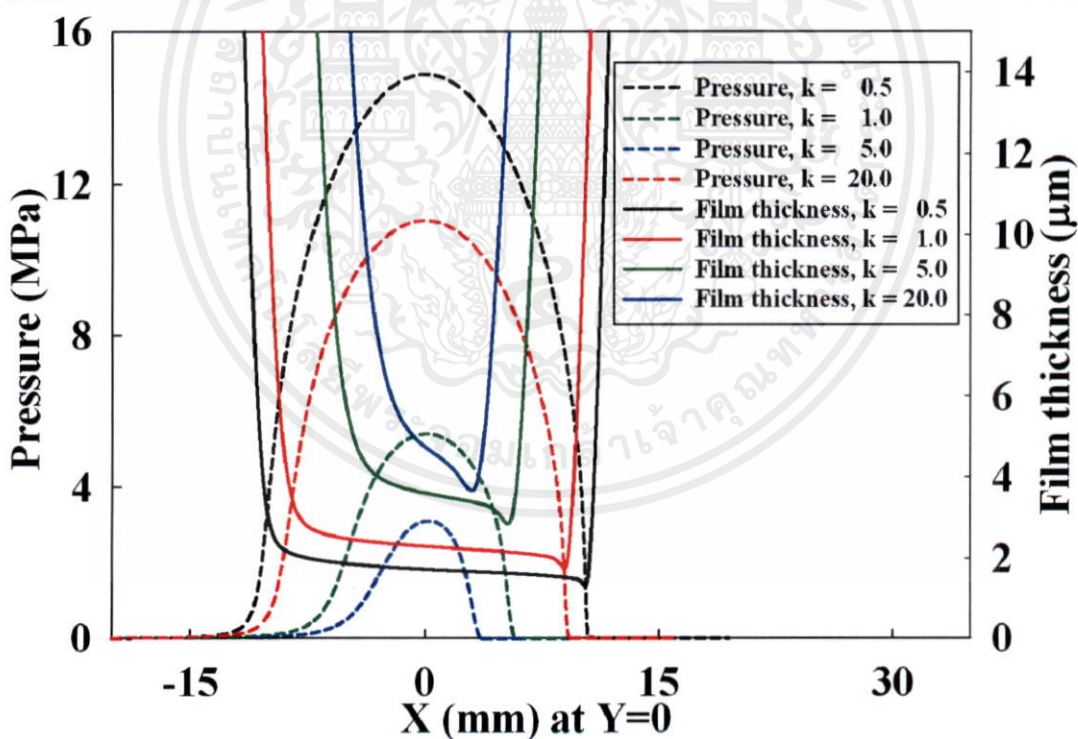
รูปที่ 5.71 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 5.00

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านธุรกิจ การพาณิชย์ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอก/ลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



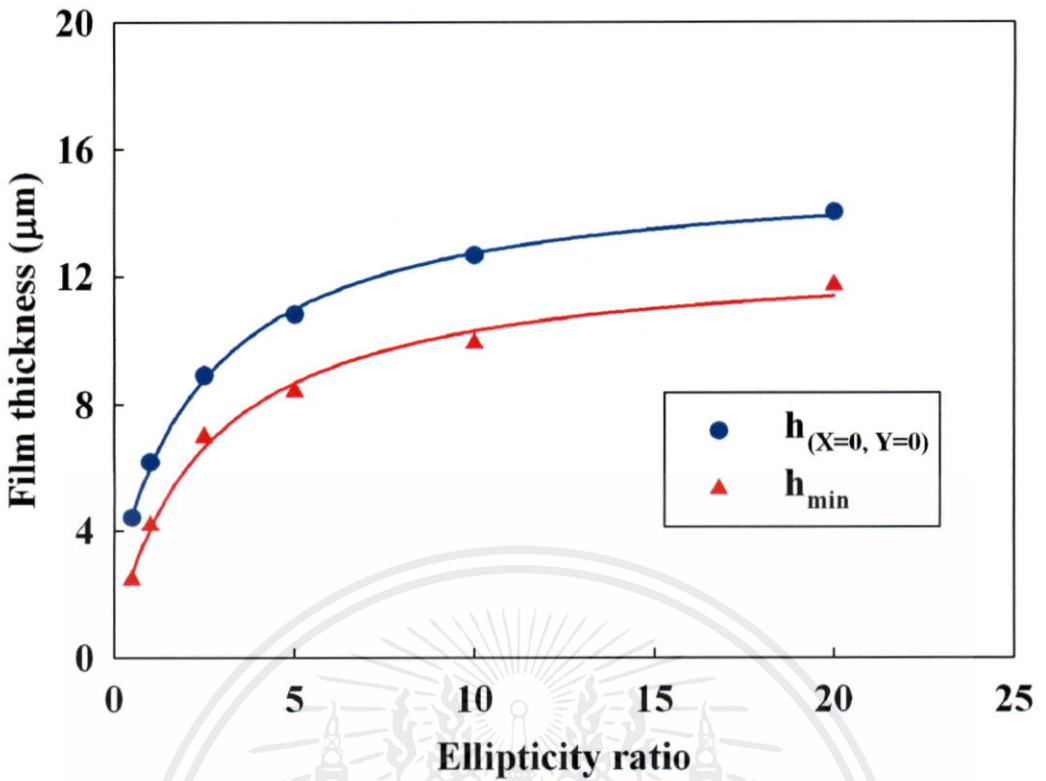
รูปที่ 5.72 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 20.00

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.5,1.0,5.0,20.0	1.90	1.0	2	0.06	1.0



รูปที่ 5.73 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความรี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.74 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่า สัดส่วนความรี

5.1.2.2 สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน (non-Newtonian fluid)

การหล่อลื่นทั่วไปสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนเป็นส่วนมากหรือในบางครั้งสารหล่อลื่นที่ชนิดนิวโตเนียนเมื่อใช้งานไปเรื่อย ๆ อาจจะมีพฤติกรรมเป็นแบบนอนนิวโตเนียนได้ ดังนั้นการศึกษาพฤติกรรมของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียนจึงสำคัญอย่างยิ่ง การหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนจะมีความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำ และมีค่าความดันสารหล่อลื่นสูง จากรูปที่ 5.75 ถึง 5.85 แสดงผลของการเปลี่ยนภาระที่กระทำจาก 1 kN เป็น 2 kN และ 3 kN ตามลำดับ ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจะเกิดใกล้บริเวณทางออกทั้งแกน X และ Y และพื้นที่สัมผัสจะกว้างขึ้นตามภาระที่ได้รับ ที่ภาระที่กระทำเดียวกันสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนจะมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นสูงกว่าสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน

เมื่อชนิดสารหล่อลื่นเปลี่ยนไปค่าความหนาฟิล์มที่เกิดขึ้นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความหนืดของสารหล่อลื่นที่เพิ่มขึ้น พื้นที่การสัมผัสจะมีค่าเท่ากันแม้ว่าค่าความหนืดและสารหล่อลื่นเป็นชนิดนิวโตเนียนหรือนอนนิวโตเนียนก็ตามดังรูป 5.86 ถึง 5.96

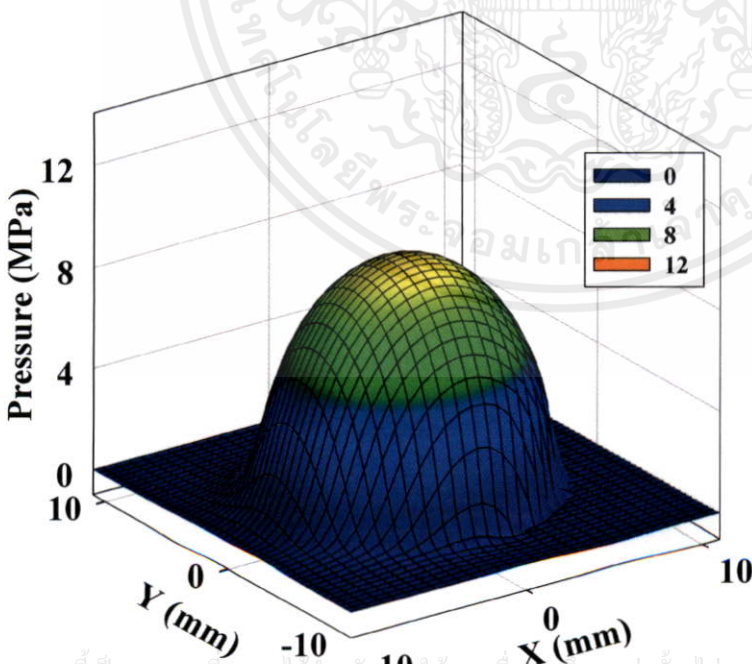
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัสดุที่อ่อนจะมีการเสียรูปมากกว่าวัสดุแข็งทำให้ค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางพื้นที่สัมผัสและค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดหนามากขึ้น ค่าฟิล์มต่ำสุดเกิดใกล้บริเวณทางออกแกน Y เพราะค่าความดันฟิล์มบริเวณลดลงทันทีทันใดทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดจึงเกิดขึ้นบริเวณนี้ พื้นที่สัมผัสจะกว้างขึ้นเมื่อวัสดุมีค่าโมดูลัสน้อย ดังรูปที่ 5.97 ถึง 5.107

รูปที่ 5.108 ถึง 5.118 แสดงผลของค่าความเร็วต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น ค่าความเร็วมีผลต่อค่า shear strain rate มากทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่ามากขึ้นเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น แต่จะไม่ส่งผลกับค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมากนัก และพื้นที่สัมผัสมีค่าเท่ากัน

อีกปัจจัยหนึ่งที่มีผลต่อการหล่อลื่นคือค่า สัดส่วนความริของผิวสัมผัส ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่า สัดส่วนความริที่เพิ่มขึ้นดังรูปที่ 5.119 ถึง 5.132 และยิ่งค่า สัดส่วนความริเพิ่มขึ้นการหล่อลื่นแบบจุดจะมีพฤติกรรมเหมือนกับการหล่อลื่นแบบเชิงเส้น

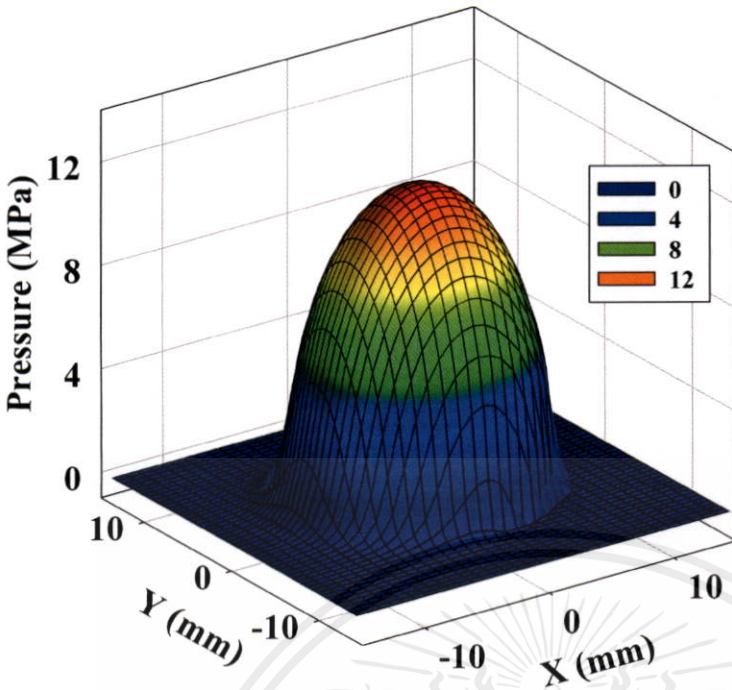
จากการศึกษาพบว่ามีหลายปัจจัยที่มีผลต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นเช่น ชนิดของการสัมผัสไม่ว่าจะเป็นแบบเชิงเส้นหรือแบบจุด ภาวะที่กระทำ ความเร็ว ชนิดของวัสดุ ค่าสัดส่วนความริ ชนิดของสารหล่อลื่นทั้งแบบนิวโตเนียนและนอนิวโตเนียน เป็นต้น กล่าวคือเมื่อภาวะที่กระทำเพิ่มขึ้นทำให้พื้นที่การสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยลงแต่ค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้น วัสดุที่ย่อพื้นที่การสัมผัสจะเพิ่มขึ้น เมื่อค่าความหนืดของสารหล่อลื่นและความเร็วของผิวสัมผัสมีค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นโดยพื้นที่การสัมผัสจะไม่เปลี่ยนแปลง



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	1
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

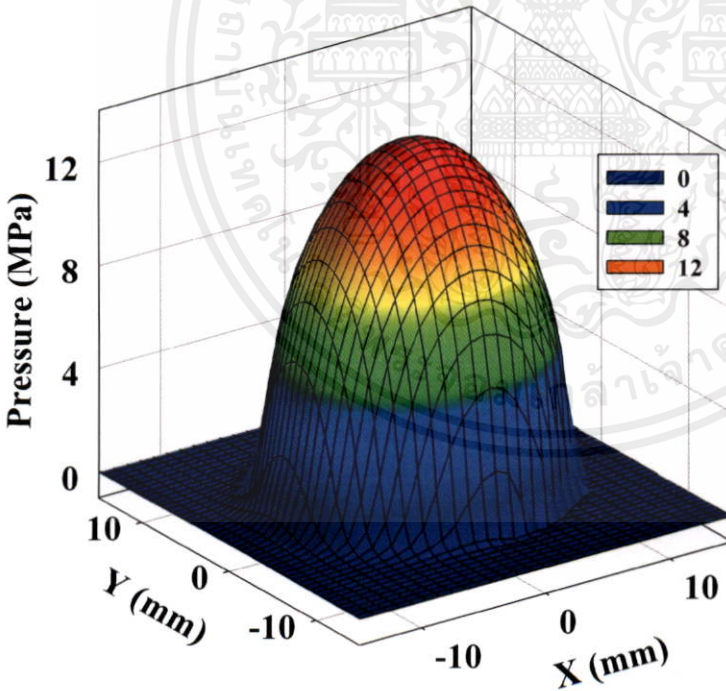
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า รูปที่ 5.75 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนิวโตเนียน

ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาวะกระทำเท่ากับ 1 kN



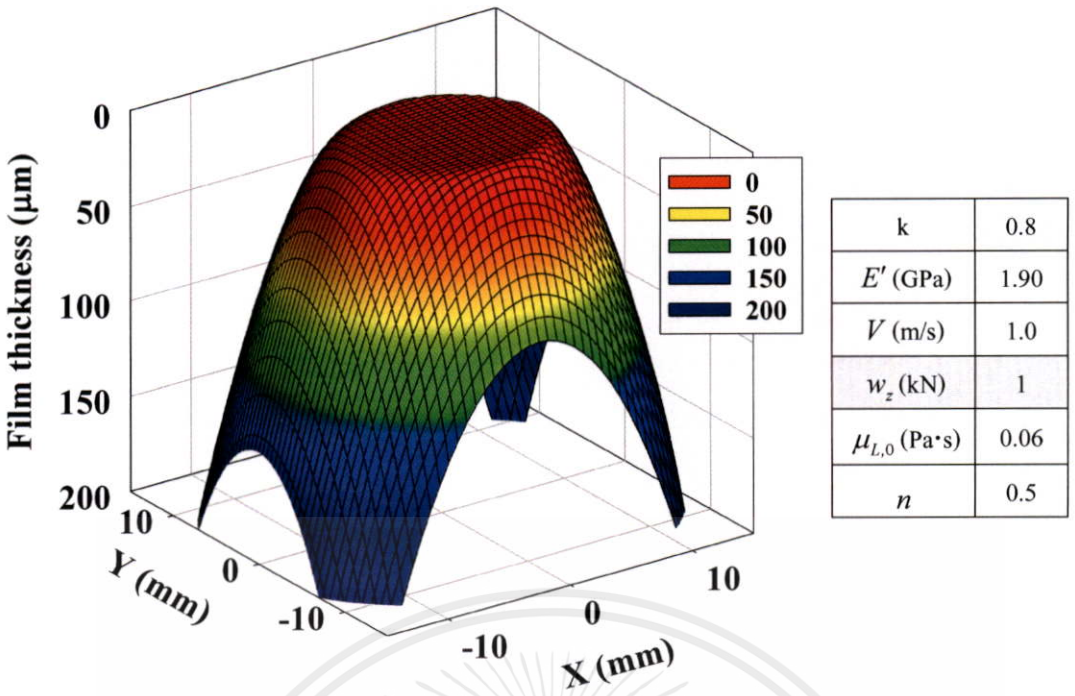
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.76 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN

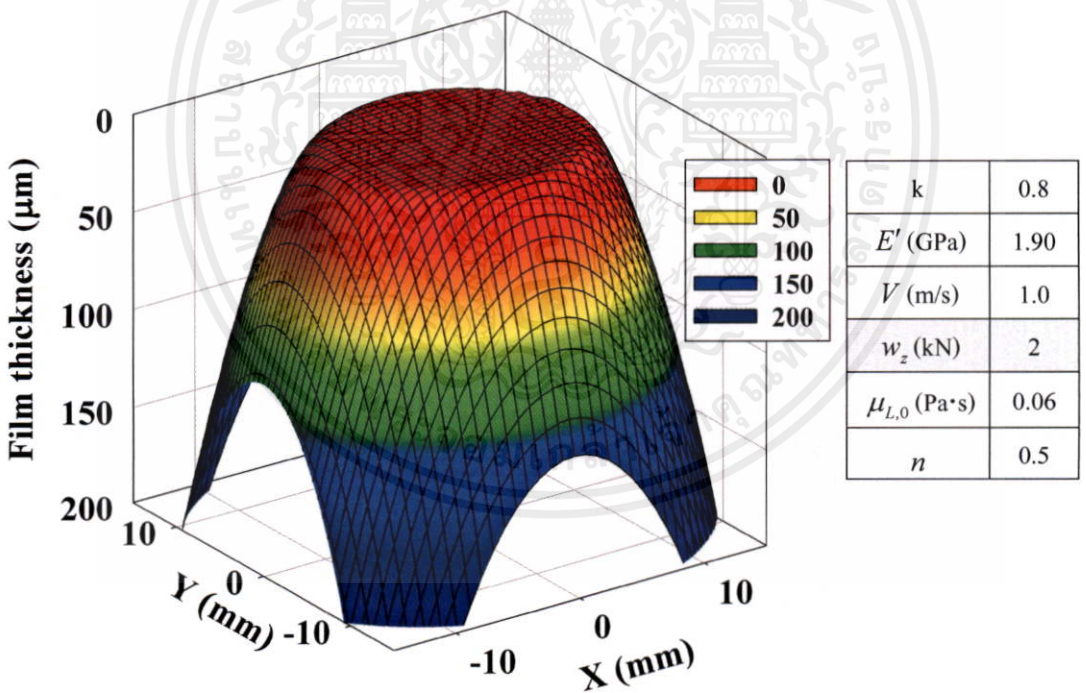


k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	3
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.77 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ปรึกษาภายใต้การสัมพัทธ์แบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

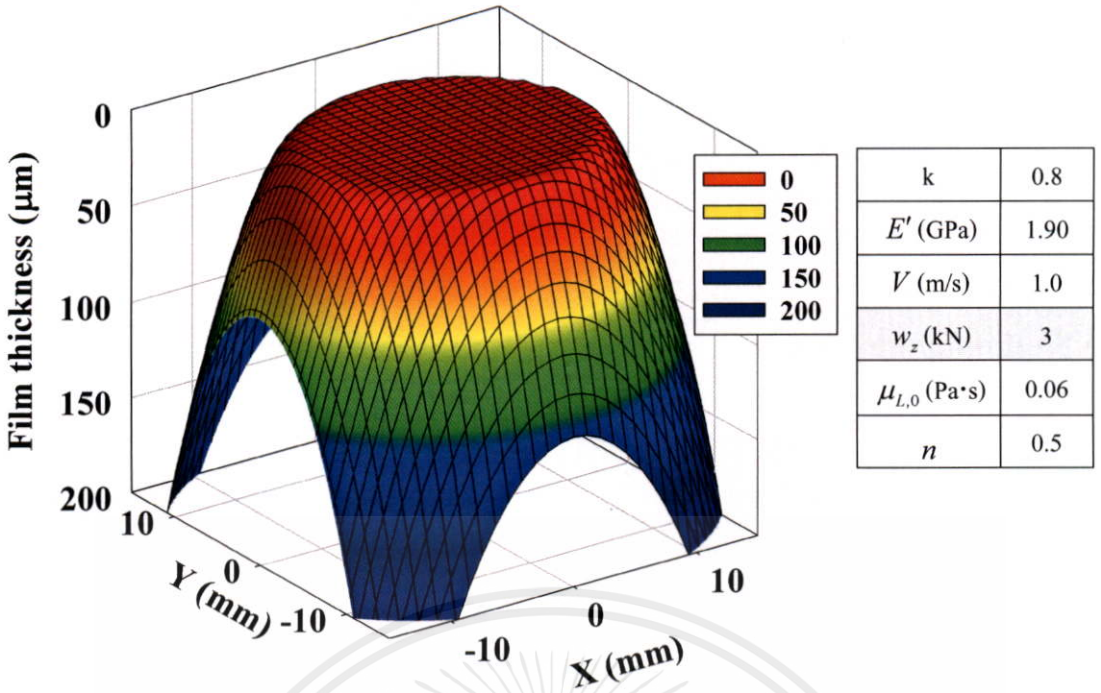


รูปที่ 5.78 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 1 kN

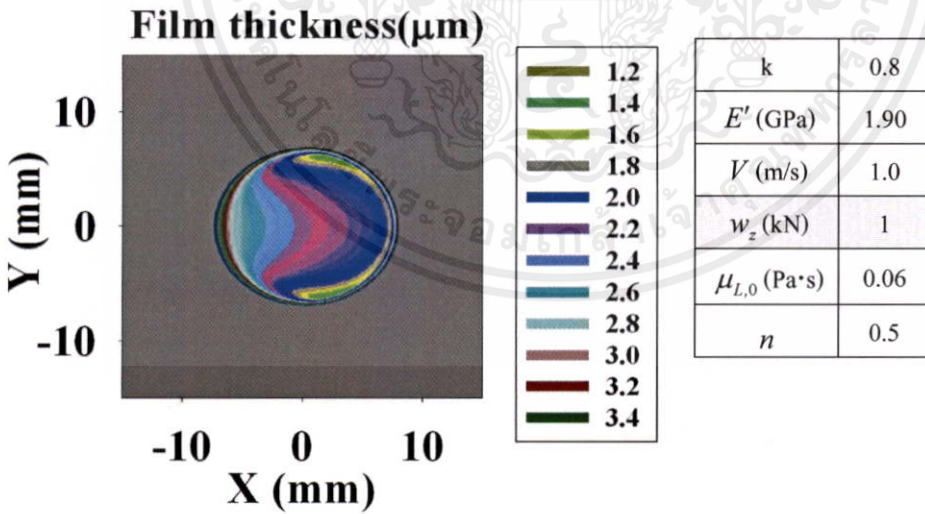


รูปที่ 5.79 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN

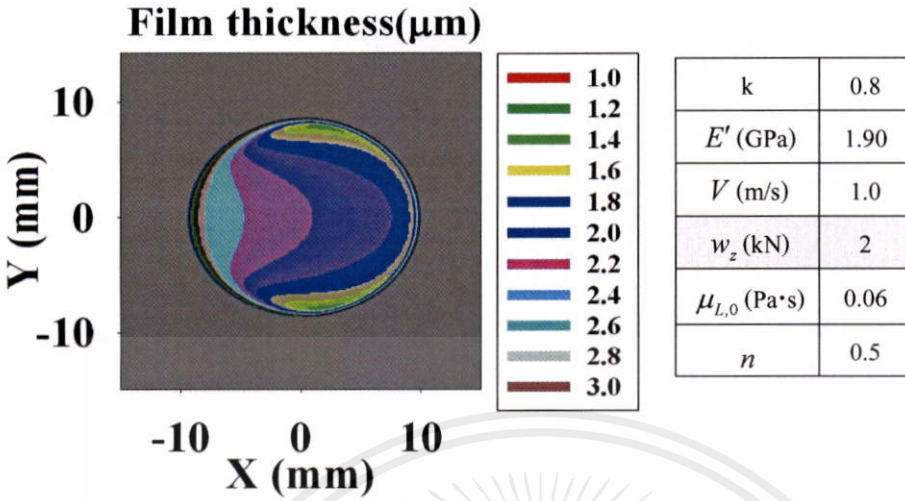
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



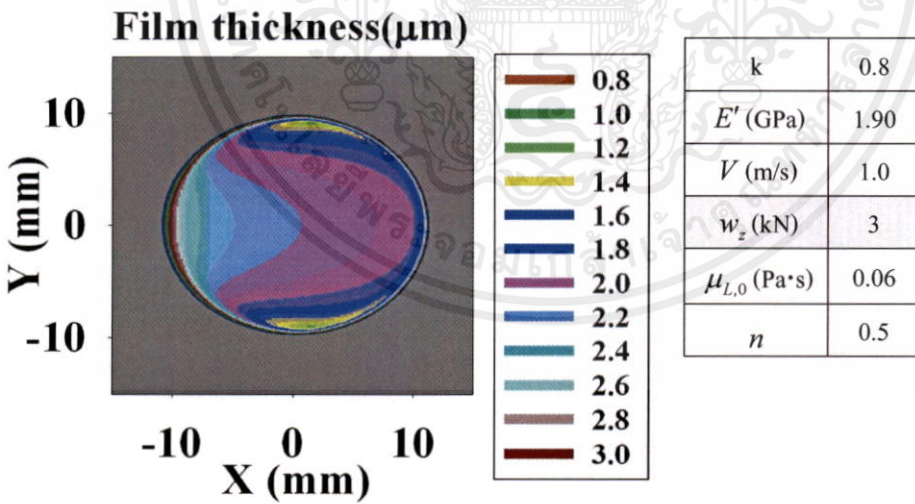
รูปที่ 5.80 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ภาระกระทำเท่ากับ 3 kN



รูปที่ 5.81 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นเอกสารนี้เป็นตัวอย่างของฟิล์มสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนที่ภาระกระทำ 1 kN ปรากฏให้เห็นว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



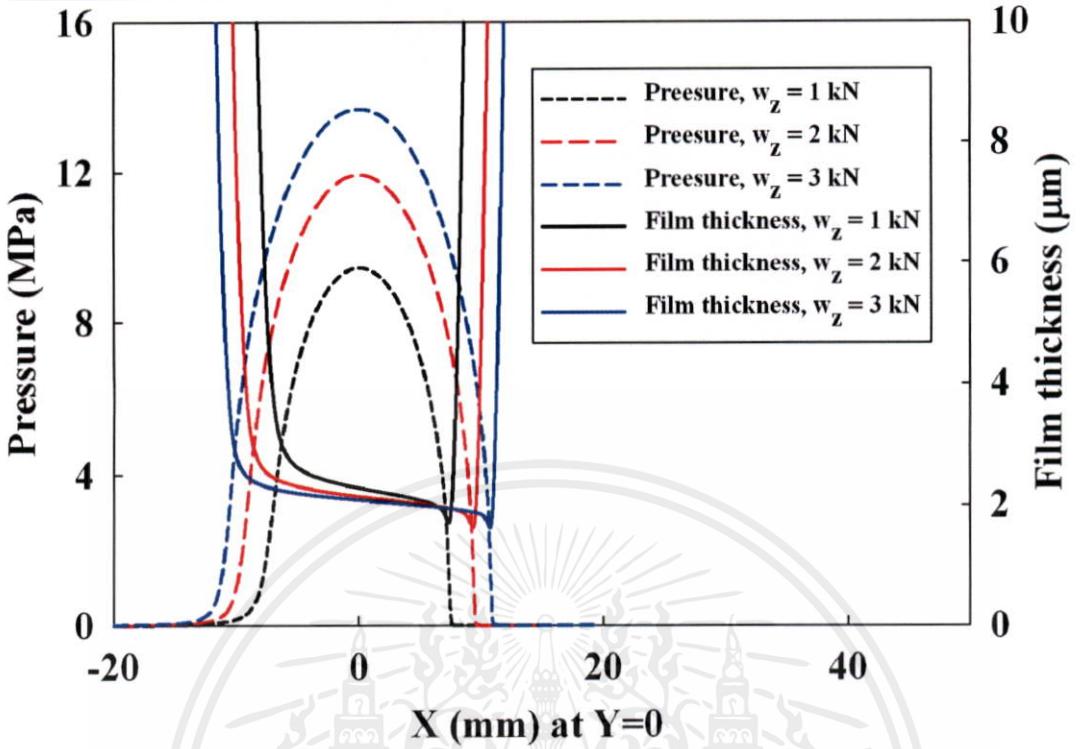
รูปที่ 5.82 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่น ภายใต้การสัมผัสแบบจุดแบบนอนนิวโตเนียนที่ภาระกระทำ 2 kN



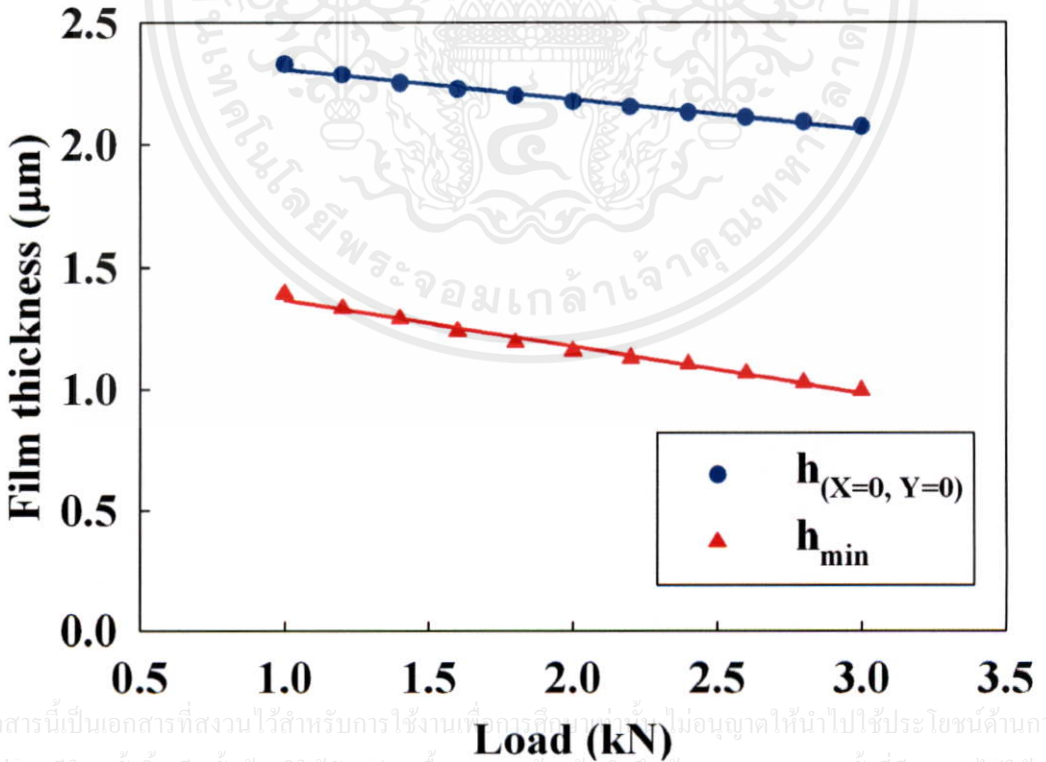
รูปที่ 5.83 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่น ภายใต้การสัมผัสแบบจุดแบบนอนนิวโตเนียนที่ภาระกระทำ 3 kN

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

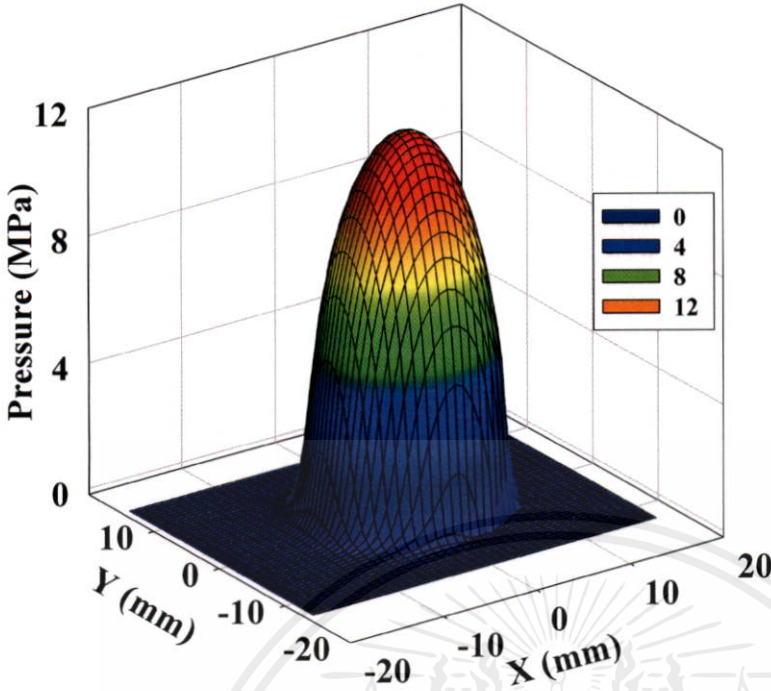
k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	1.90	1.0	1,2,3	0.06	1.0



รูปที่ 5.84 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ

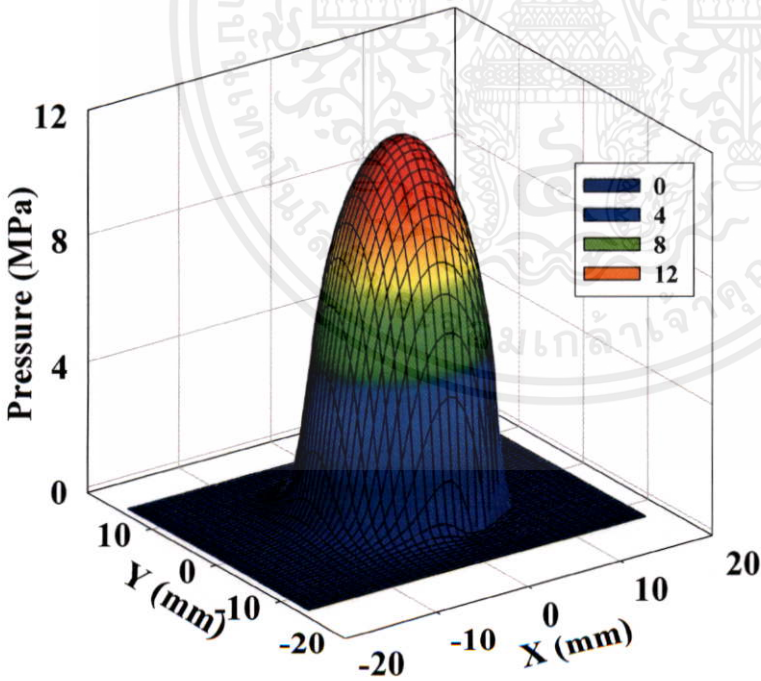


รูปที่ 5.85 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ



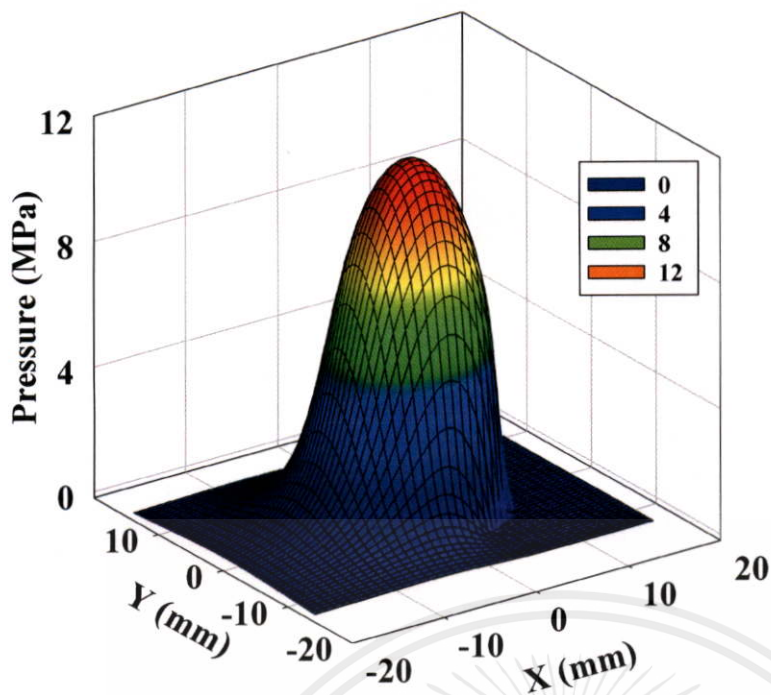
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.86 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s



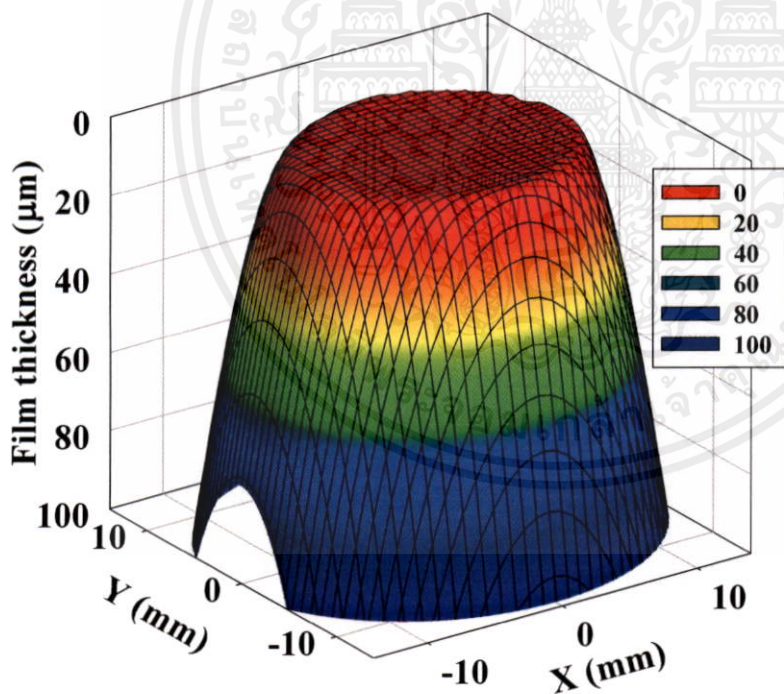
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.60
n	0.5

รูปที่ 5.87 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ไม่วากเรเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s ของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	6.00
n	0.5

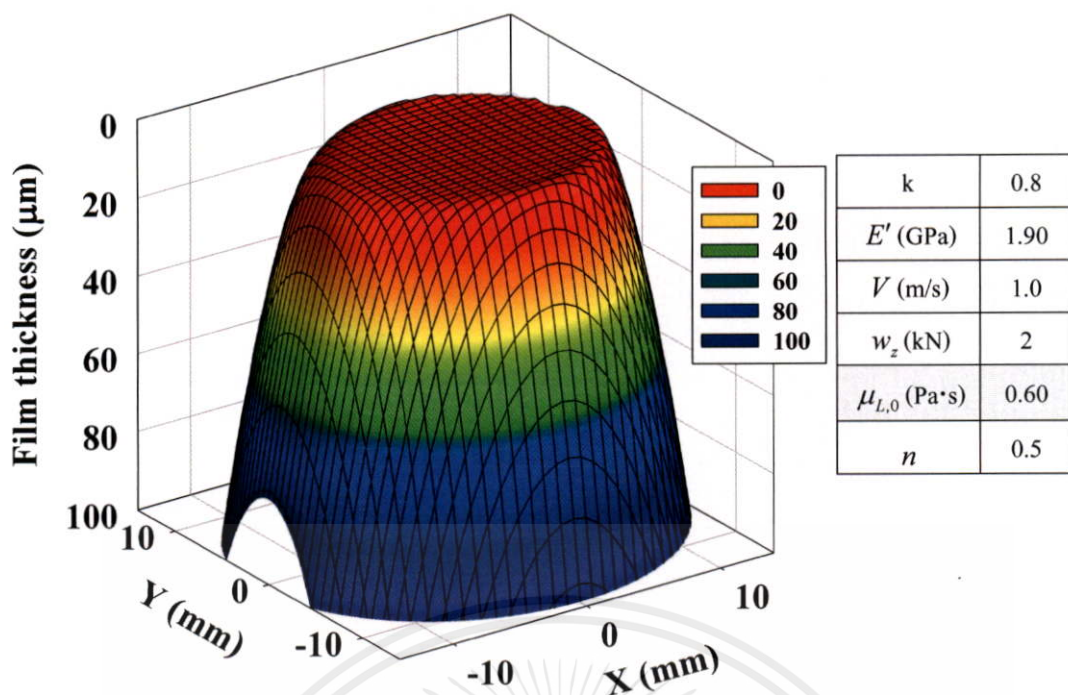
รูปที่ 5.88 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s



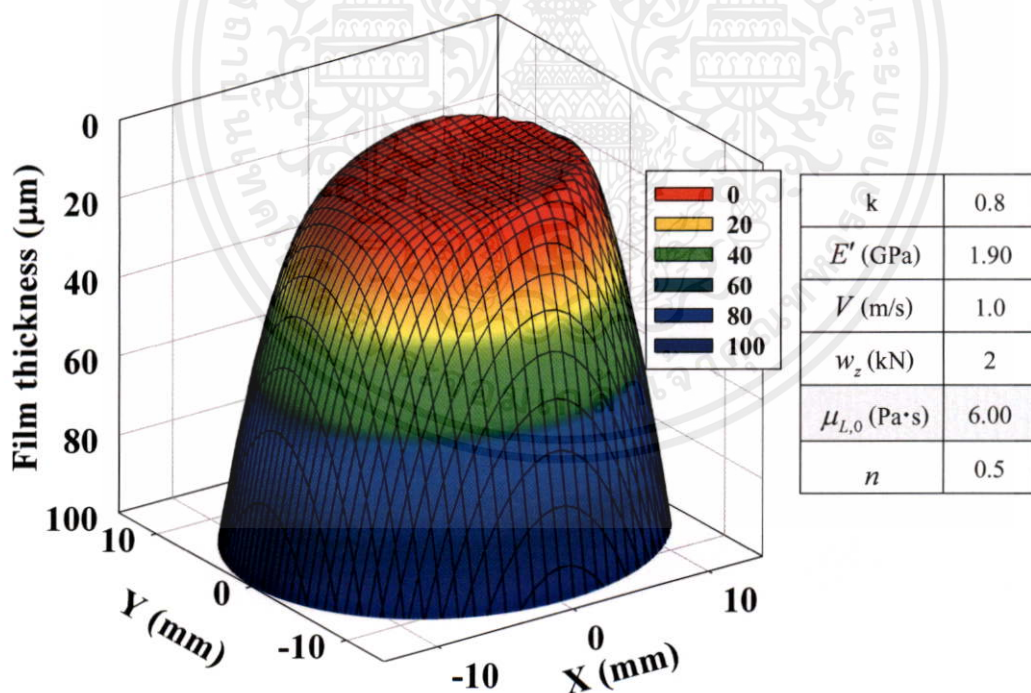
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.89 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s

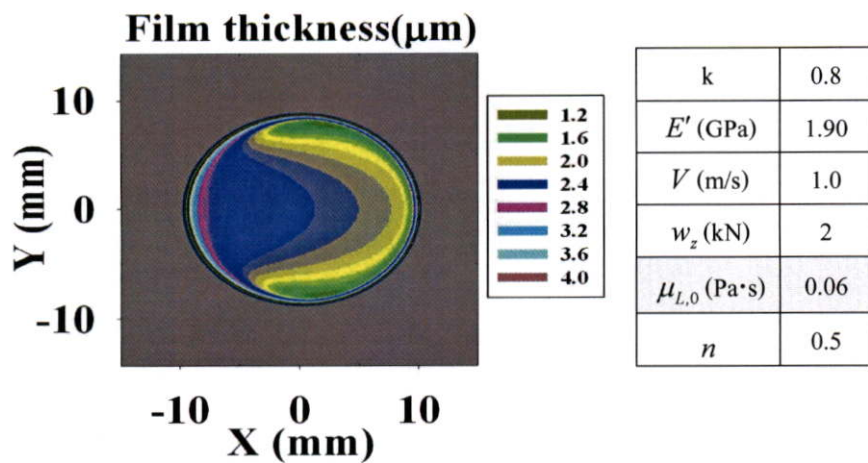
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



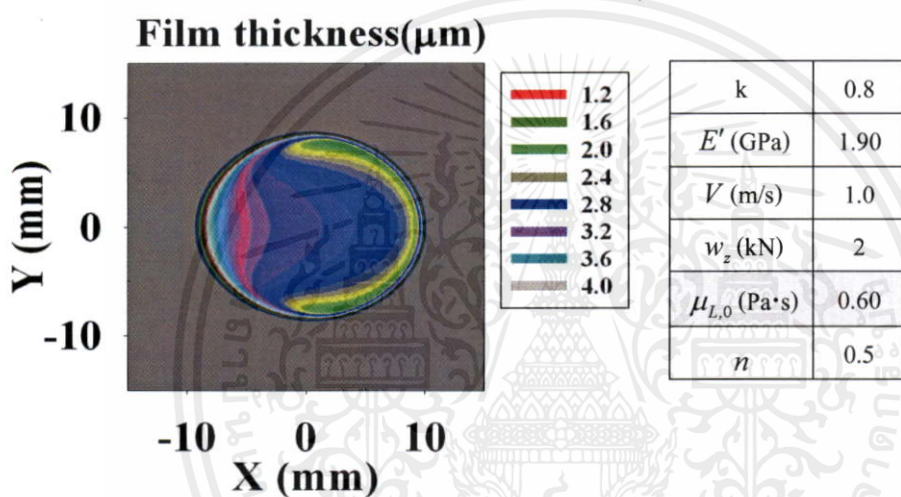
รูปที่ 5.90 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ $0.60 \text{ Pa}\cdot\text{s}$



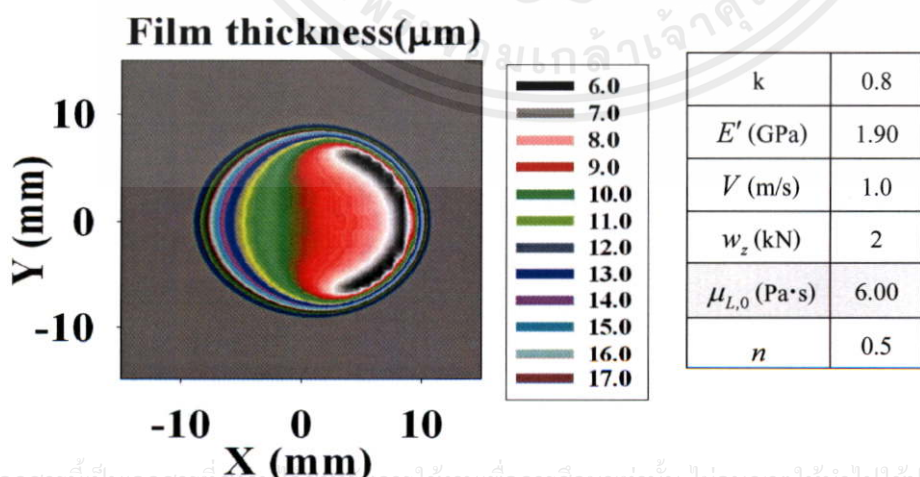
รูปที่ 5.91 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ $6.00 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.92 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s

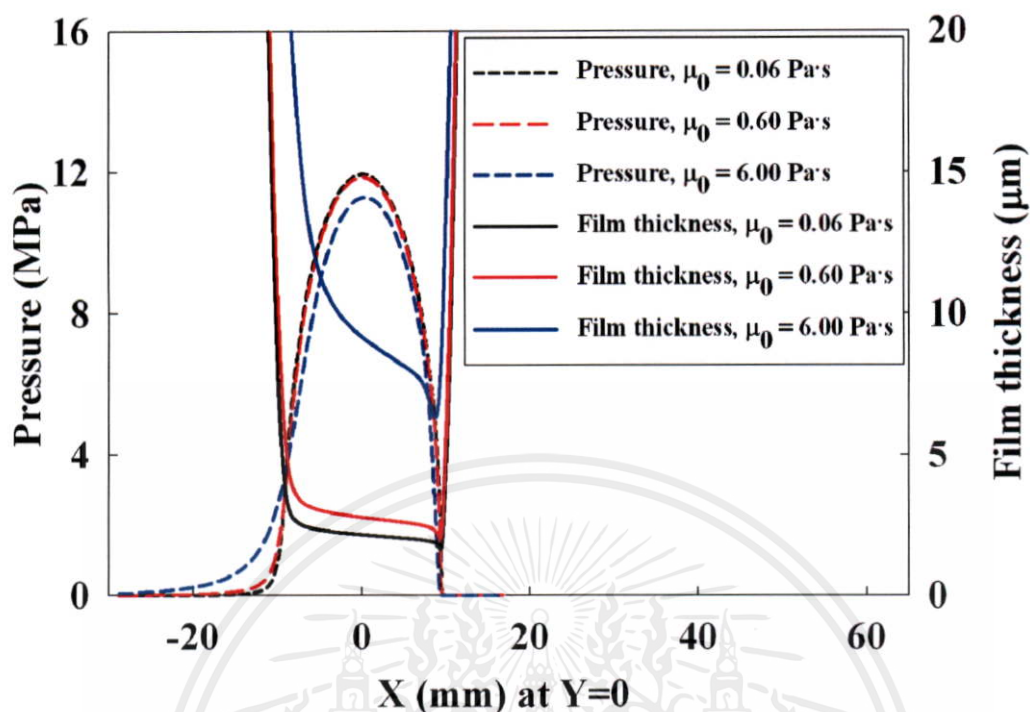


รูปที่ 5.93 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 0.60 Pa·s

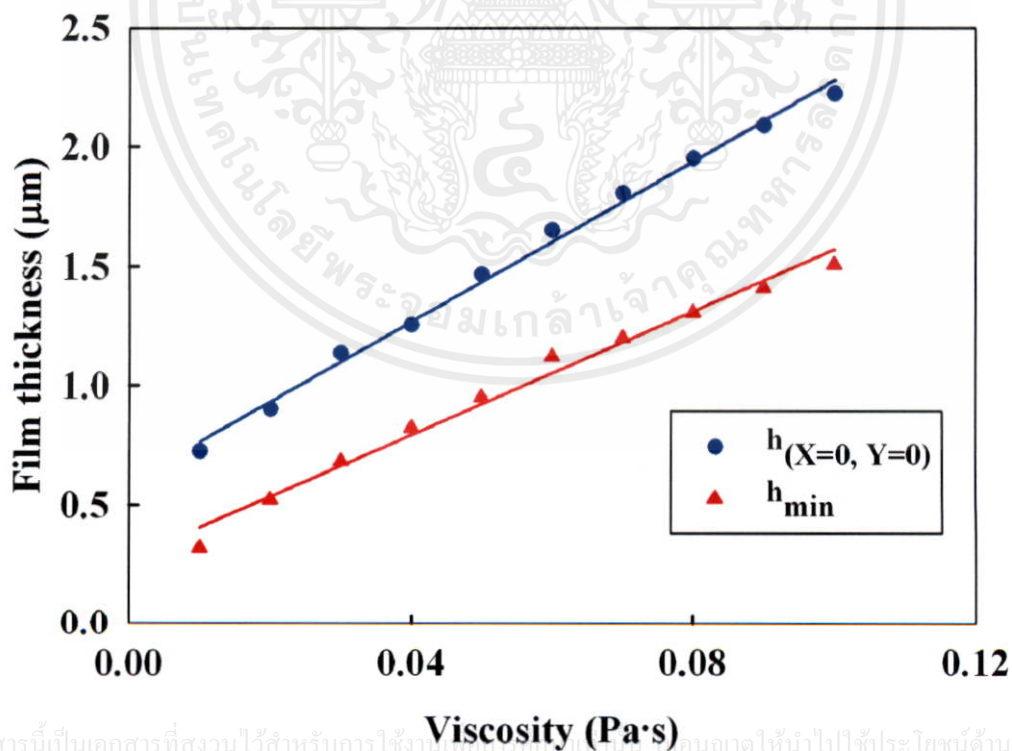


รูปที่ 5.94 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความหนืดเท่ากับ 6.00 Pa·s

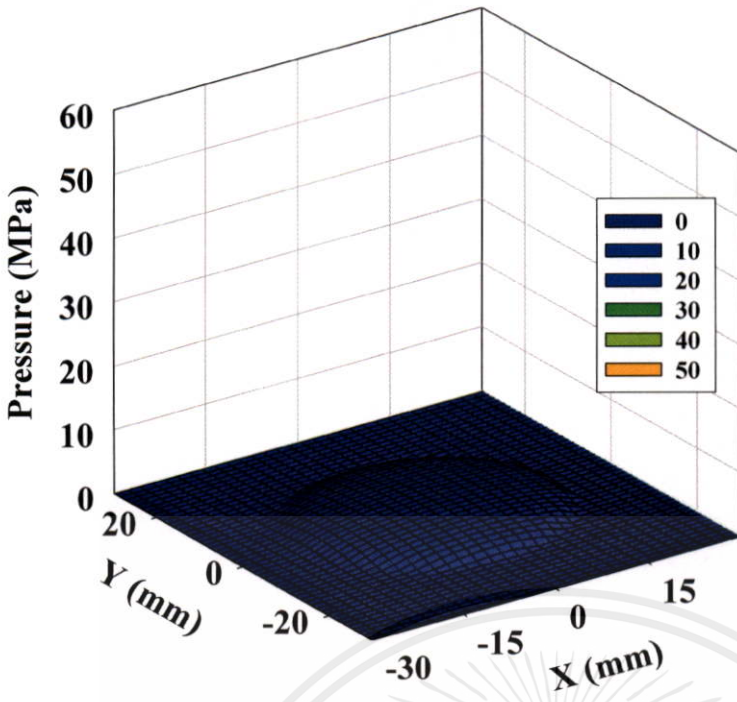
k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	1.90	1.0	2	0.06, 0.60, 6.00	1.0



รูปที่ 5.95 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น

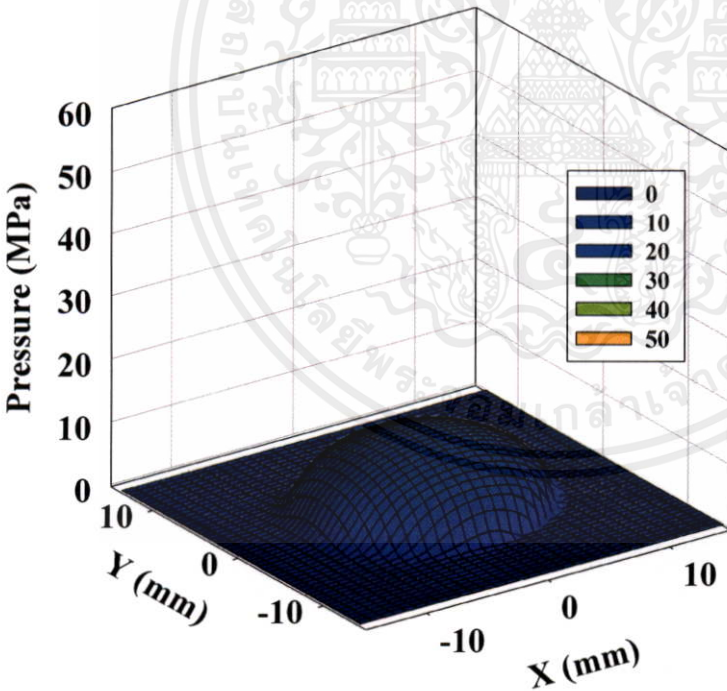


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่อธิบายไว้ในเอกสารนี้ ขออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.96 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดสารหล่อลื่น



k	0.8
E' (GPa)	0.19
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

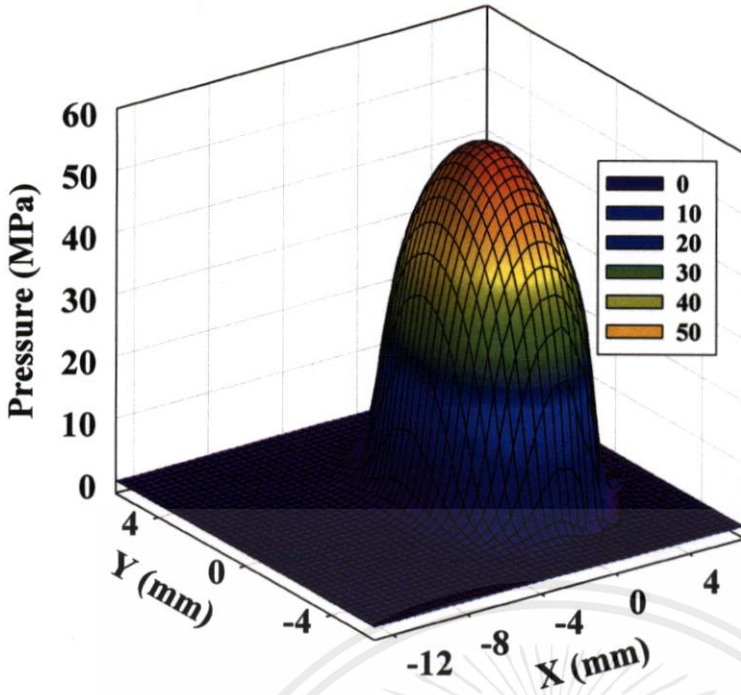
รูปที่ 5.97 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินทรีย์โตเนียม ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

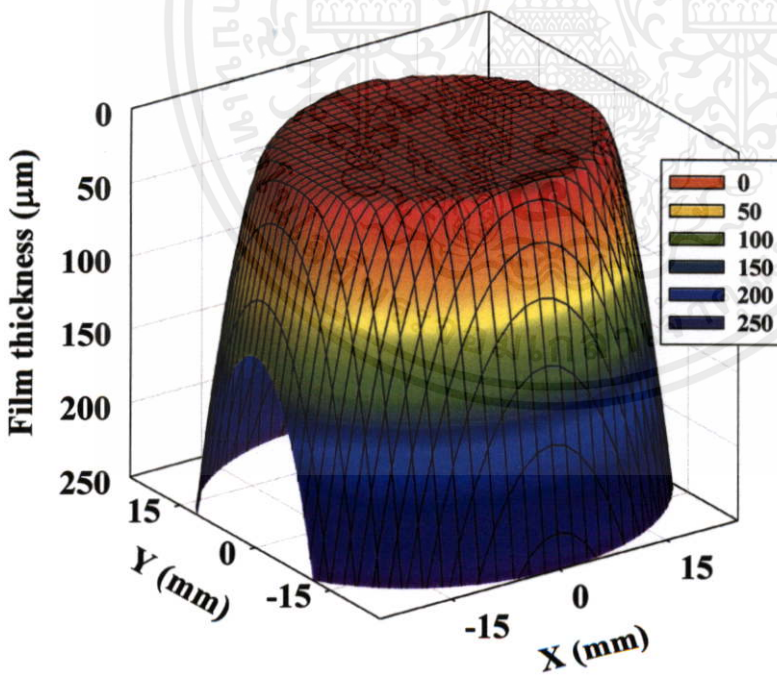
รูปที่ 5.98 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนินทรีย์โตเนียม ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



k	0.8
E' (GPa)	19.00
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

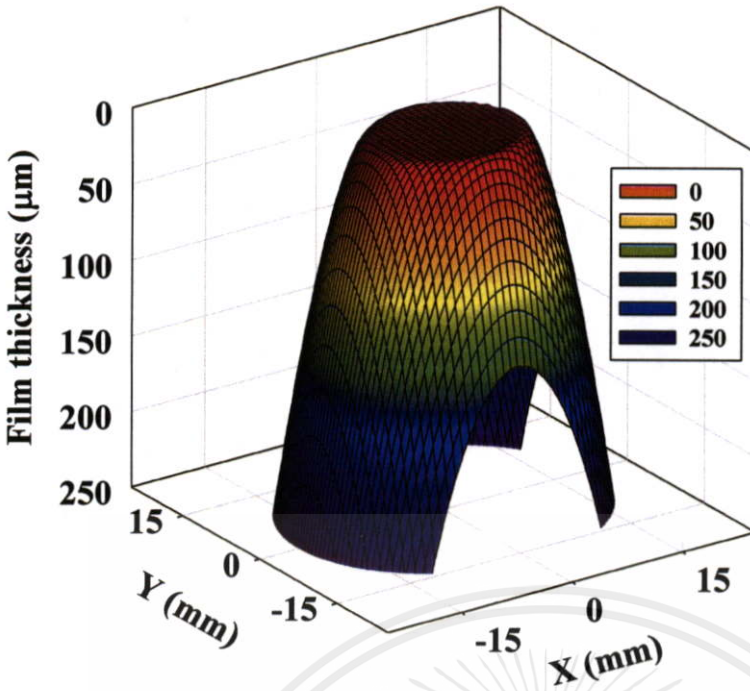
รูปที่ 5.99 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 19.00 GPa



k	0.8
E' (GPa)	0.19
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

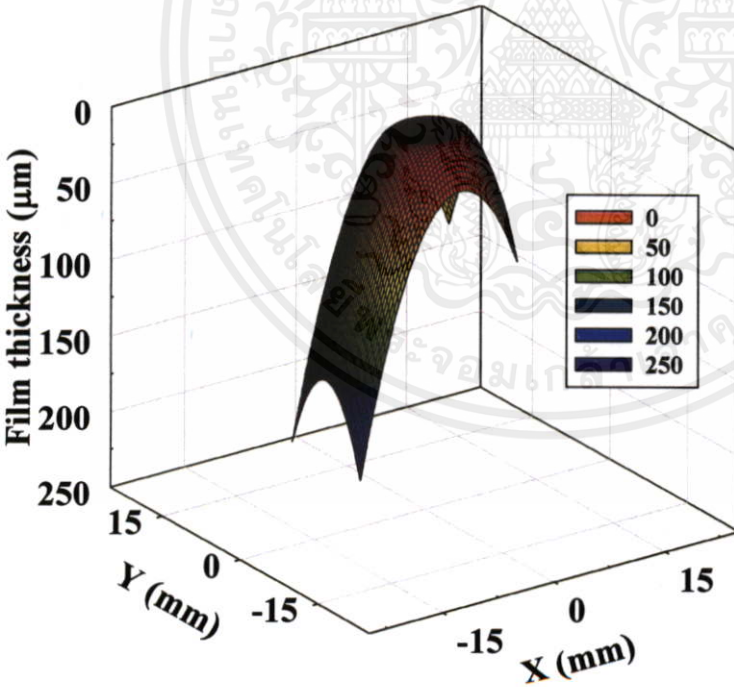
รูปที่ 5.100 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa

ไม่ว่ากรณีใดๆ หวังเป็นอย่างยิ่งว่าเนื้อหาในคู่มือฉบับนี้จะเป็นประโยชน์ต่อการปฏิบัติงานของท่าน



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

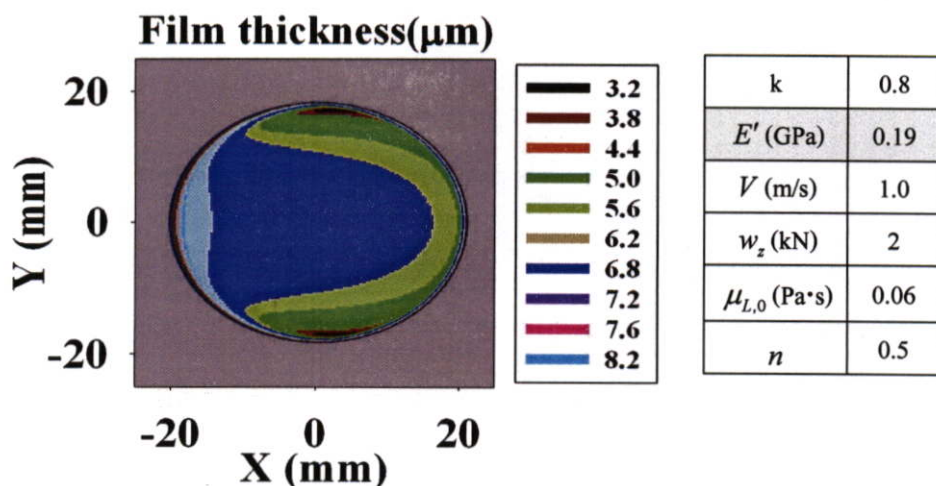
รูปที่ 5.101 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa



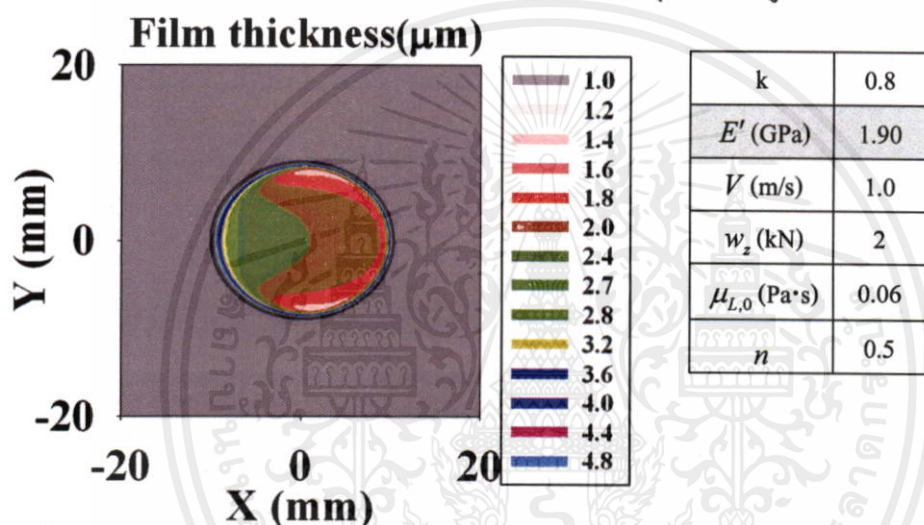
k	0.8
E' (GPa)	19.00
V (m/s)	1.0
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.102 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อประโยชน์ด้านวิชาการเท่านั้น ไม่ควรนำเนื้อหาไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์

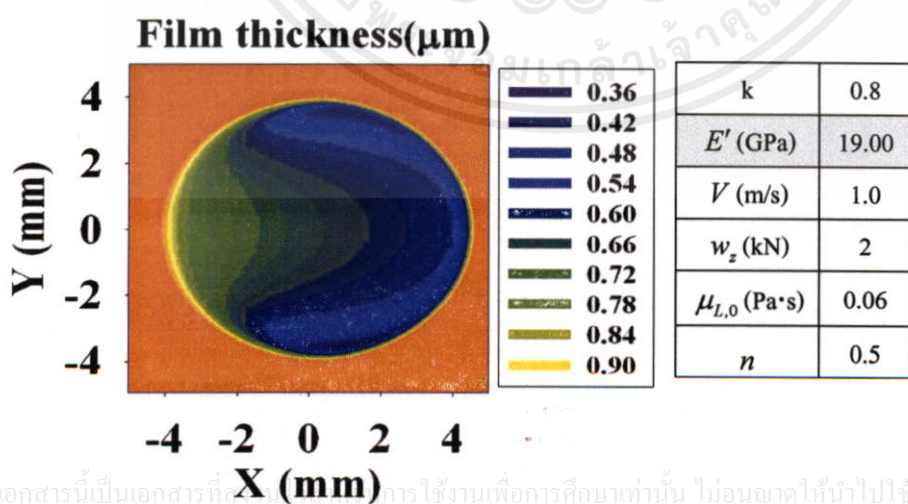
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.103 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 0.19 GPa

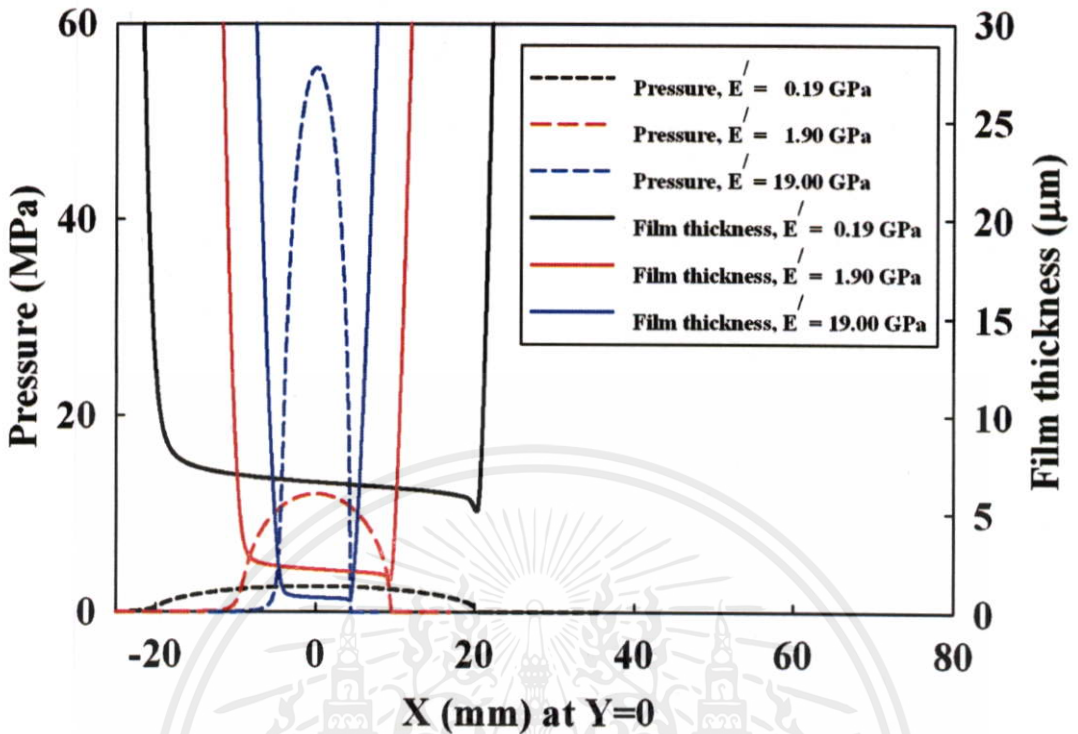


รูปที่ 5.104 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 1.90 GPa

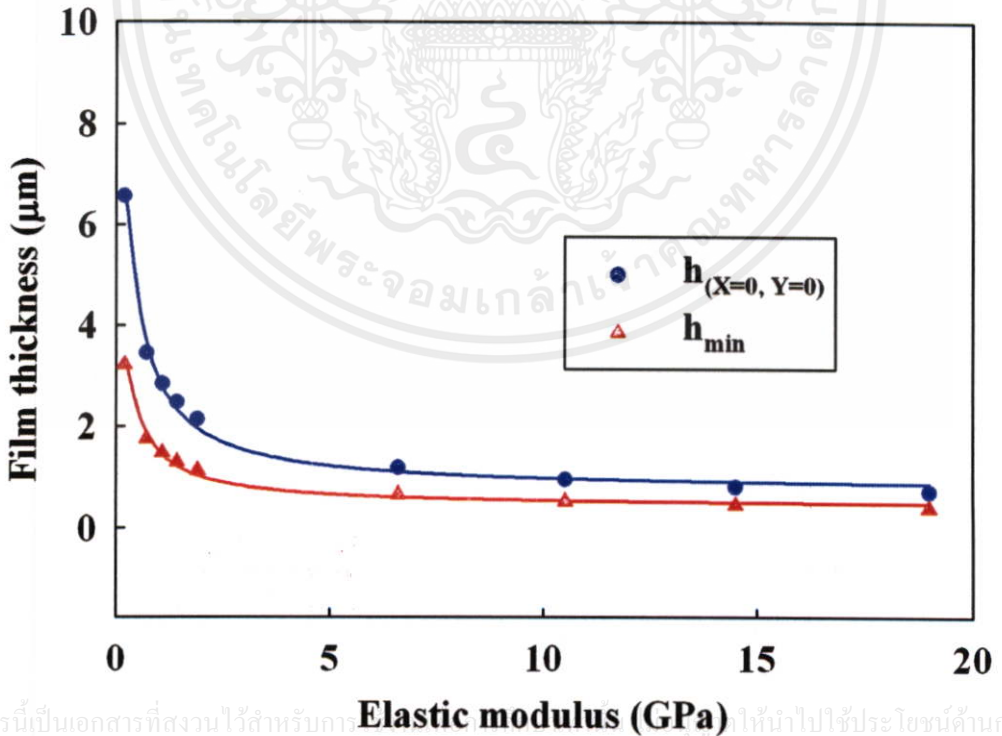


รูปที่ 5.105 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ค่าโมดูลัสโดยรวมเท่ากับ 19.0 GPa

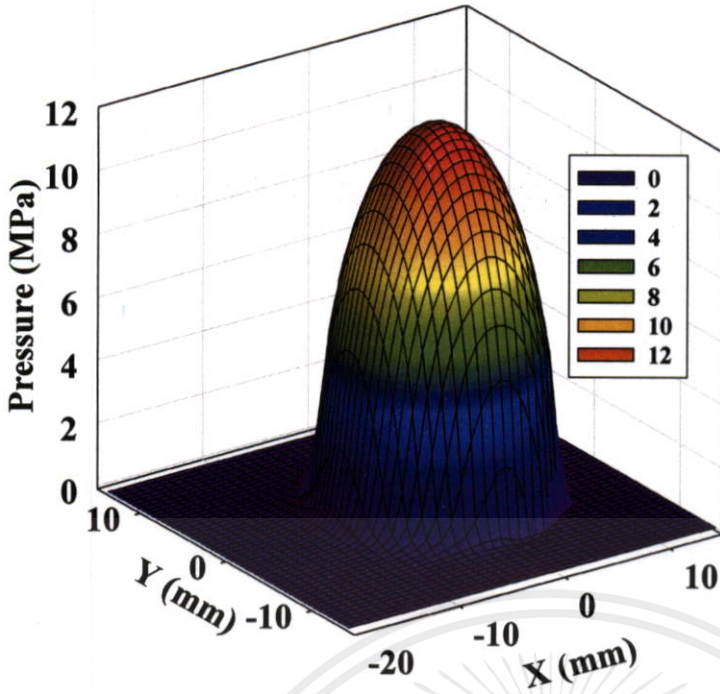
k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	0.19,1.90,19.00	1.0	2	0.06	1.0



รูปที่ 5.106 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดวัสดุ

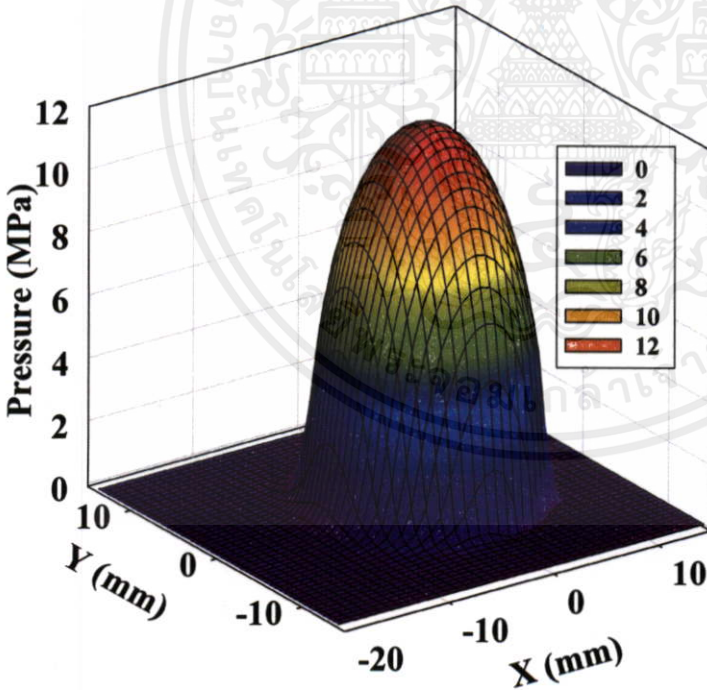


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการ Elastic modulus (GPa) ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.107 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ



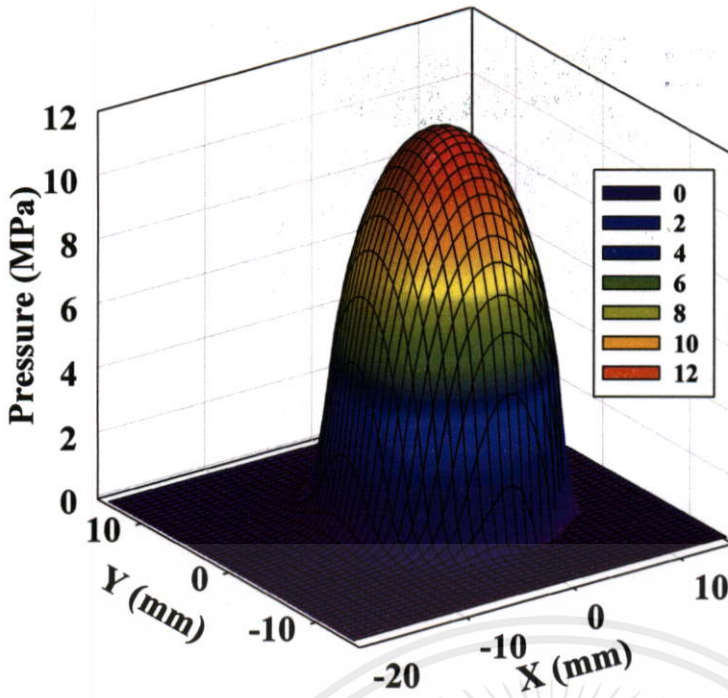
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	0.50
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.108 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s



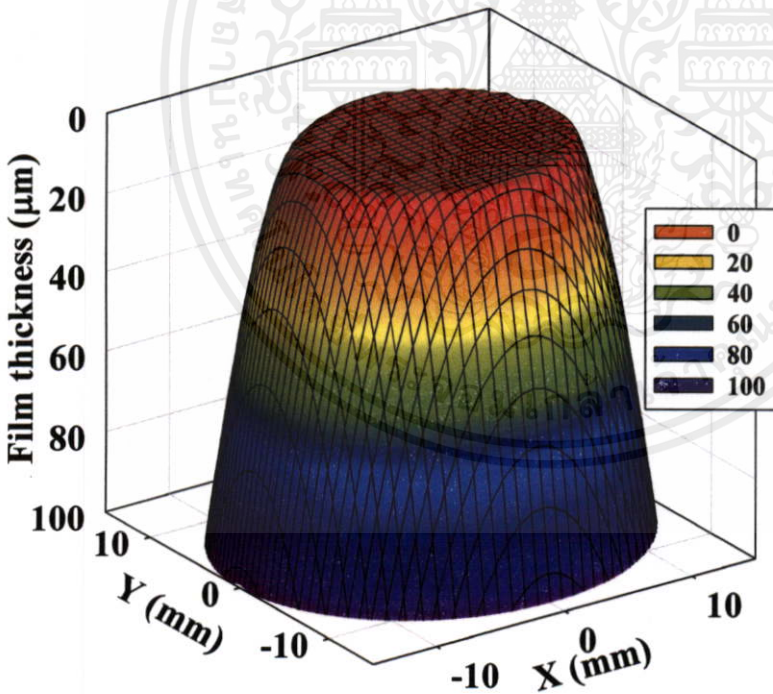
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	0.75
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.109 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่โดยไม่หวังกำไรภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s มอนูญาดาให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

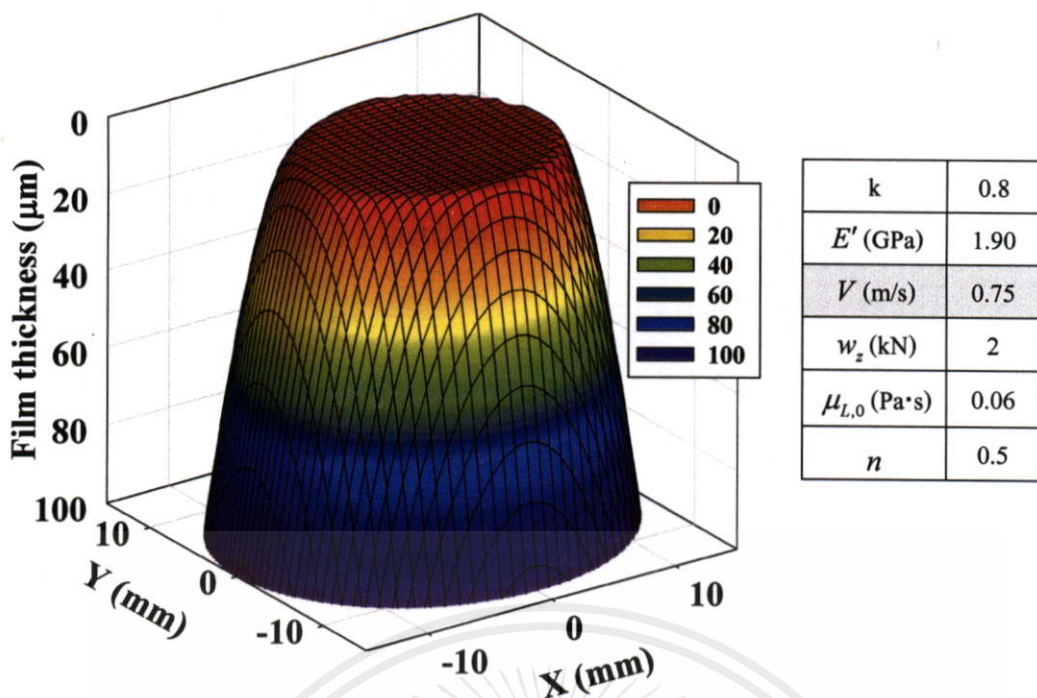
รูปที่ 5.110 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s



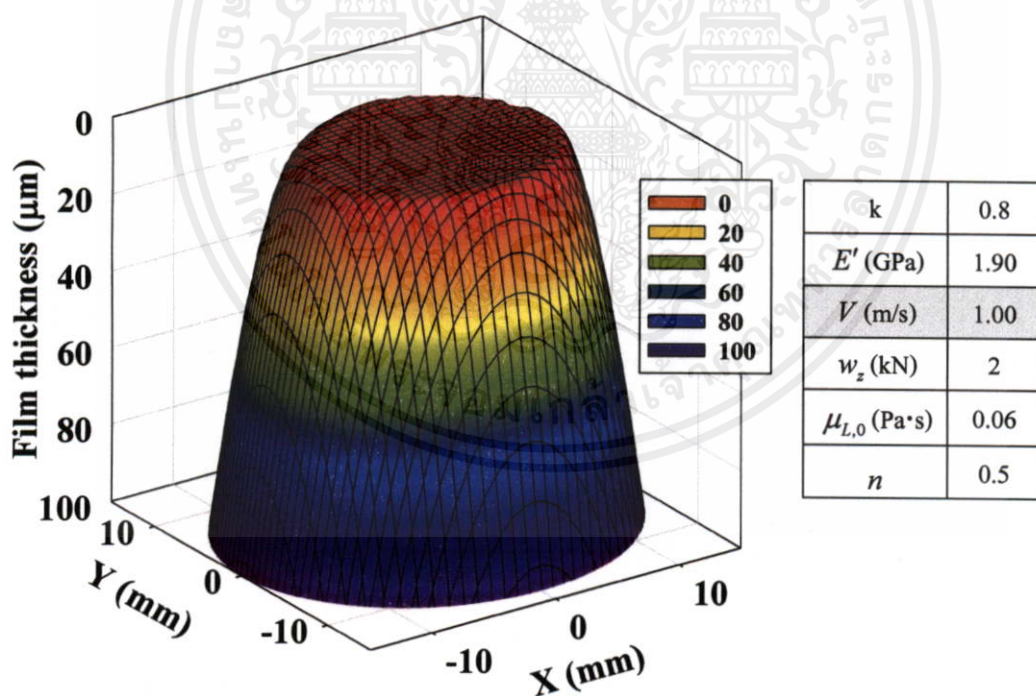
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	0.50
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.111 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s

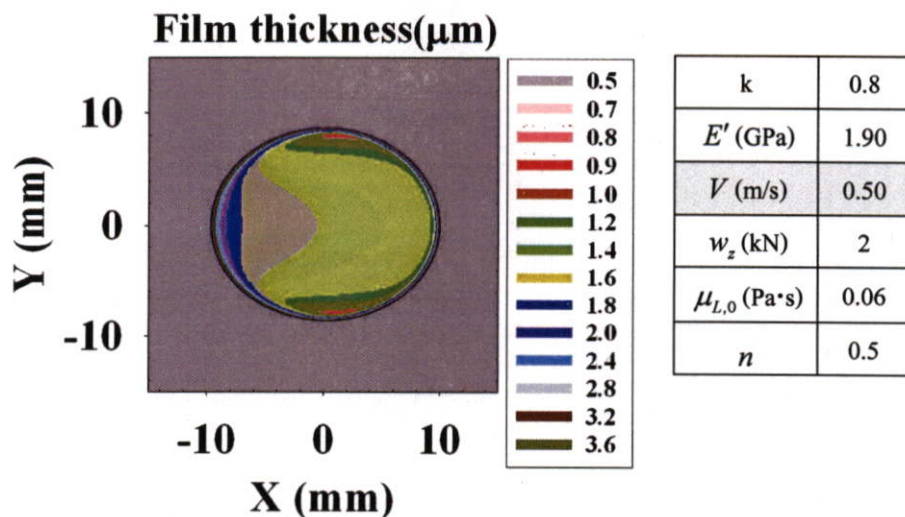
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น กรุณาอย่าให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



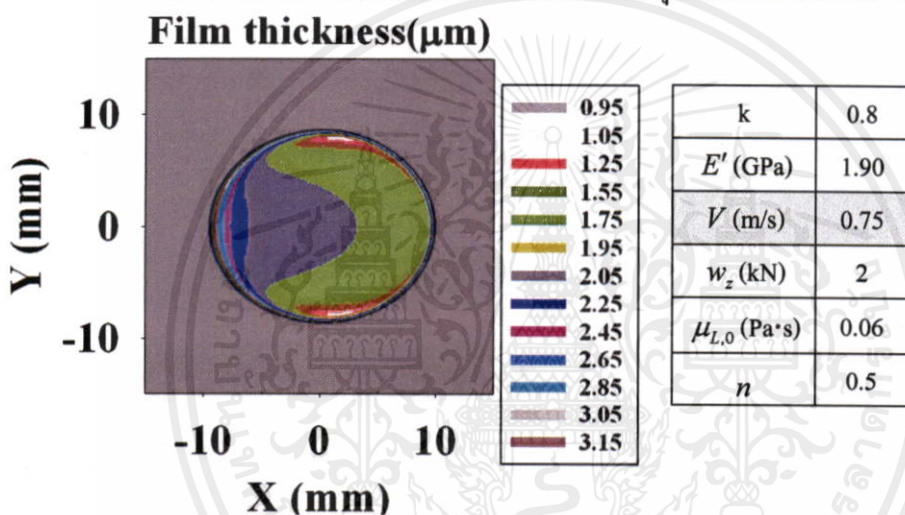
รูปที่ 5.112 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s



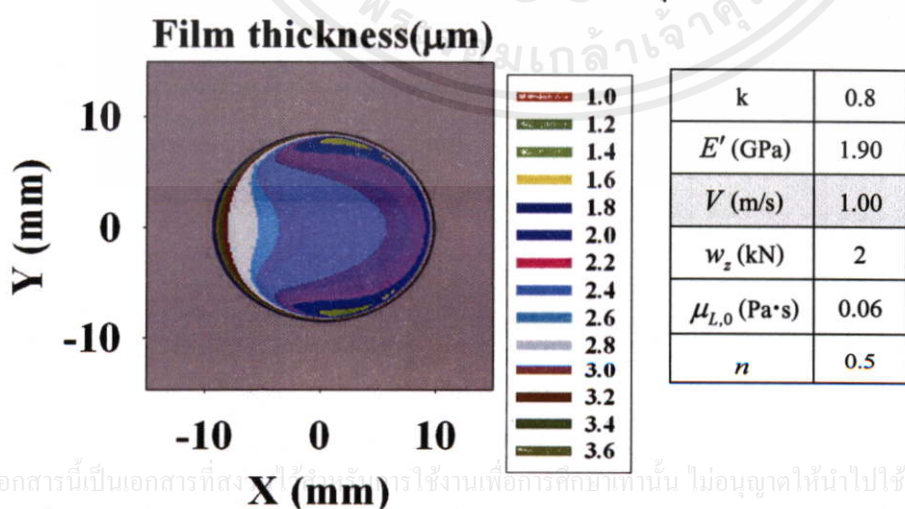
รูปที่ 5.113 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น โปรดอย่าให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.114 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.50 m/s

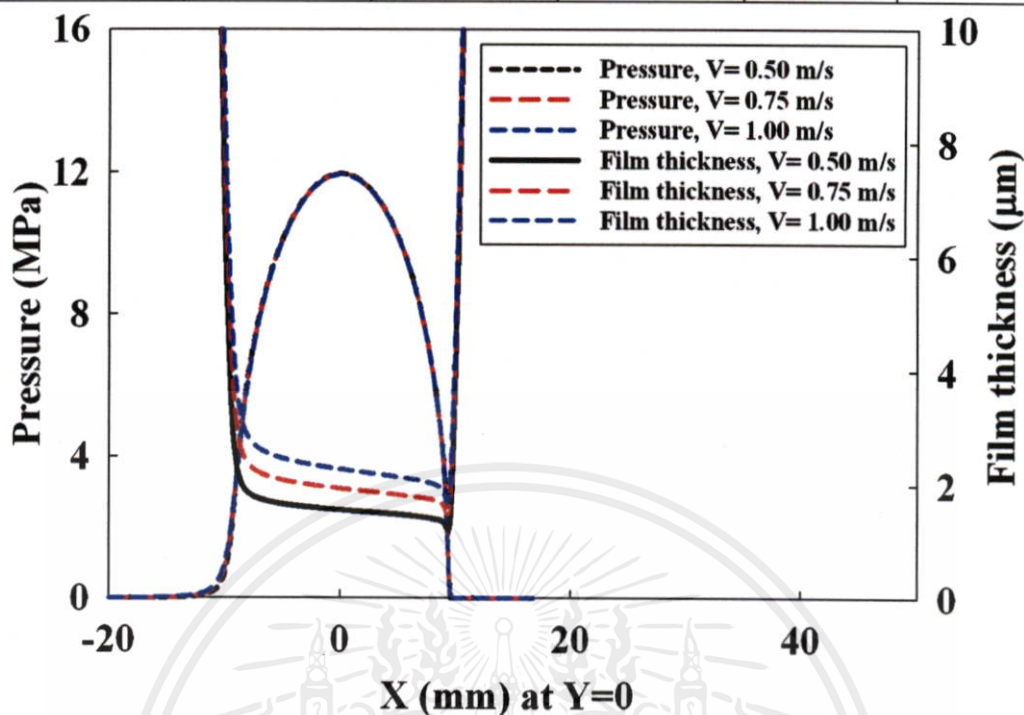


รูปที่ 5.115 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 0.75 m/s

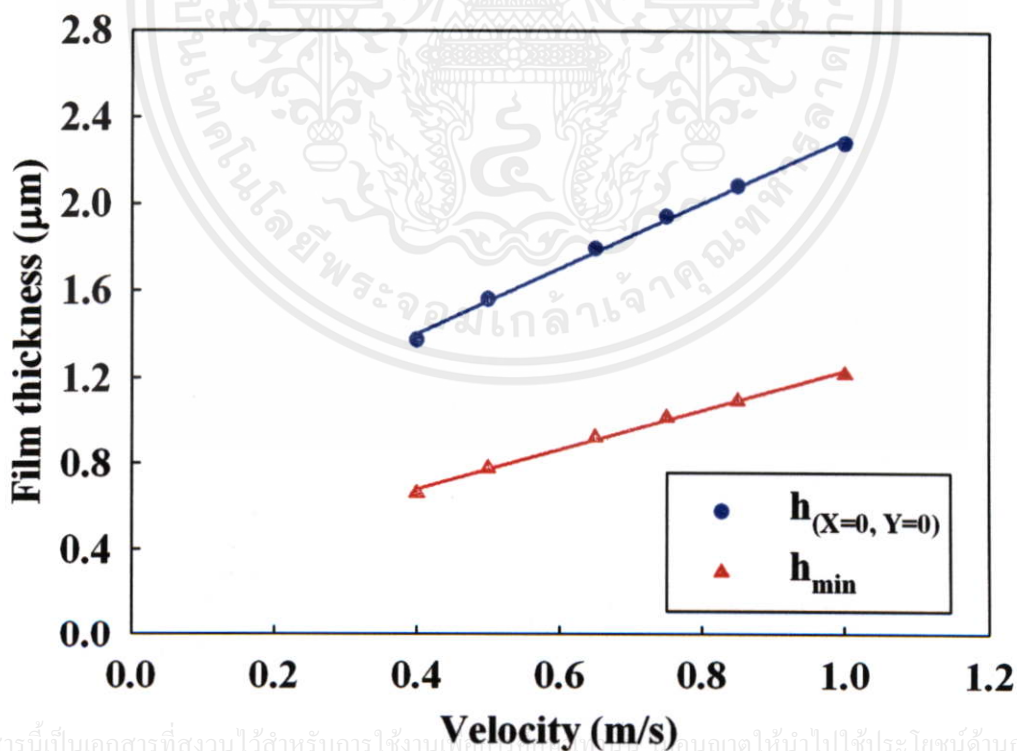


รูปที่ 5.116 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ความเร็วเท่ากับ 1.00 m/s

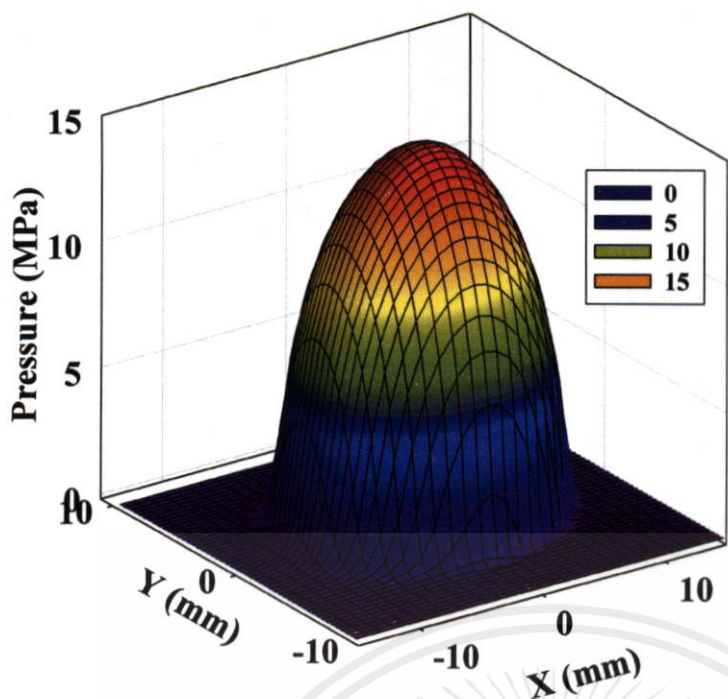
k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.8	1.90	0.50,0.75,1.0	2	0.06	1.0



รูปที่ 5.117 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว

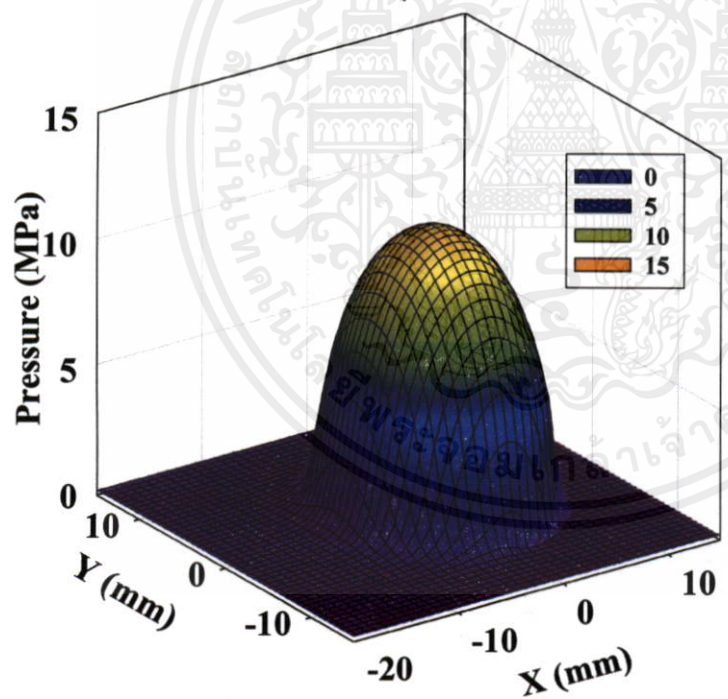


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ขออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.118 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนความเร็ว



k	0.50
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

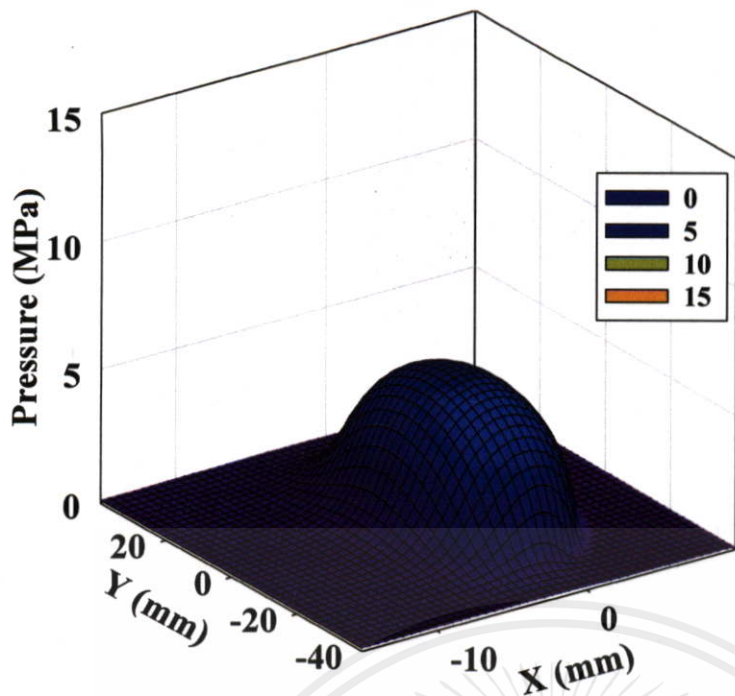
รูปที่ 5.119 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 0.50



k	1.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

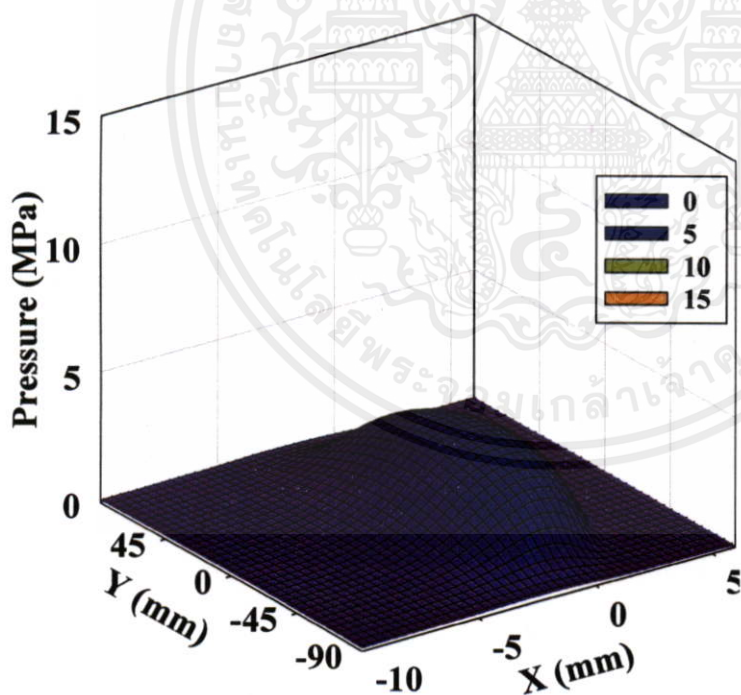
รูปที่ 5.120 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 1.00

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



k	5.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

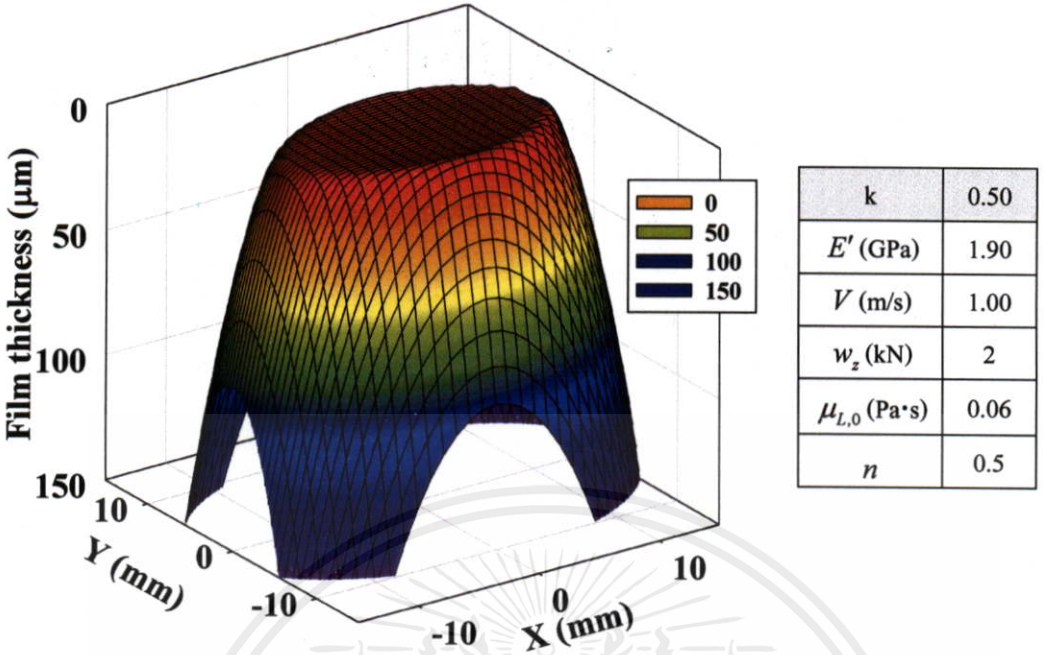
รูปที่ 5.121 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 5.00



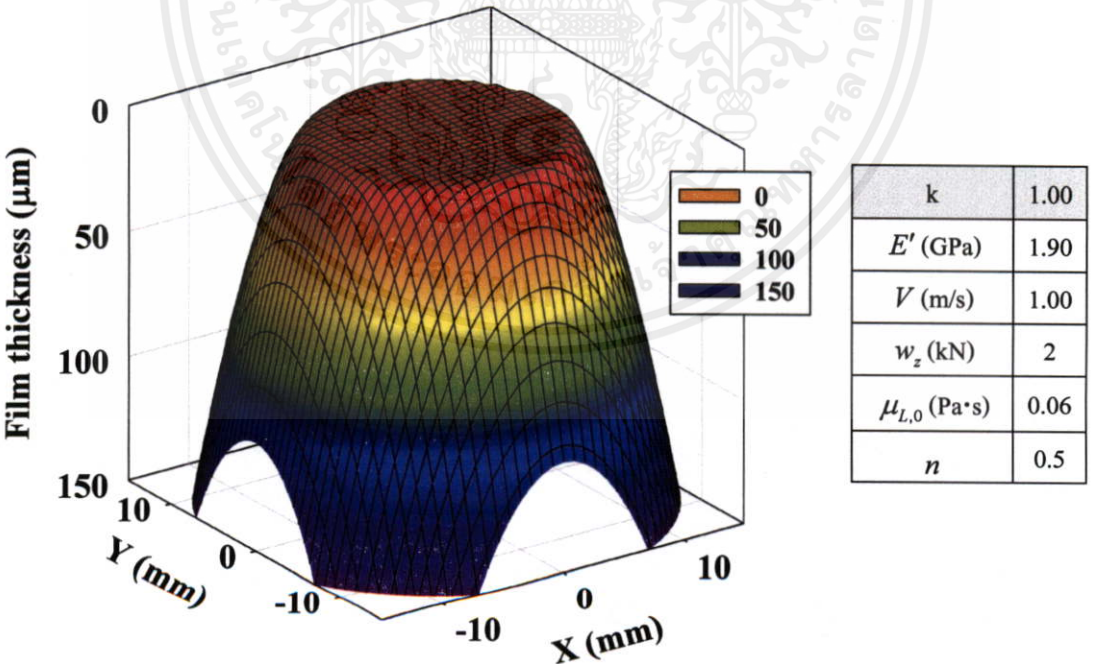
k	20.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.122 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 20.00

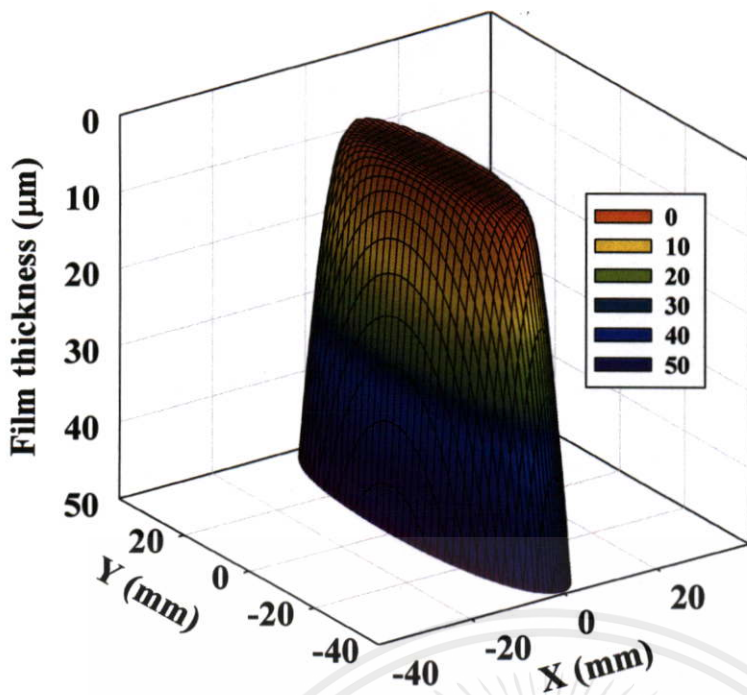
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.123 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 0.50

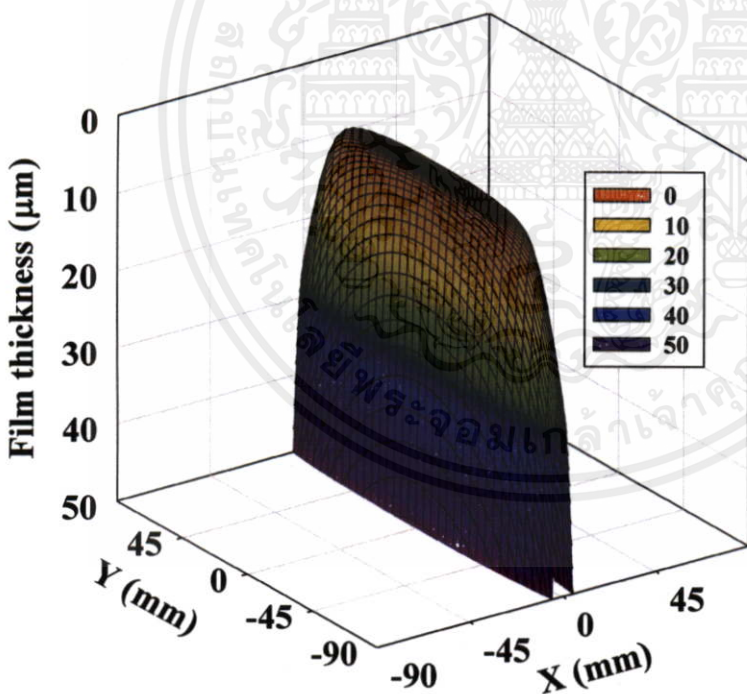


รูปที่ 5.124 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 1.00



k	5.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

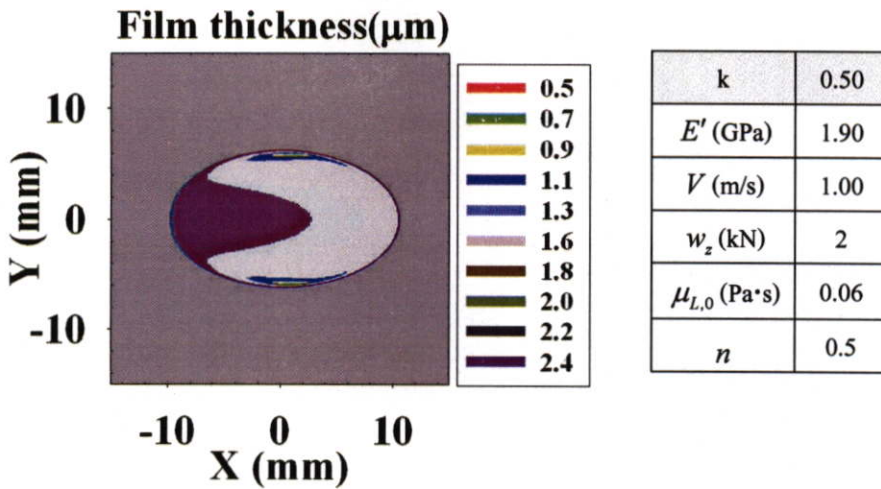
รูปที่ 5.125 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 5.00



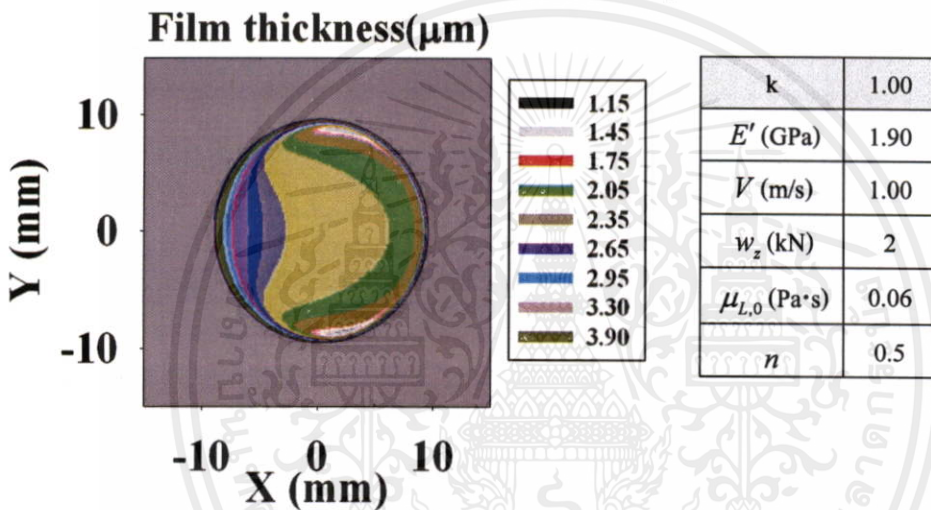
k	20.00
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.5

รูปที่ 5.126 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 20.00

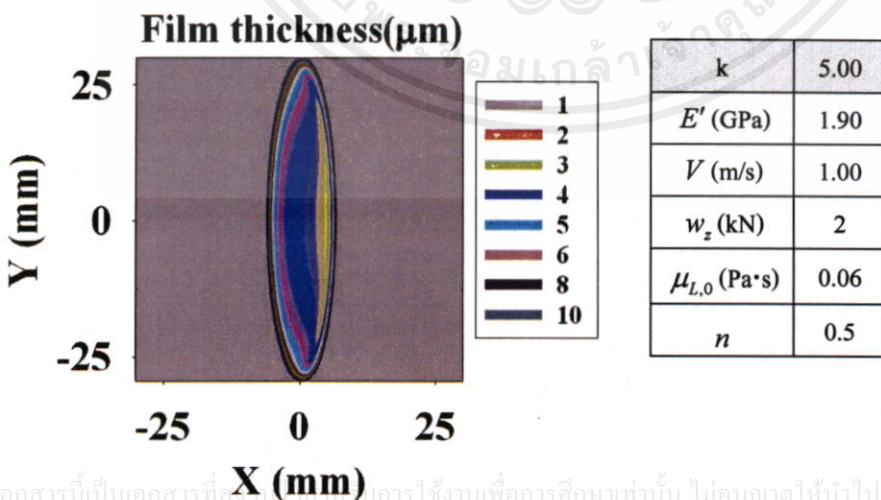
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



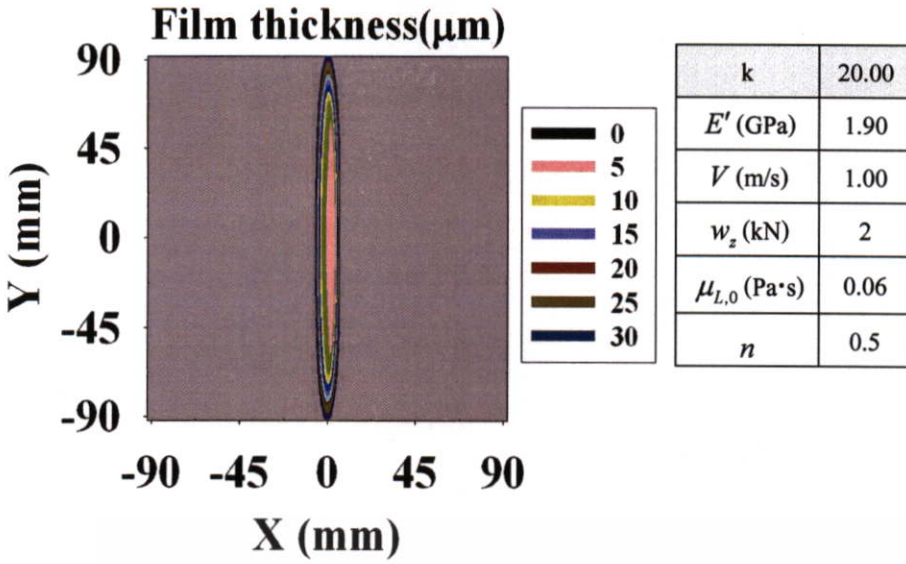
รูปที่ 5.127 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 0.50



รูปที่ 5.128 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 1.00

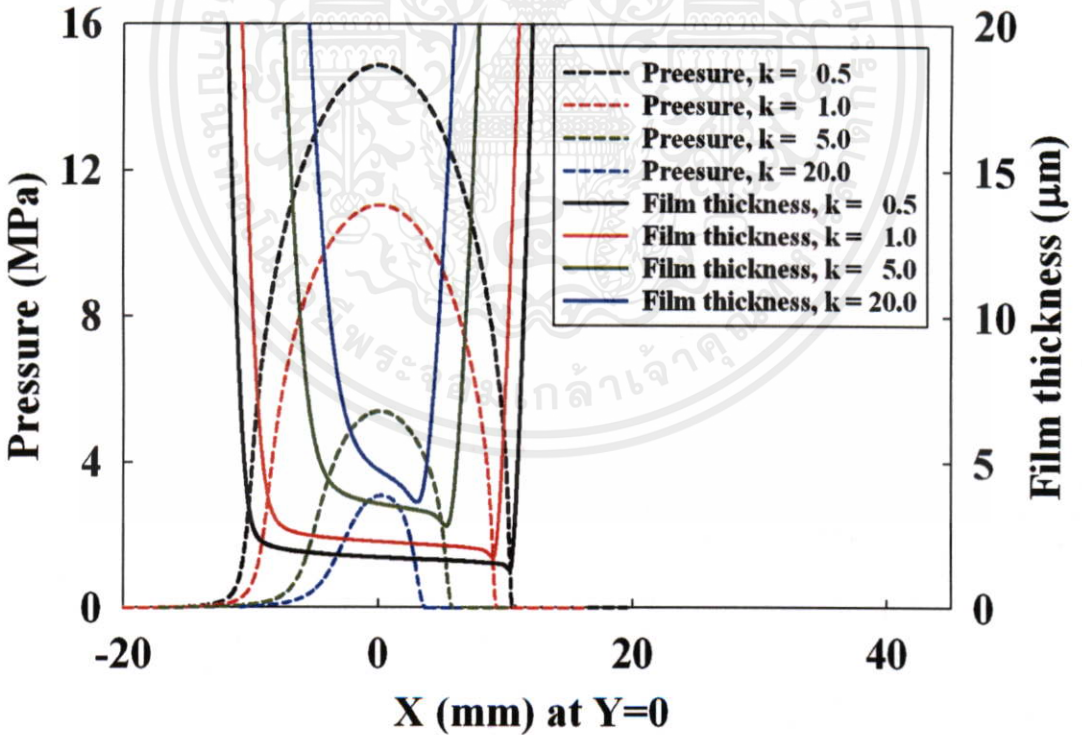


รูปที่ 5.129 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 5.00

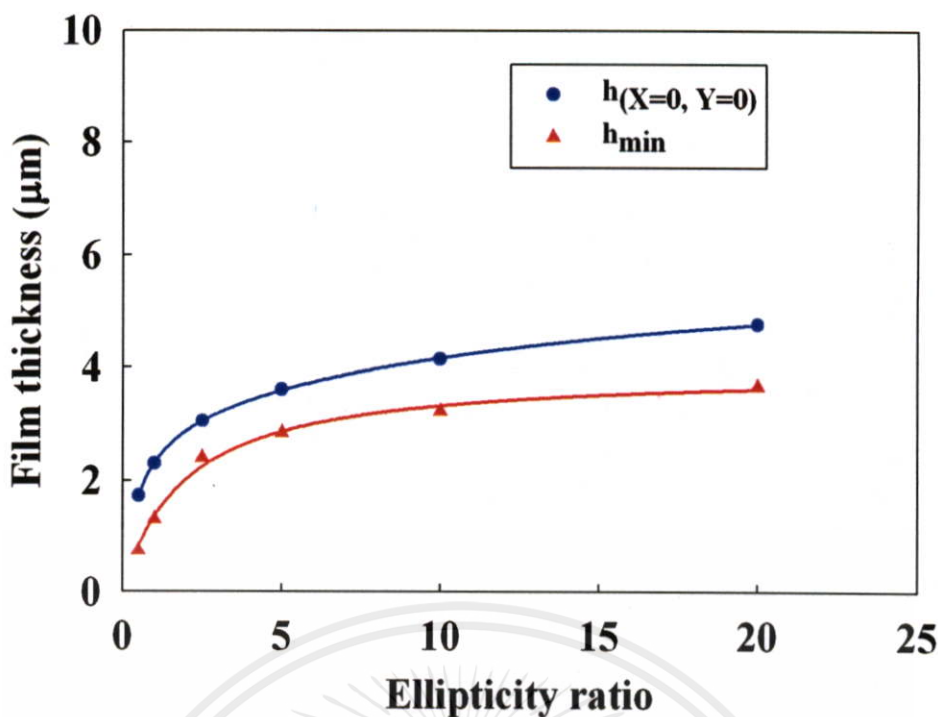


รูปที่ 5.130 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่สัดส่วนความรีเท่ากับ 20.00

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n
0.5,1.0,5.0,20.0	1.90	1.0	2	0.06	1.0



รูปที่ 5.131 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสเอกสารเป็นเอกสารที่สมบูรณ์ไว้สำหรับทั้งใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความรีไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.132 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความรี

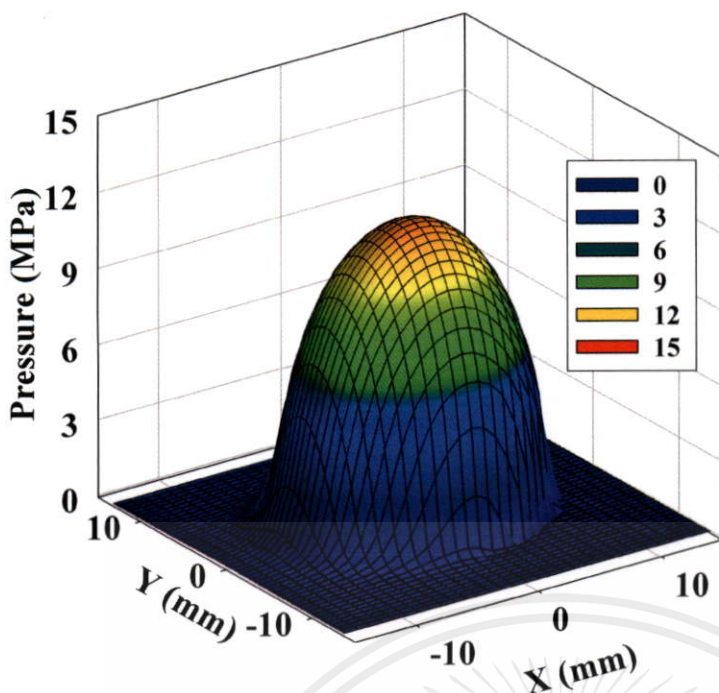
5.2 ผลการคำนวณเมื่อผิวสัมผัสมีความหยาบ

5.2.1 สารหล่อลื่นนิวโตเนียน

รูปที่ 5.133 ถึง 5.143 แสดงผลของค่าความหยาบผิวของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน โดยเปลี่ยนค่าความหยาบ ตามลำดับ ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อผิวสัมผัสเรียบเท่ากับ $1.44 \mu\text{m}$ แต่เมื่อคิดผลของค่าความหยาบเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$ และ $2.0 \mu\text{m}$ [4] ซึ่งเท่ากับค่าความหยาบของ UHMWPE ที่ใช้ในข้อเข่าเทียมของมนุษย์ จากการคำนวณพบว่าค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดมีค่าลดลงเท่ากับ $1.37 \mu\text{m}$ และ $1.27 \mu\text{m}$ ตามลำดับ และเมื่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่ามากกว่าค่าความหยาบผิวสัมผัสมาก ๆ แม้ว่าจะว่าจะคิดว่าผิวสัมผัสเป็นผิวเรียบหรือคิดค่าความหยาบผิวหรือไม่ก็ตามก็ไม่ มีผลต่อค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นนั้น

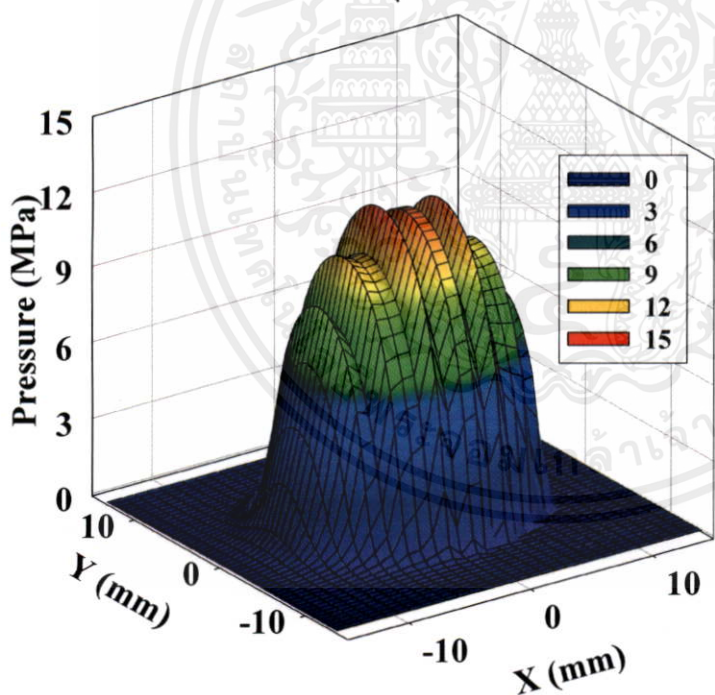
5.2.2 สารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียน

รูปที่ 5.144 ถึง 5.154 แสดงผลของค่าความหยาบของสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน ค่าความหยาบผิวที่คำนวณมีค่าเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$ และ $0.25 \mu\text{m}$ จะเห็นว่าค่าความหยาบที่คำนวณที่ใช้คำนวณจะน้อยกว่าค่าความหยาบที่ใช้ในสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนเพราะเนื่องจากค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่ไม่คิดความหยาบผิวมีค่าเท่ากับ $0.38 \mu\text{m}$ ทำให้ผิวสัมผัสมีโอกาสสัมผัสกันและทำให้ผิวสึกหรอ ซึ่งสมมติฐานของการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกผิวชั้นบนและล่างจะไม่สัมผัสกันดังนั้นควรพิจารณาการหล่อลื่นเป็นการหล่อลื่นแบบ mixed lubrication



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.00
Z_m (μm)	0.00

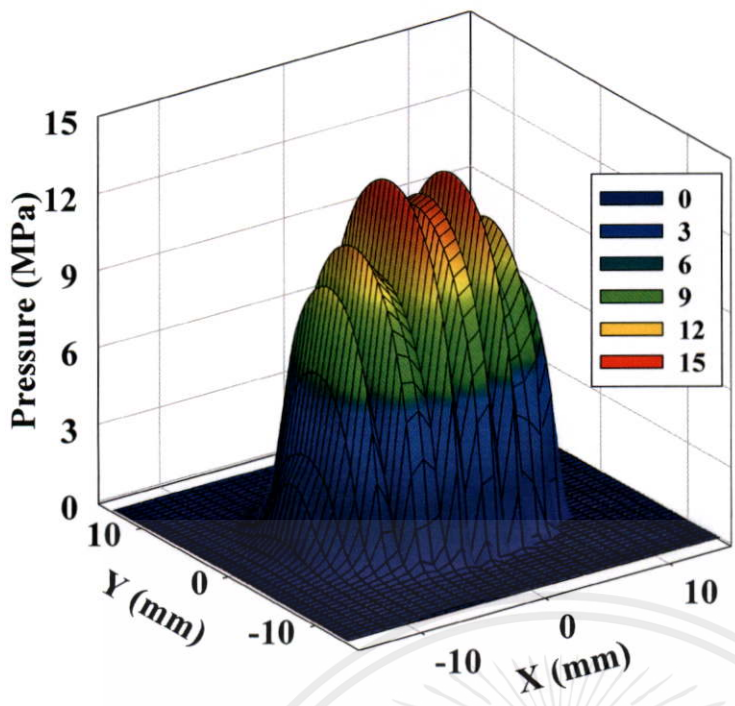
รูปที่ 5.133 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.00
Z_m (μm)	1.00

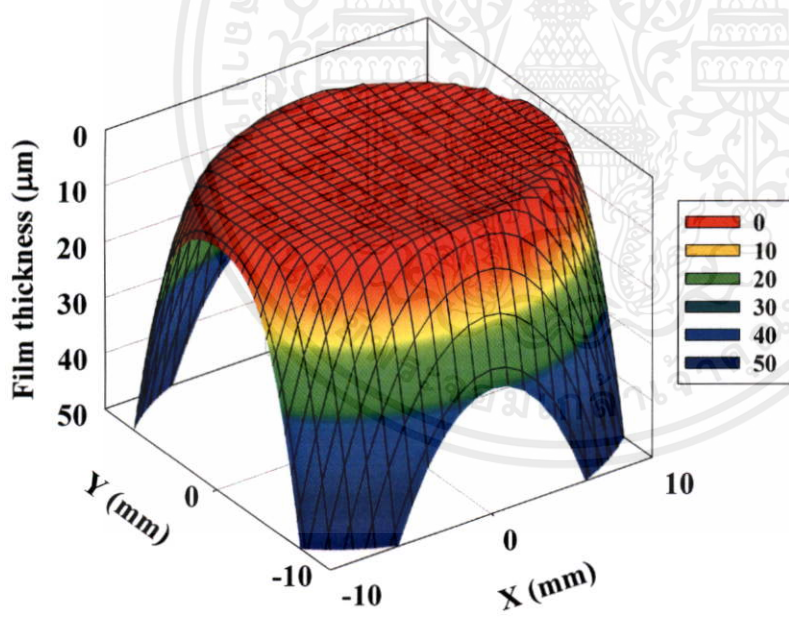
รูปที่ 5.134 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีความหยาบผิวเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.00
Z_m (μm)	2.00

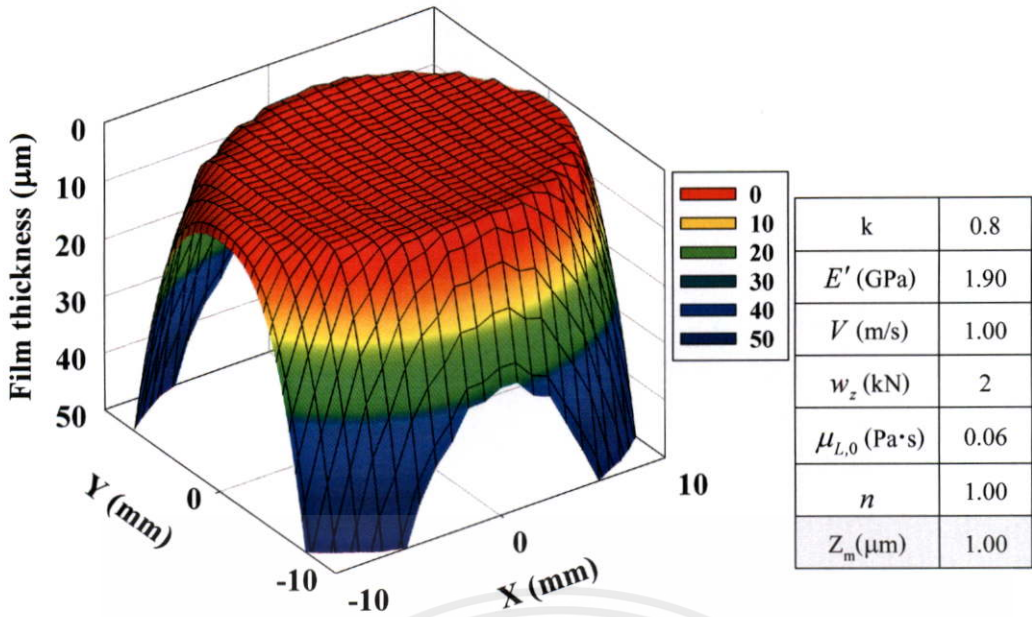
รูปที่ 5.135 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ 2.0 μm



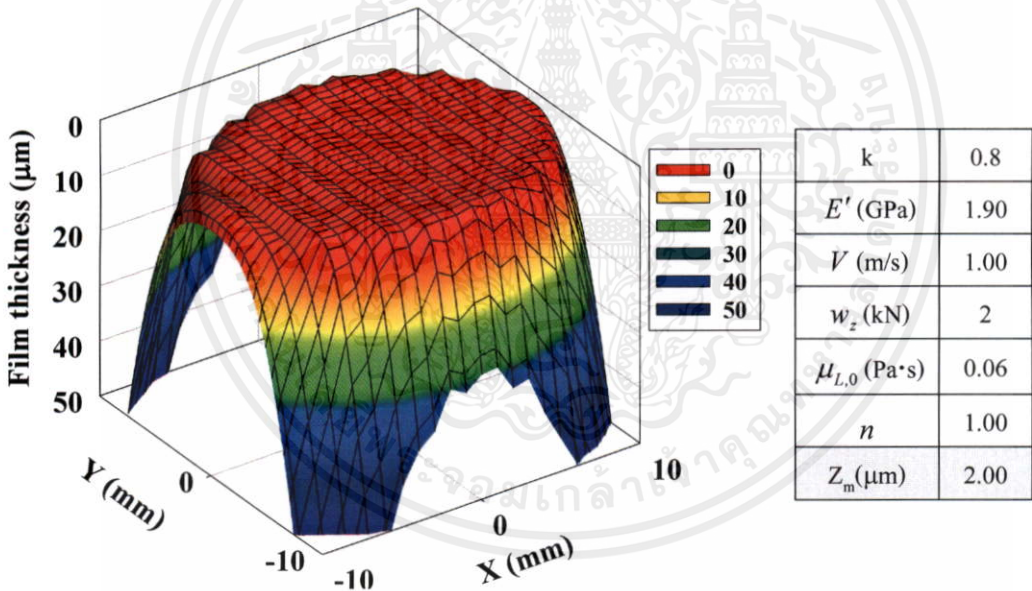
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	1.00
Z_m (μm)	0.00

รูปที่ 5.136 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

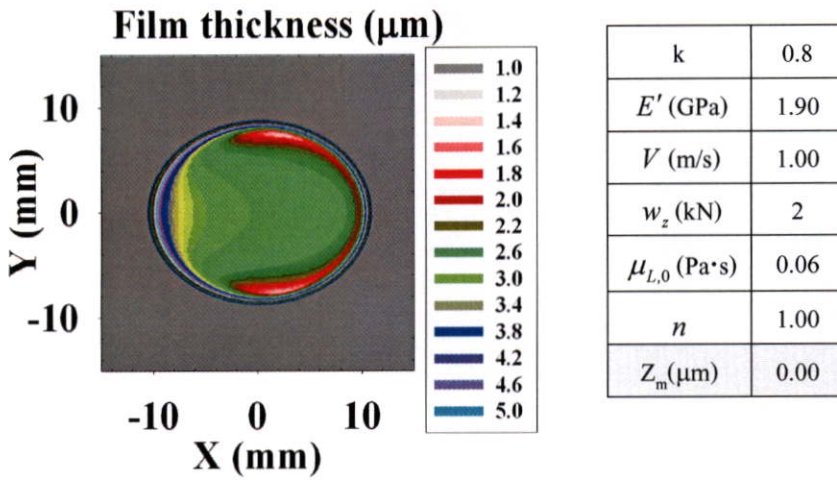


รูปที่ 5.137 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยابผิวเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$

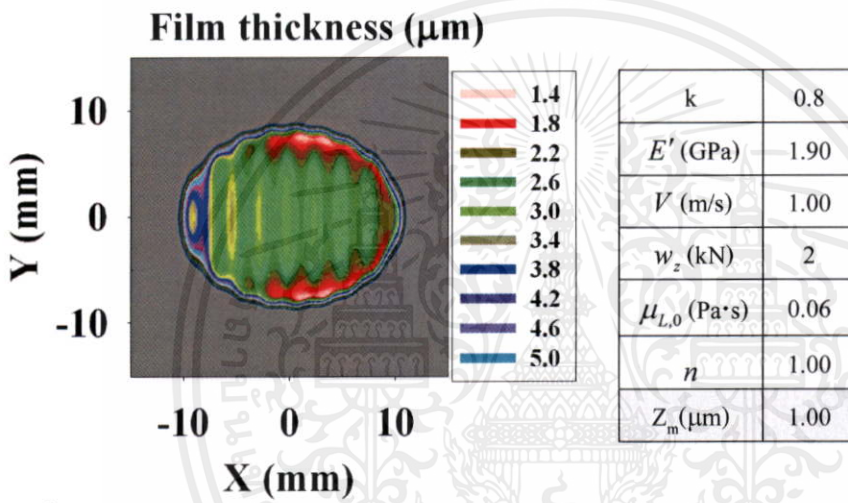


รูปที่ 5.138 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยابผิวเท่ากับ $2.0 \mu\text{m}$

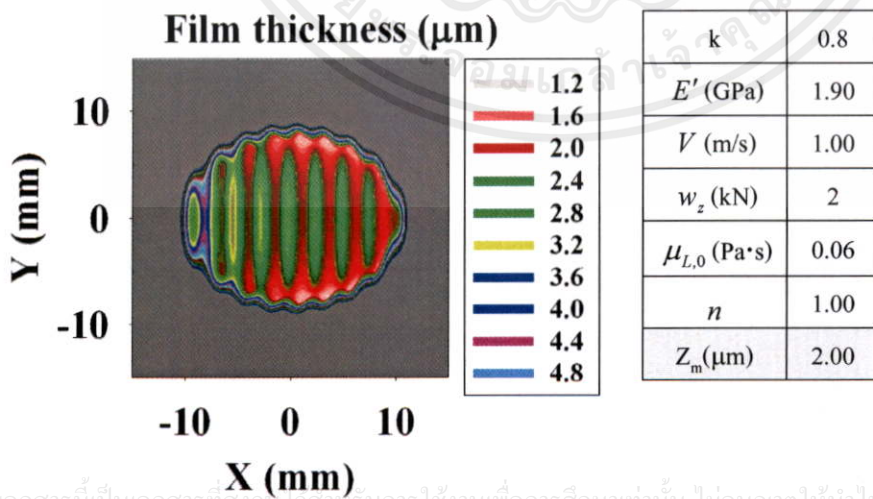
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.139 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ



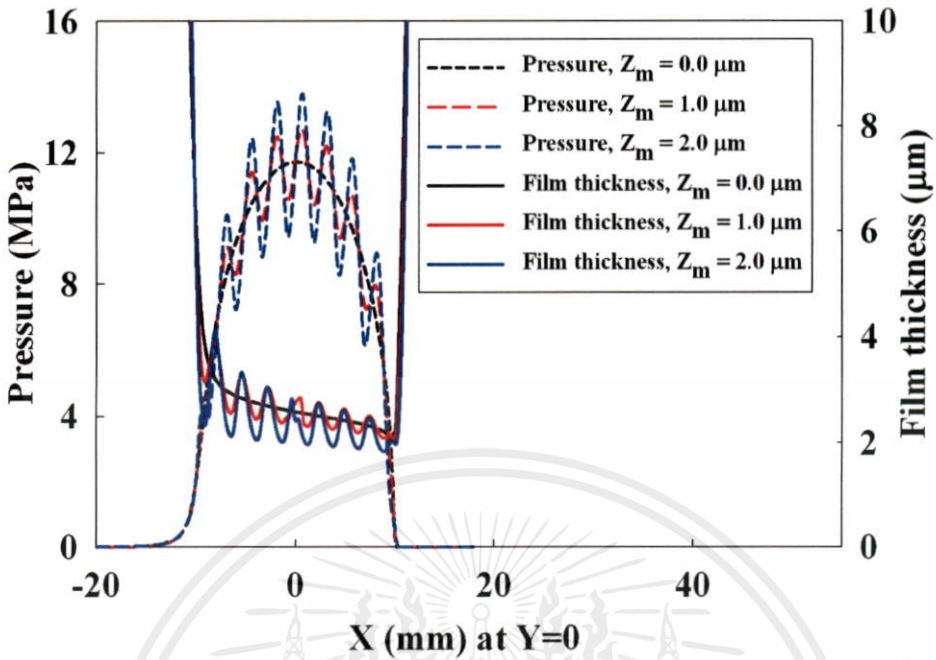
รูปที่ 5.140 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนที่ผิวสัมผัสภายใต้การสัมผัสแบบจุดมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $1.0 \mu\text{m}$



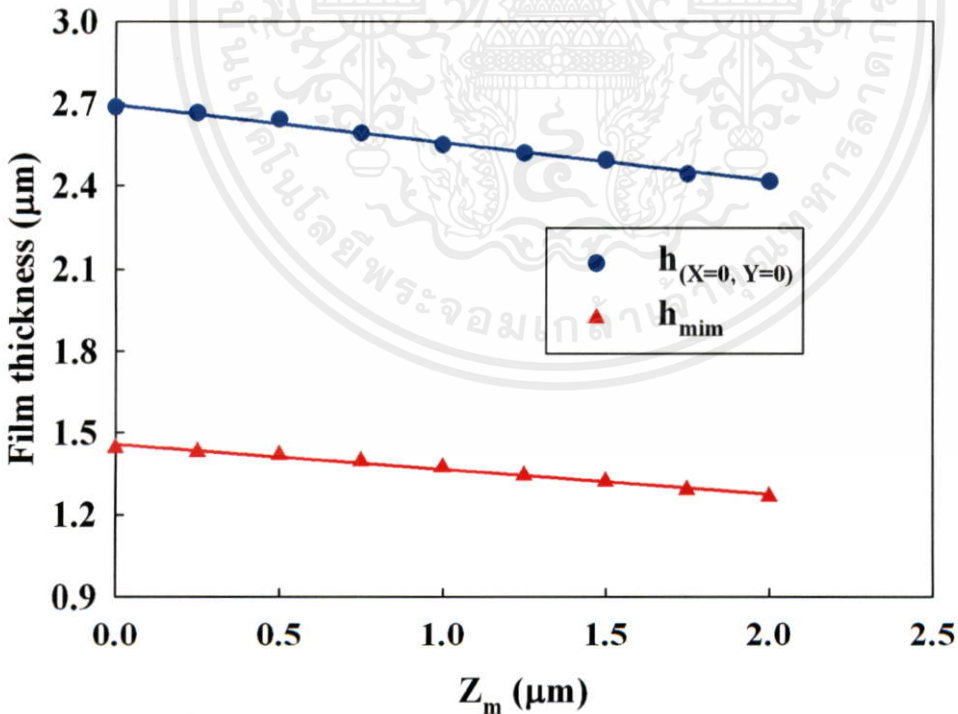
รูปที่ 5.141 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ $2.0 \mu\text{m}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

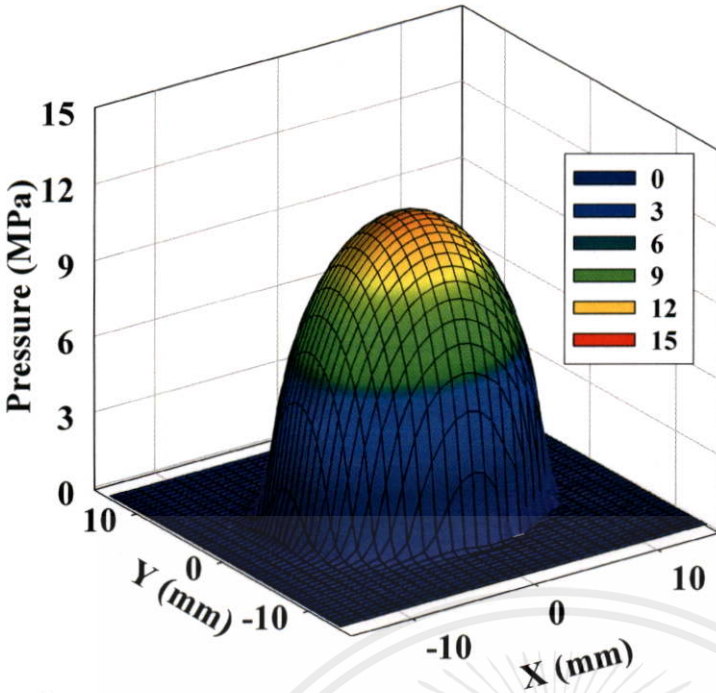
k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n	Z_m (μm)
0.8	1.90	1.0	2	0.06	1.0	0.00,1.00,2.00



รูปที่ 5.142 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบผิวสัมผัส

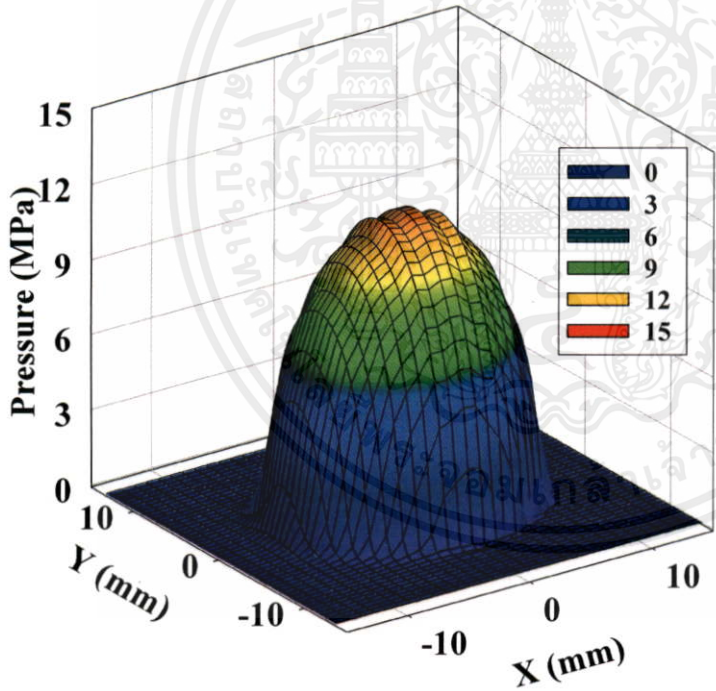


รูปที่ 5.143 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบของผิวสัมผัส



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.50
Z_m (μm)	0.00

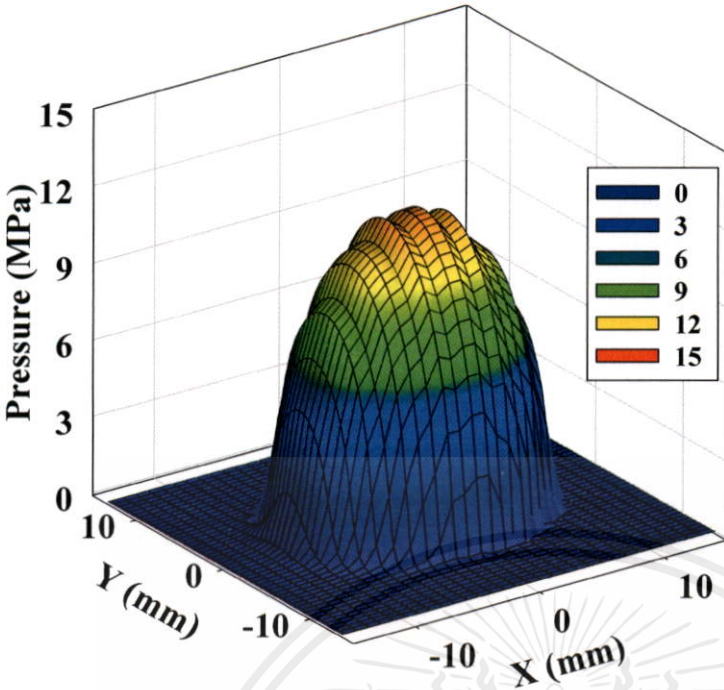
รูปที่ 5.144 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.50
Z_m (μm)	0.15

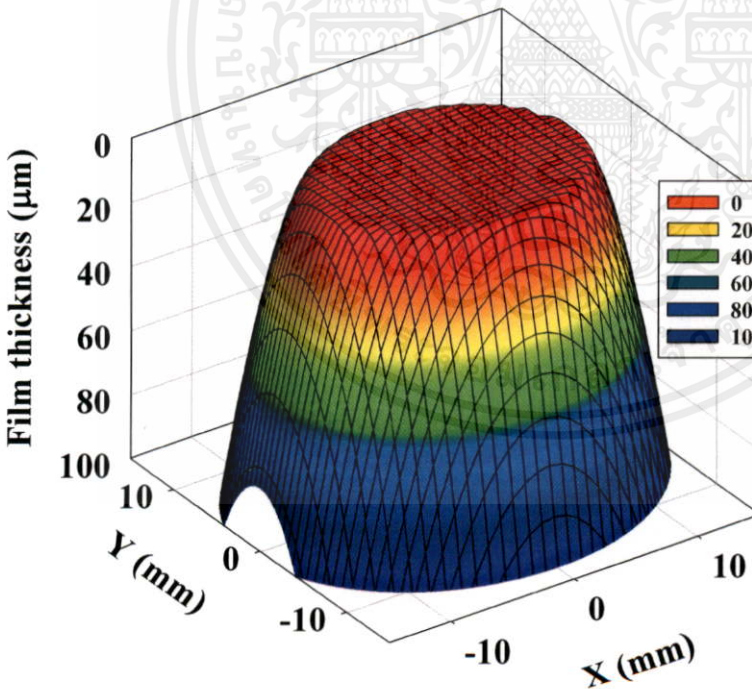
รูปที่ 5.145 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีความหยาบผิวเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.50
Z_m (μm)	0.25

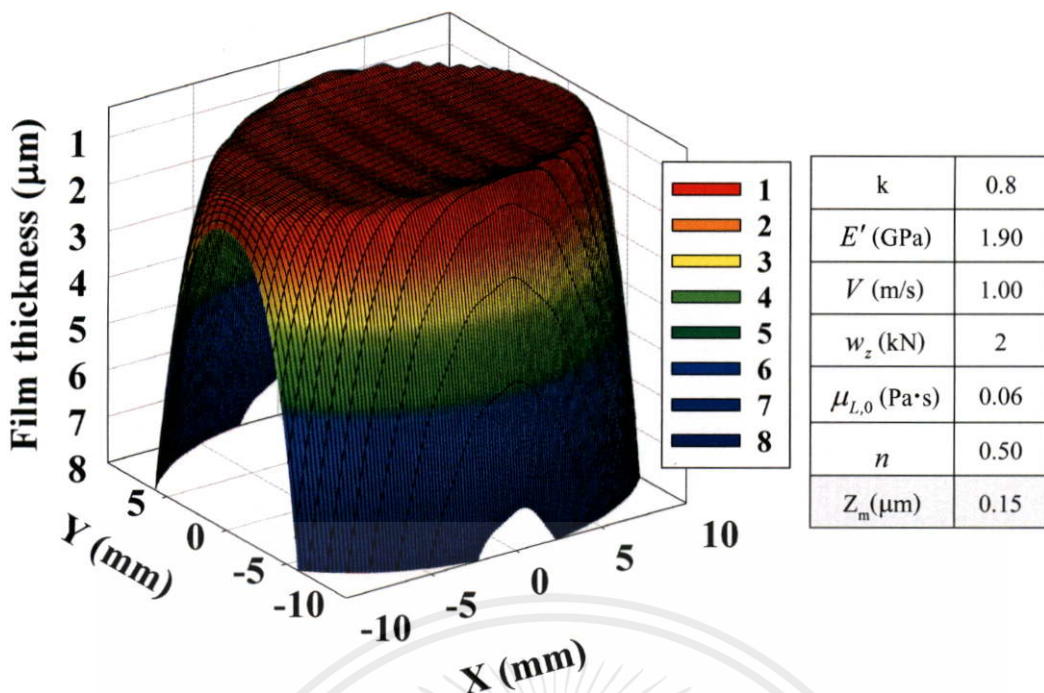
รูปที่ 5.146 แสดงการกระจายความดันฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีค่าความหยาบผิวเท่ากับ 0.25 μm



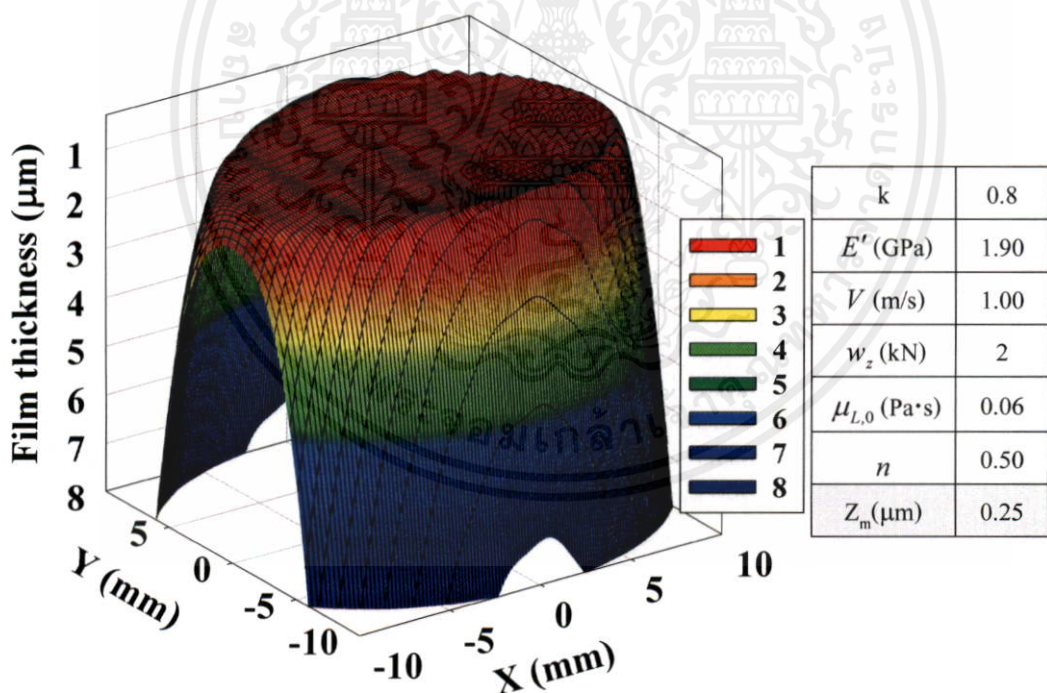
k	0.8
E' (GPa)	1.90
V (m/s)	1.00
w_z (kN)	2
$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	0.06
n	0.50
Z_m (μm)	0.00

รูปที่ 5.147 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของบริษัทฯ ใช้งานเพื่อการศึกษานั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

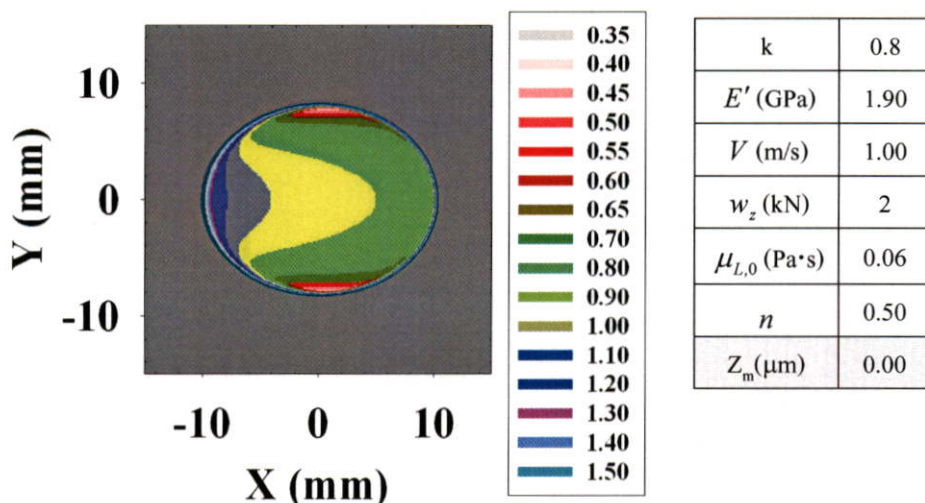


รูปที่ 5.148 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีความหยาบผิวเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$

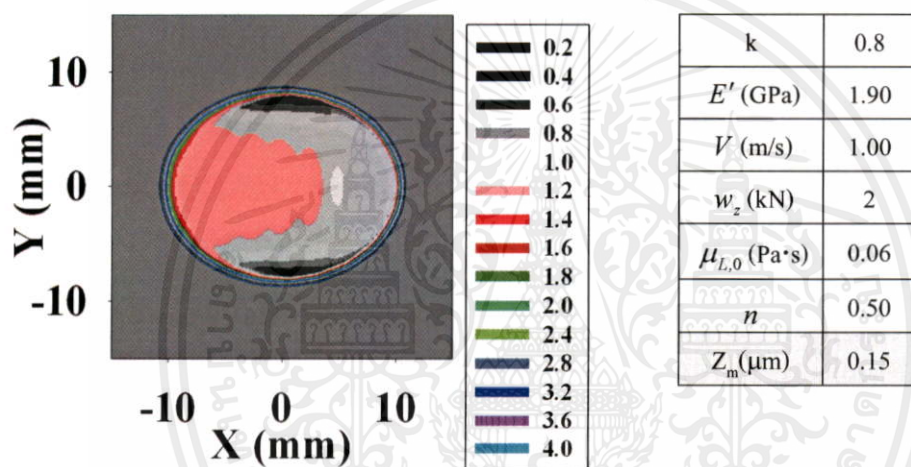


รูปที่ 5.149 แสดงการกระจายความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียน ภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีความหยาบผิวเท่ากับ $0.25 \mu\text{m}$

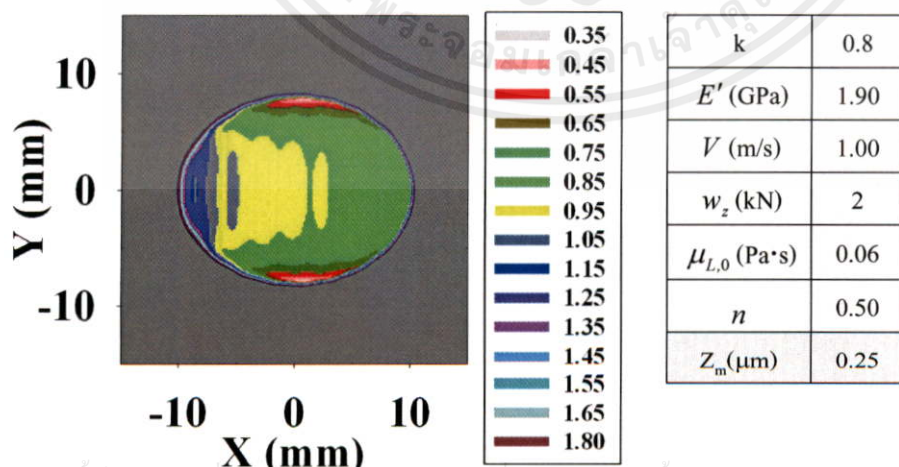
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.150 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสเรียบ

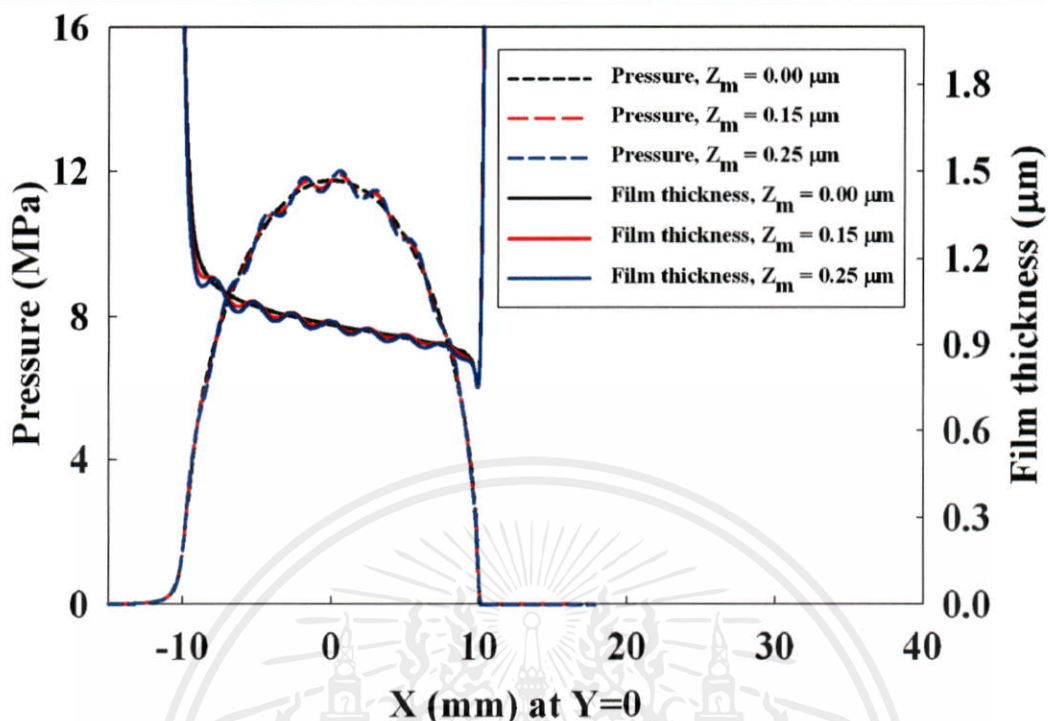


รูปที่ 5.151 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีความหยาบผิวเท่ากับ $0.15 \mu\text{m}$

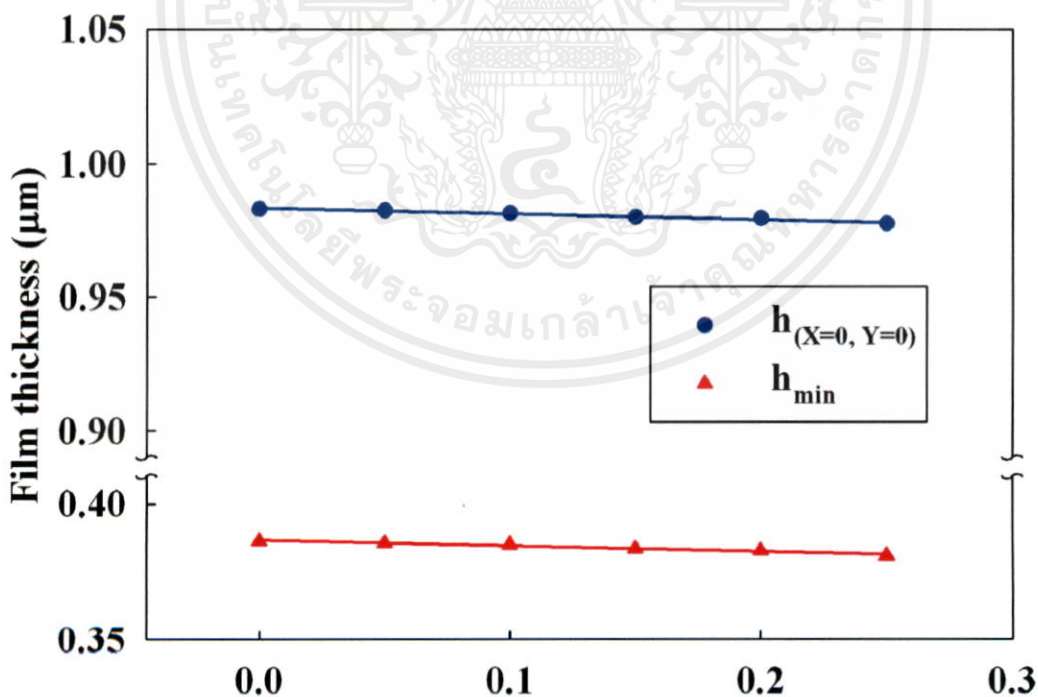


รูปที่ 5.152 แสดงเส้นแสดงระดับความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนภายใต้การสัมผัสแบบจุดที่ผิวสัมผัสมีความหยาบผิวเท่ากับ $0.25 \mu\text{m}$

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n	Z_m (μm)
0.8	1.90	1.0	2	0.06	1.0	0.00,0.15,0.25



รูปที่ 5.153 แสดงการกระจายของความดันฟิล์มและความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่นที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบผิวสัมผัส



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อ Z_m (μm) ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.154 แสดงค่าความหนาฟิล์มที่จุดกึ่งกลางการสัมผัสและค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดที่สัมผัสแบบจุดด้วยสารหล่อลื่นนอนนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหยาบผิวสัมผัส

5.3 สมการค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุด

ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดเป็นค่าที่สำคัญที่ทำให้รู้ว่าบริเวณไหนที่มีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเป็นบริเวณมีโอกาสที่ผิวสัมผัสเกิดการสึกหรอก่อน เมื่อค่าความหนาฟิล์มต่ำลงเรื่อย ๆ สมการค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อสารหล่อลื่นเป็นแบบนิวโตเนียนที่ยอมรับกันทั่วไปคือ สมการของ Hamrock [17] เป็นสมการที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง สมการดังกล่าวจะขึ้นอยู่กับชนิดของการสัมผัสและชนิดของวัสดุ การศึกษาครั้งจะกล่าวถึงสมการของวัสดุอ่อนเท่านั้น สมการค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อเกิดการสัมผัสเป็นแบบเชิงเส้นคือ

$$\frac{h_{\min}}{R_x} = 7.43U^{0.65}W_L^{-0.21} \quad (5.1)$$

สมการค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเมื่อเกิดการสัมผัสเป็นแบบจุดคือ

$$\frac{h_{\min}}{R_x} = 7.43U^{0.65}W_p^{-0.21} (1 - 0.85e^{-0.31k}) \quad (5.2)$$

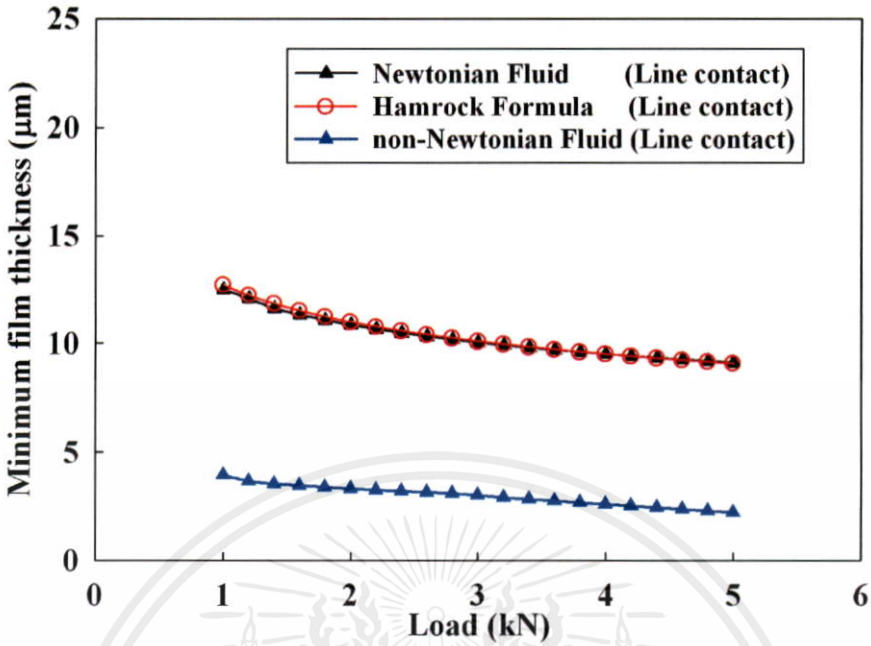
สมการข้างต้นพบว่ามีหลายตัวแปรที่มีผลต่อค่าความหนาฟิล์มต่ำสุด เช่น ค่าความเร็ว ภาระที่กระทำ ค่าความหนืดของสารหล่อลื่น ชนิดและขนาดของผิวสัมผัส เป็นต้น จากการคำนวณโดยเปลี่ยนค่าตัวแปรต่าง ๆ จะได้สมการค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดดังสมการที่ (5.3) ที่มีการสัมผัสแบบเชิงเส้น และ สมการที่ (5.2) สำหรับการสัมผัสแบบจุด

$$\frac{h_{\min}}{R_x} = 12.25U^{0.66}W_L^{-0.20} \quad (5.3)$$

$$\frac{h_{\min}}{R_x} = 12.75U^{0.66}W_p^{-0.19} (1 - 0.86e^{-0.29k}) \quad (5.4)$$

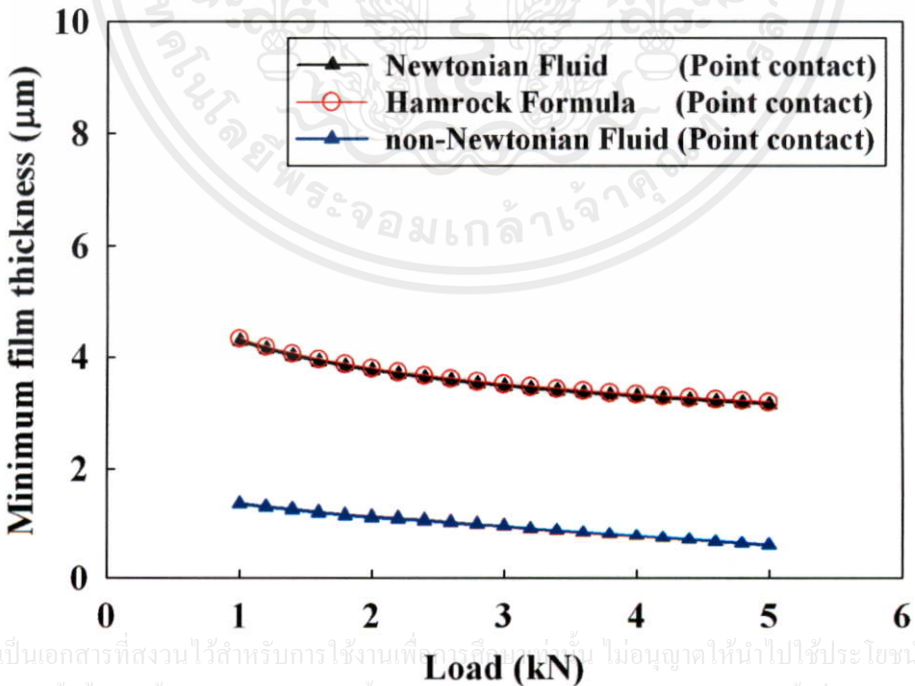
รูปที่ 5.155 และ 5.156 เปรียบค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากสมการที่ได้จากการคำนวณและสมการของ Hamrock พบว่าค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนมีค่าใกล้เคียงกัน และค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดของสารหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนมีค่าต่ำกว่าของสารหล่อลื่นแบบนิวโตเนียน

k	E' (GPa)	V (m/s)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n	Z_m (μm)
∞	1.90	1.0	0.06	0.5, 1.0	0.00



รูปที่ 5.155 แสดงการเปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากสมการคำนวณและสมการของ Hamrock [17] ที่คิดการสัมผัสเป็นแบบเชิงเส้นเมื่อเปลี่ยนภาวะที่กระทำ

k	E' (GPa)	V (m/s)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n	Z_m (μm)
0.8	1.90	1.0	0.06	0.5, 1.0	0.00



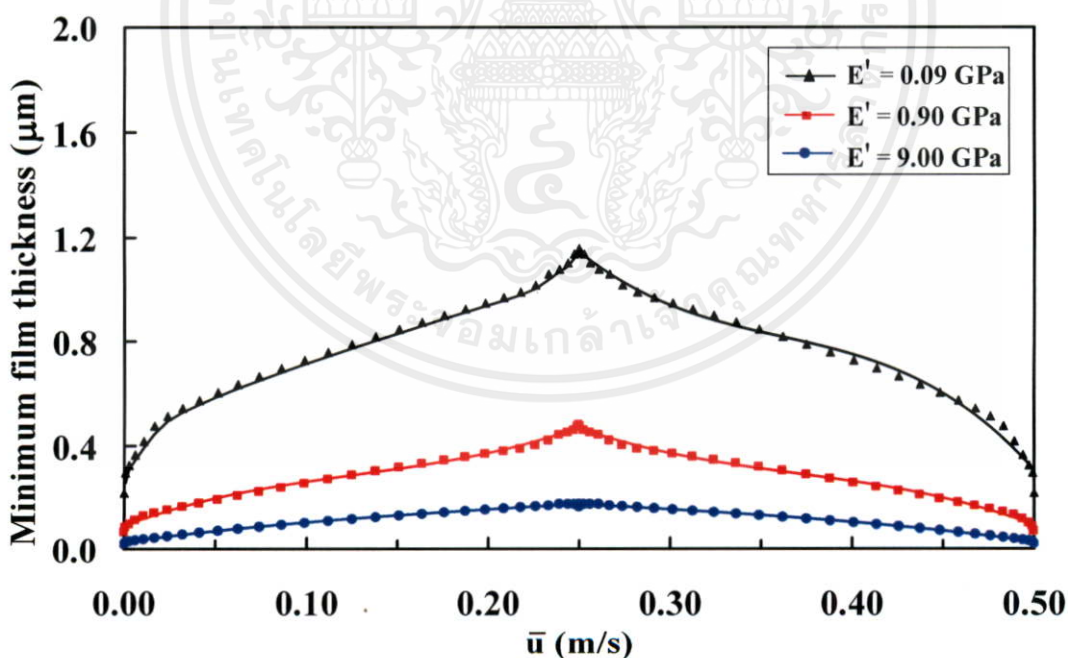
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่การสืบค้นข้อมูล ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

รูปที่ 5.156 แสดงการเปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากสมการคำนวณและสมการของ Hamrock [17] ที่คิดการสัมผัสเป็นแบบจุดเมื่อเปลี่ยนภาวะที่กระทำ

5.4 การเปลี่ยนแปลงฟิล์มสารหล่อลื่นภายใต้การเคลื่อนที่กลับไปกลับมา

เมื่อผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาด้วยระยะการเคลื่อนที่เท่ากับ ± 0.06 m โดยกำหนดเป็นการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสเป็นแบบเชิงเส้นด้วยสารหล่อลื่นชนิดอนิวโตเนียนตามแบบจำลองความหนืดของเพาเวอร์ลอว์ พบว่าที่บริเวณจุดกึ่งกลางการเคลื่อนที่จะมีค่าความหนาฟิล์มมากที่สุด เนื่องจากเป็นจุดที่มีค่าความเร็วของผิวสัมผัสสูงสุด และความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าต่ำสุดที่บริเวณขอบทั้งสองด้านหรือเป็นจุดที่มีความเร็วของผิวสัมผัสเท่ากับศูนย์ โดยปกติแล้วจุดที่มีความเร็วเท่าศูนย์จะไม่มีฟิล์มสารหล่อลื่นเกิดขึ้นแต่ที่ขอบทั้งสองด้านยังคงมีฟิล์มสารหล่อลื่นอยู่เนื่องจาก Squeeze term เพราะฟิล์มสารหล่อลื่นต้องใช้เวลาในการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น Glovnea[80] พบว่าผลของ Squeeze term จะมีผลมากสำหรับการหล่อลื่นภายใต้วัสดุที่อ่อนและมีค่าความหนืดของสารหล่อลื่นสูงหรือมีค่าดัชนีค่าความหนืดของเพาเวอร์ลอว์สูง

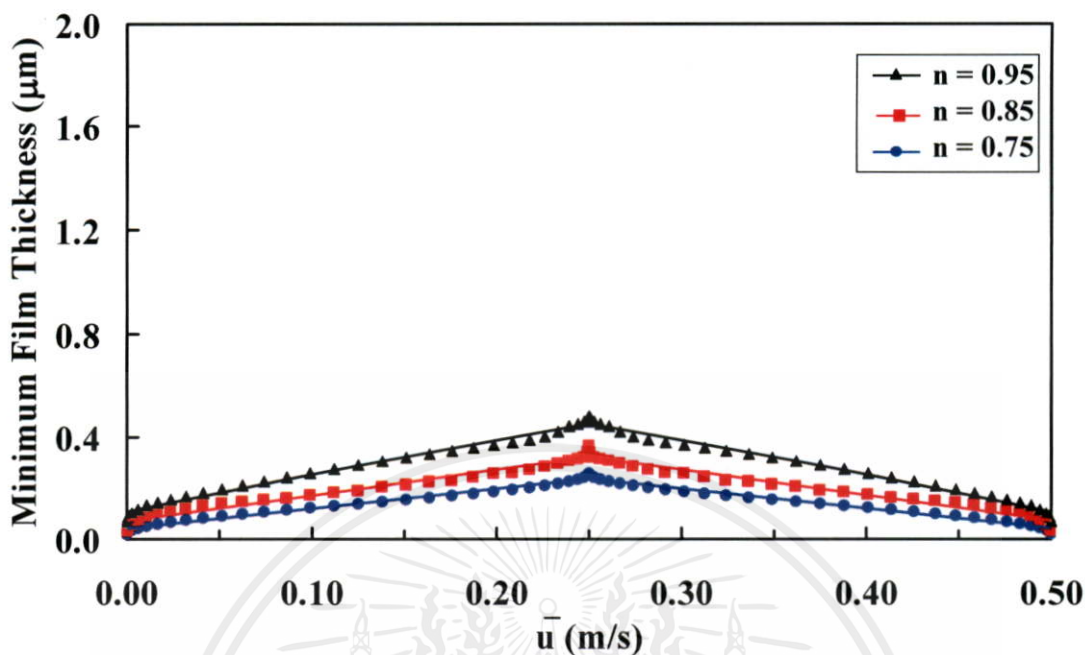
k	E' (GPa)	w_0 (N/m)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n_p
∞	0.09,0.90,9.00	2500	0.01	0.95



รูปที่ 5.157 ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเมื่อเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของวัสดุ

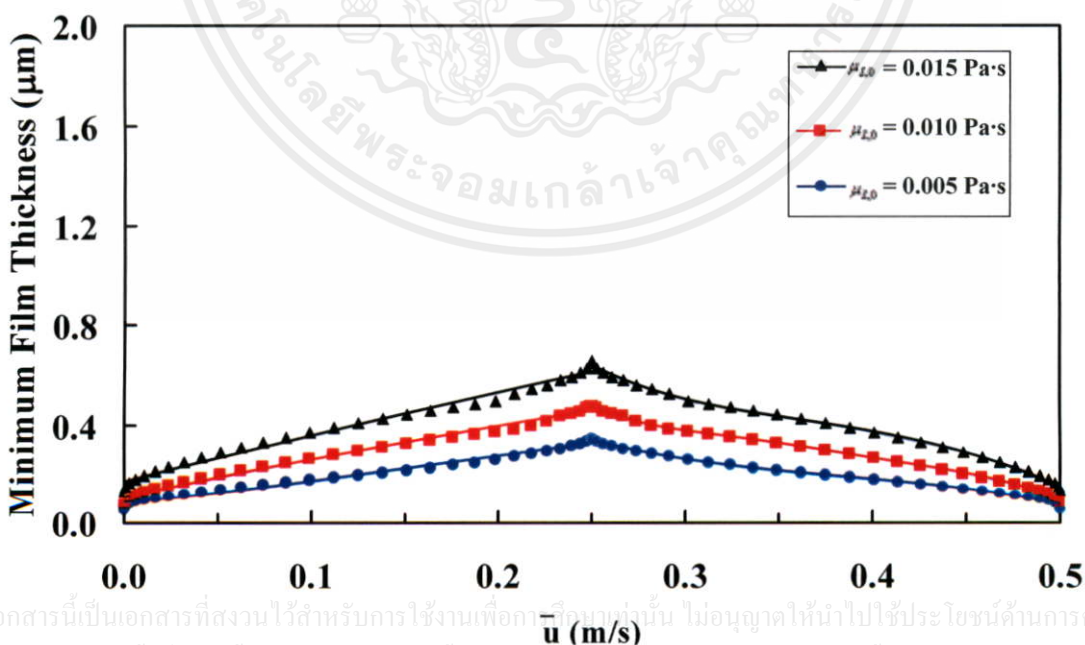
ไม่ว่ากรณีใดก็ตามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k	E' (GPa)	w_0 (N/m)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n_p
∞	0.90	2500	0.01	0.75,0.85,0.95



รูปที่ 5.158 ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าดัชนีความหนืดของเพาเวอร์ลอร์

k	E' (GPa)	w_0 (N/m)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)	n_p
∞	0.90	2500	0.005,0.01,0.015	0.95



รูปที่ 5.159 ค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาเมื่อเปลี่ยนแปลงค่าความหนืด

5.5 ผลของแบบจำลองความหนืด

สมการค่าความหนืดเนื่องจากค่าความเค้นเฉือนตามแบบจำลองของคาโอแสดงสมการที่ (5.1) และสมการค่าความหนืดตามแบบจำลองของเพาเวอร์ลอว์แสดงดังสมการที่ (5.2)

$$(\mu_S)_{\text{Carreau}} = \mu_{L,\infty} + (\mu_{L,0} - \mu_{L,\infty}) \left(1 + \lambda^2 I\right)^{\frac{n-1}{2}} \quad (5.1)$$

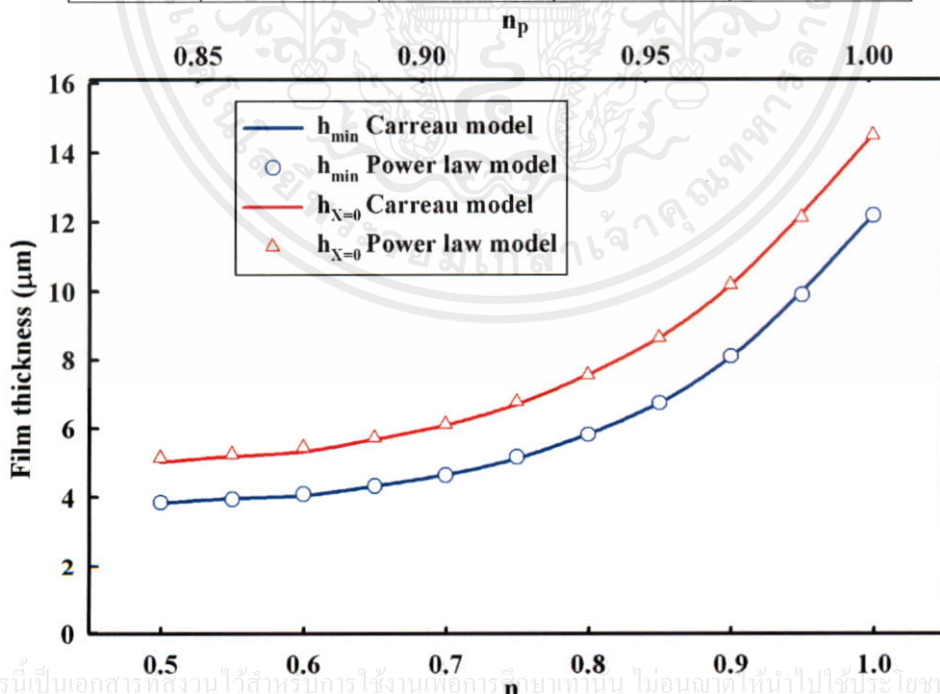
$$(\mu_S)_{\text{power law}} = \mu_{L,0} I^{\left(\frac{n_p-1}{2}\right)} \quad (5.2)$$

โดยที่ Power law viscosity exponent index, n_p มีค่าเท่ากับ

$$n_p = 1 + 2 \left(\frac{\ln((\mu_S)_{\text{carreau}}) - \ln(\mu_{L,0})}{\ln(I)} \right) \quad (5.3)$$

จากรูปที่ 5.160 พบว่าเมื่อกำหนดให้การสัมผัสเป็นแบบเชิงเส้นค่าความหนืดที่เป็นไปตามแบบจำลองค่าความหนืดของคาโอและเพาเวอร์ลอว์ได้ค่าความหนาฟิล์มเท่ากัน เนื่องจากแบบจำลองความหนืดเพาเวอร์ลอว์เป็นส่วนหนึ่งของแบบจำลองของคาโอ และค่าดัชนีความหนืดของคาโอและค่าดัชนีความหนืดของเพาเวอร์ลอว์มีค่าลดลงจะทำให้ค่าความหนาฟิล์มมีค่าน้อยลงเช่นเดียวกัน

k	E' (GPa)	V (m/s)	w_z (kN)	$\mu_{L,0}$ (Pa·s)
∞	1.90	1.0	2	0.06



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 5.160 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดจากแบบจำลองความหนืดของคาโอเทียบกับแบบจำลองความหนืดของเพาเวอร์ลอว์ เมื่อเปลี่ยนแปลงค่าดัชนีความหนืด

5.6 การหล่อลื่นในข้อหัวเข้าเทียมของมนุษย์

ขณะที่มนุษย์เคลื่อนไหวที่ฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเปลี่ยนไปตามสภาวะการเคลื่อนที่ รูปที่ 5.161 แสดงค่าความเร็วและภาระที่กระทำที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาในขณะที่เวลาที่เวลาเริ่มต้นภาระที่กระทำมีค่าเท่ากับน้ำหนักตัวคือ 600 N และมีค่าความเร็วเริ่มต้นเท่ากับ 0.006 m/s [26]

การศึกษาครั้งนี้สมมติให้การหล่อลื่นในข้อหัวเข้าเทียมของมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบจุด เมื่อให้กำหนดให้ขนาดของข้อหัวเข้าเทียมที่ใช้ในการคำนวณเป็นไปตามตารางที่ 5.3 คุณสมบัติสารหล่อลื่นเป็นไปตามตารางที่ 5.4 และน้ำหนักตัวของคนเท่ากับ 600 N การหล่อลื่นขณะเดินค่าภาระที่กระทำและความเร็วเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา รูปที่ 5.162 ถึง 5.169 แสดงการเปลี่ยนค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดที่เปลี่ยนภาระที่กระทำและความเร็วตามเวลา พบว่าที่เวลาเริ่มต้นที่รอบแรกค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดมีค่าน้อยเนื่องจากฟิล์มสารหล่อลื่นต้องใช้เวลาในการสร้างฟิล์มสารหล่อลื่นขึ้นเมื่อเวลาผ่านไปค่าความหนาฟิล์มจะเปลี่ยนไปและจะมีค่าความหนาฟิล์มลดลงตามค่าภาระที่กระทำที่กระทำเพิ่มขึ้นและความเร็วลดลง รอบที่สองค่าความหนาฟิล์มเริ่มจะมีค่ามากเนื่องจากมีความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นอยู่แล้วจากเวลาสุดท้ายของรอบแรก เวลาผ่านไปค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดของสารหล่อลื่นจะเหมือนกับรอบแรก และการลักษณะของค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดตั้งแต่รอบที่ 3 จะเหมือนกับรอบที่สอง

เมื่อค่าความหนืดของสารหล่อลื่นลดลงค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าลดลงไม่ว่าเป็นสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียนหรือว่านอนิวโตเนียนก็ตาม สารหล่อลื่นชนิดนอนิวโตเนียนมีค่าความหนาฟิล์มต่ำกว่า เนื่องจากที่สภาวะเดียวกันสารหล่อลื่นชนิดอัดตัวได้ที่อยู่ภายใต้การกดอัดระหว่างผิวสัมผัสทั้งสอง ความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะลดลงเมื่อปริมาตรของสารหล่อลื่นลดลงตามสมการความหนาแน่น ซึ่งค่าความดันที่กดอัดให้ปริมาตรของสารหล่อลื่นลดลงจะมีผลให้ทำให้ผิวสัมผัสเกิดสารเสียบรูปด้วย ดังนั้นถ้าวัสดุที่ยืดหยุ่นความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีผลต่อการเสียบรูปของวัสดุมากกว่าการลดปริมาตรของสารหล่อลื่น เมื่อวัสดุเสียบรูปมากปริมาตรของสารหล่อลื่นจะเพิ่มขึ้นจึงส่งผลให้ฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นไปด้วย

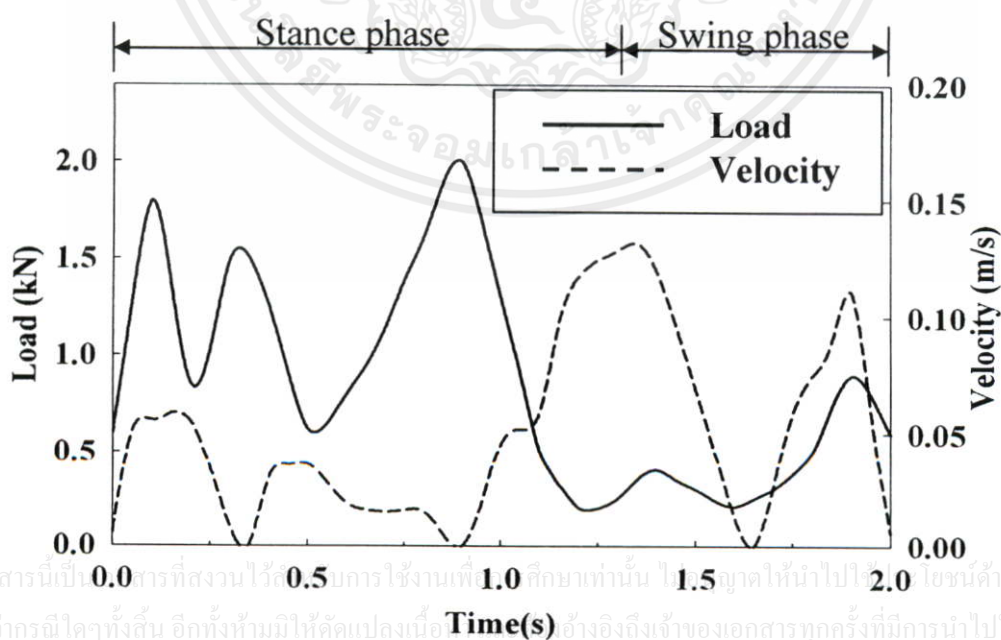
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.3 คุณสมบัติของวัสดุ ที่ใช้ในการคำนวณขณะเดิน

Material properties		
Radii of curvature	r_{ax} (mm)	47.90
	r_{ay} (mm)	14.00
	r_{bx} (mm)	53.34
	r_{by} (mm)	15.88
CoCr	E_a (GPa)	240.0
	ν_a	0.300
UHMWPE	E_b (GPa)	0.800
	ν_b	0.400

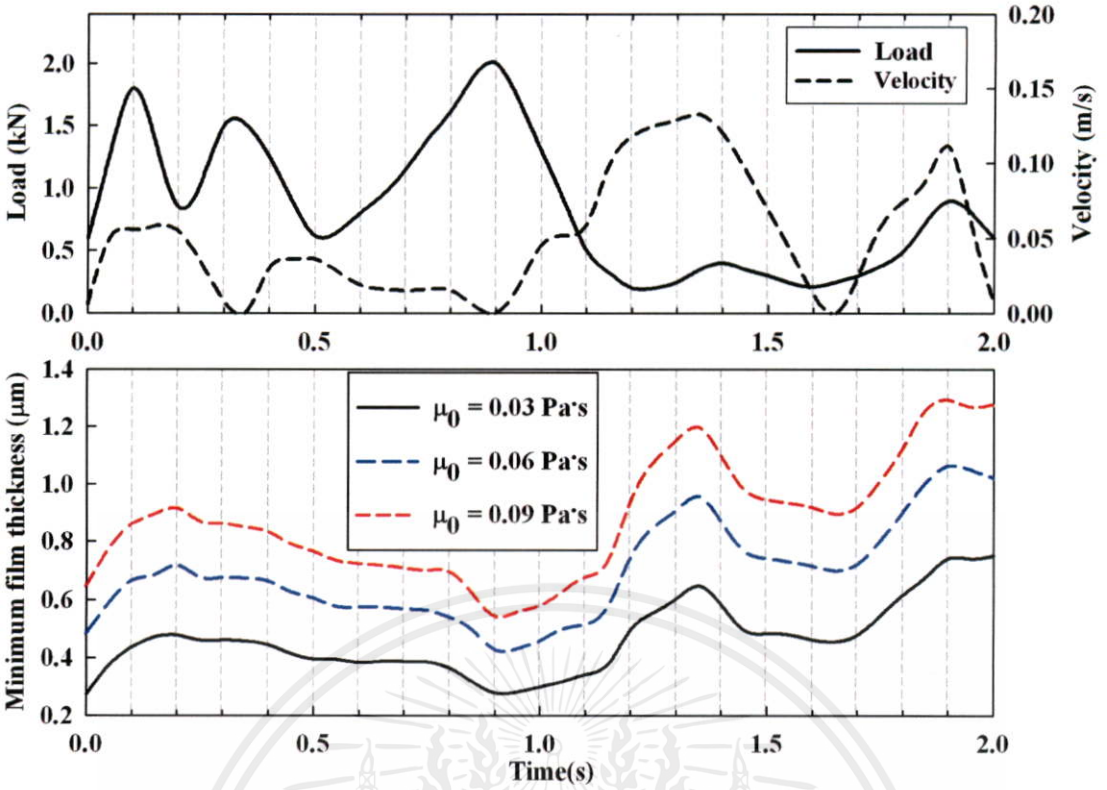
ตารางที่ 5.4 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นที่ใช้ในการคำนวณขณะเดิน

Lubricant properties	
Low shear strain rate viscosity ($\mu_{L,0}$), Pa·s	0.06
High shear strain rate viscosity ($\mu_{L,\infty}$), Pa·s	0.01
Time relaxation (λ), s	0.09
Viscosity exponent index (n)	0.5,1.0
Viscosity pressure index (z_1)	0.01

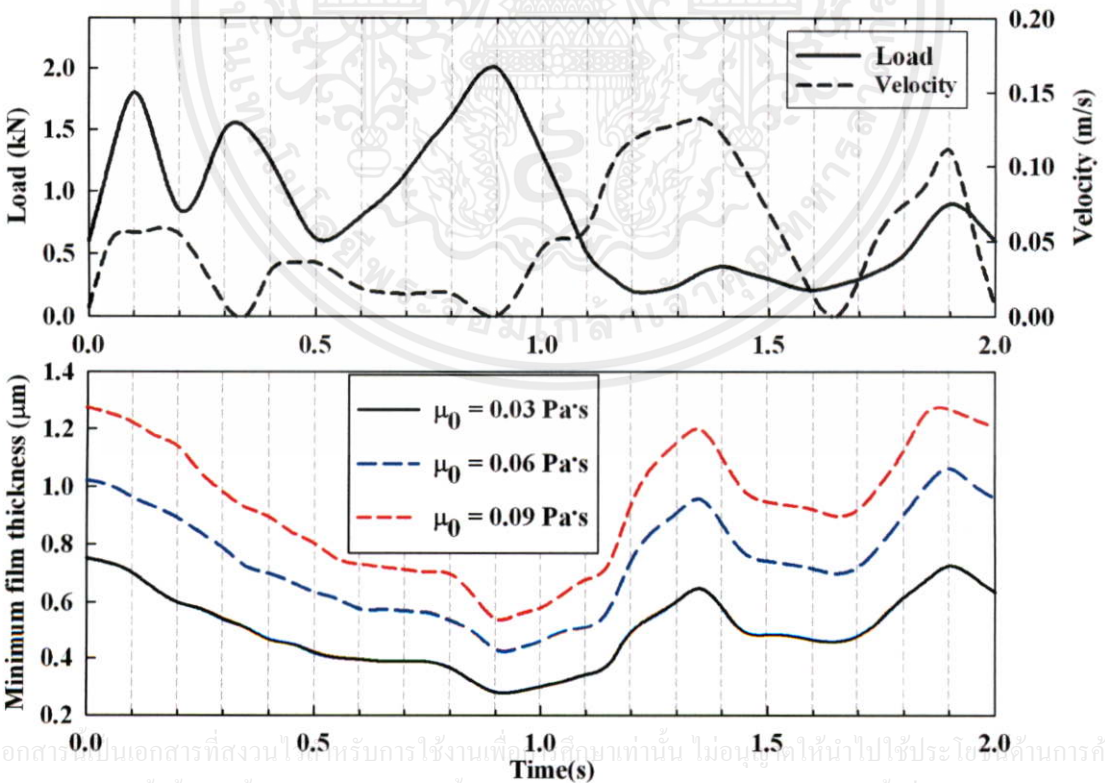


เอกสารนี้เป็น 0.0 การที่สงวนไว้ 0.5 มการใช้งานที่ 1.0 ศึกษาเท่านั้น ไป 1.5 ญาติให้นำไปใช้ 2.0 โชนค้านการค้่า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อ อังอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.161 แสดงค่าความเร็วและภาระที่กระทำเปลี่ยนแปลงในขณะเดิน [26]

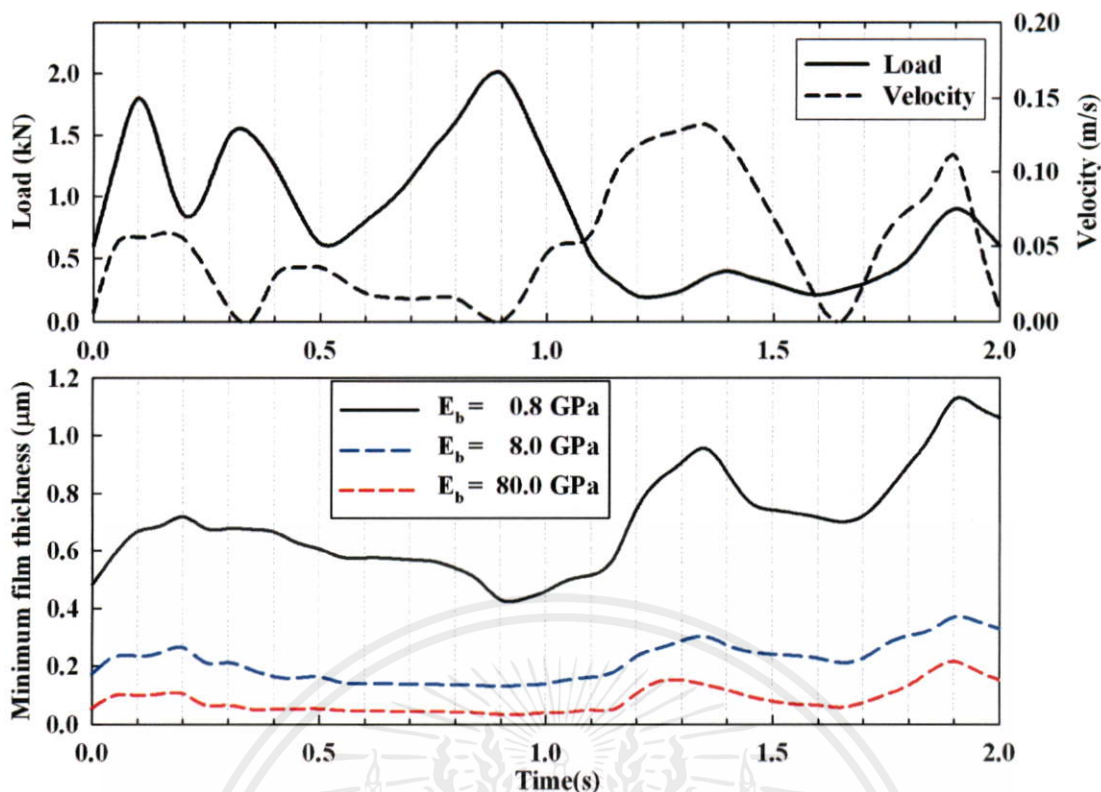


รูปที่ 5.162 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด

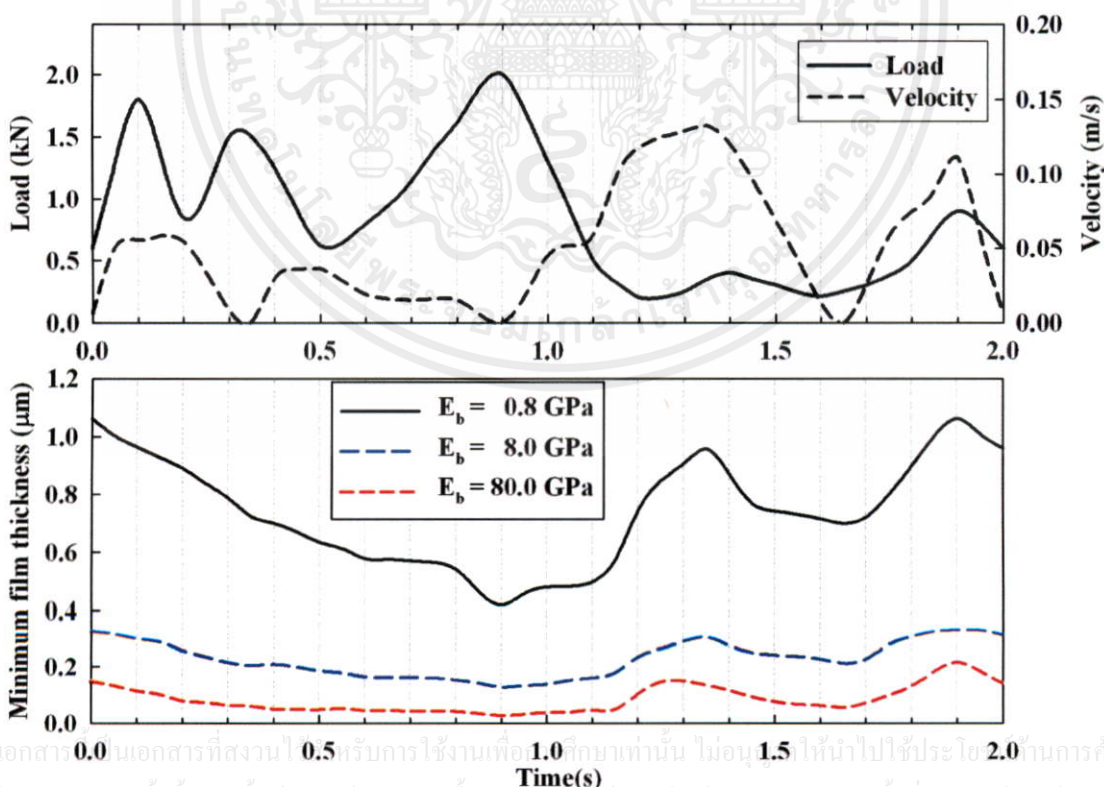


แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน

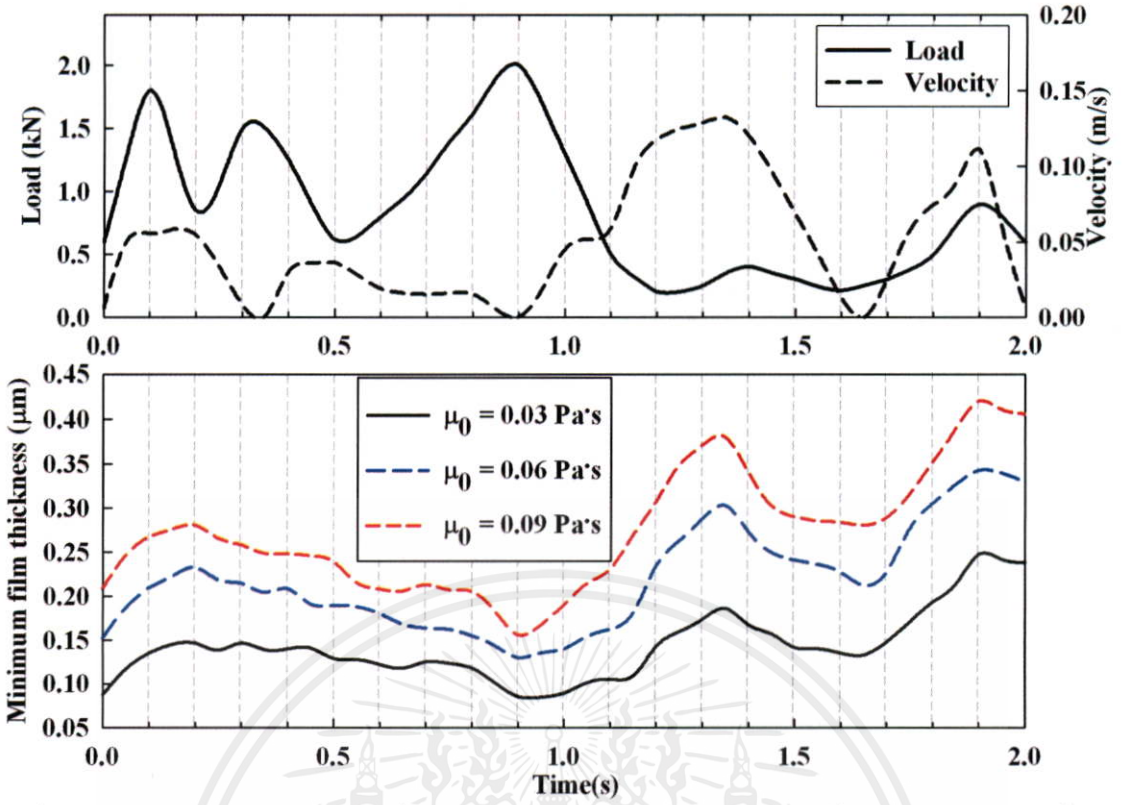
รูปที่ 5.163 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด



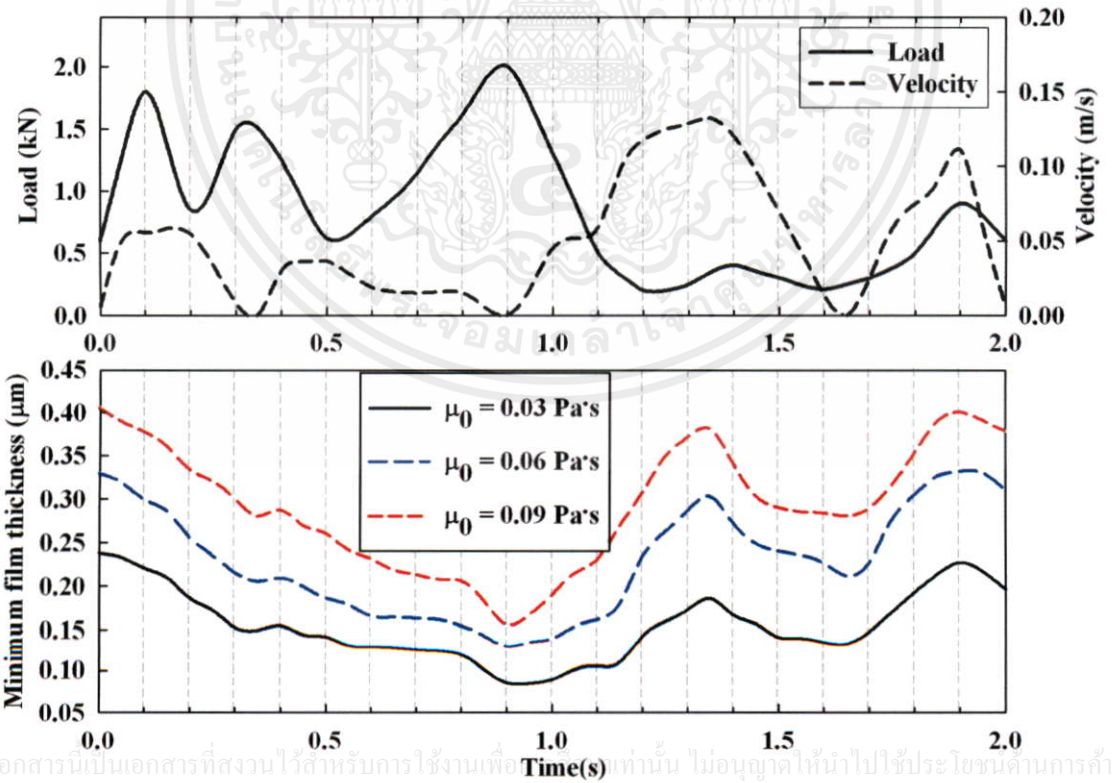
รูปที่ 5.164 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน เมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ



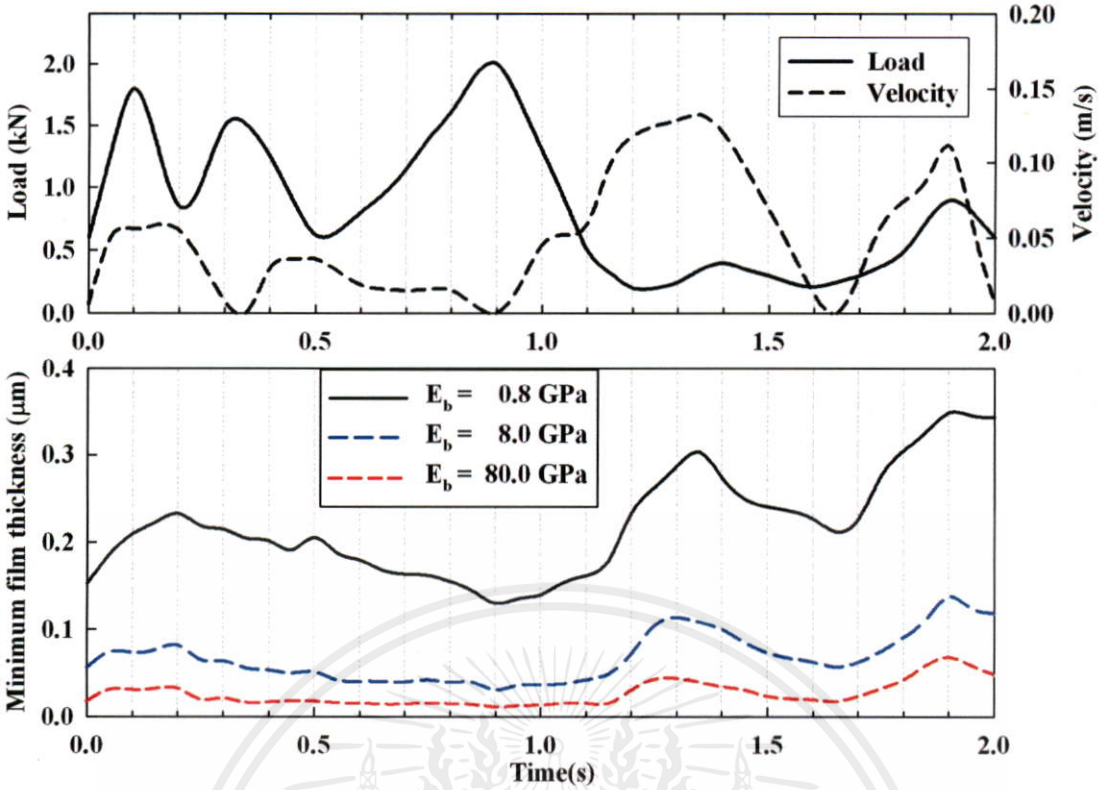
รูปที่ 5.165 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน เมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ



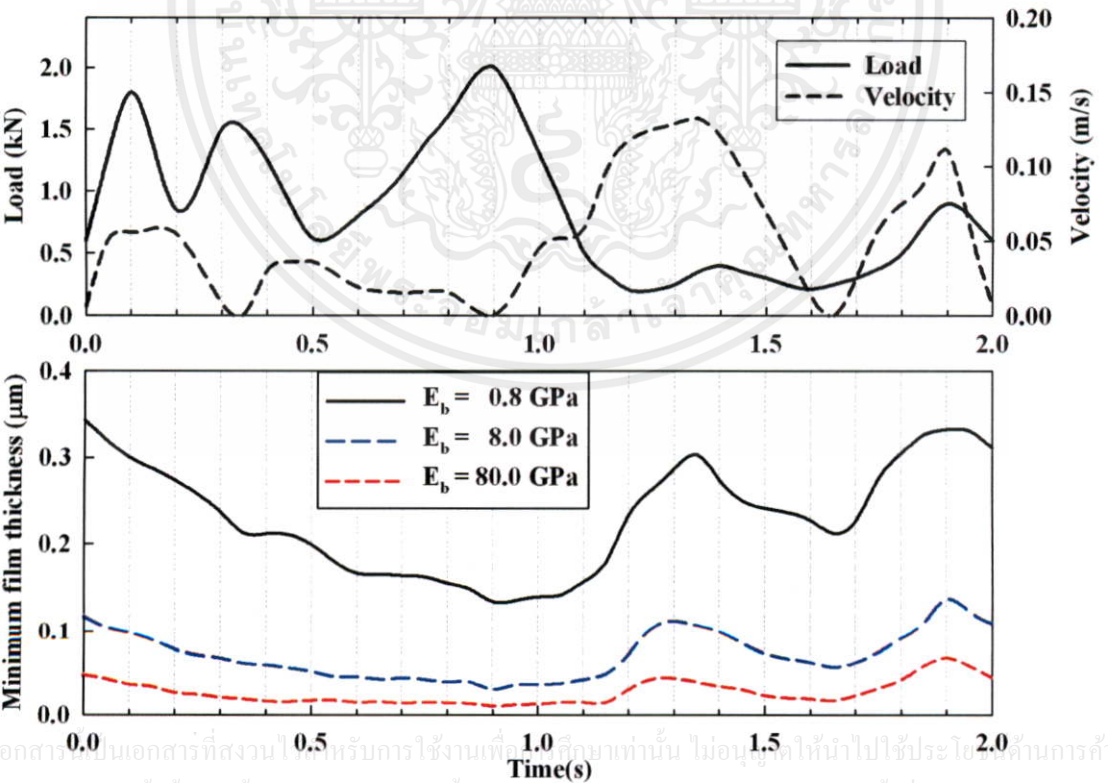
รูปที่ 5.166 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบแรกของสารหล่อลื่นชนิดอนิวโตเนียน เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด



รูปที่ 5.167 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดอนิวโตเนียนเมื่อเปลี่ยนค่าความหนืด



รูปที่ 5.168 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดอนินวโคเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ



รูปที่ 5.169 แสดงค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดในการเดินรอบที่สองของสารหล่อลื่นชนิดอนินวโคเนียนเมื่อเปลี่ยนชนิดของวัสดุ

บทที่ 6

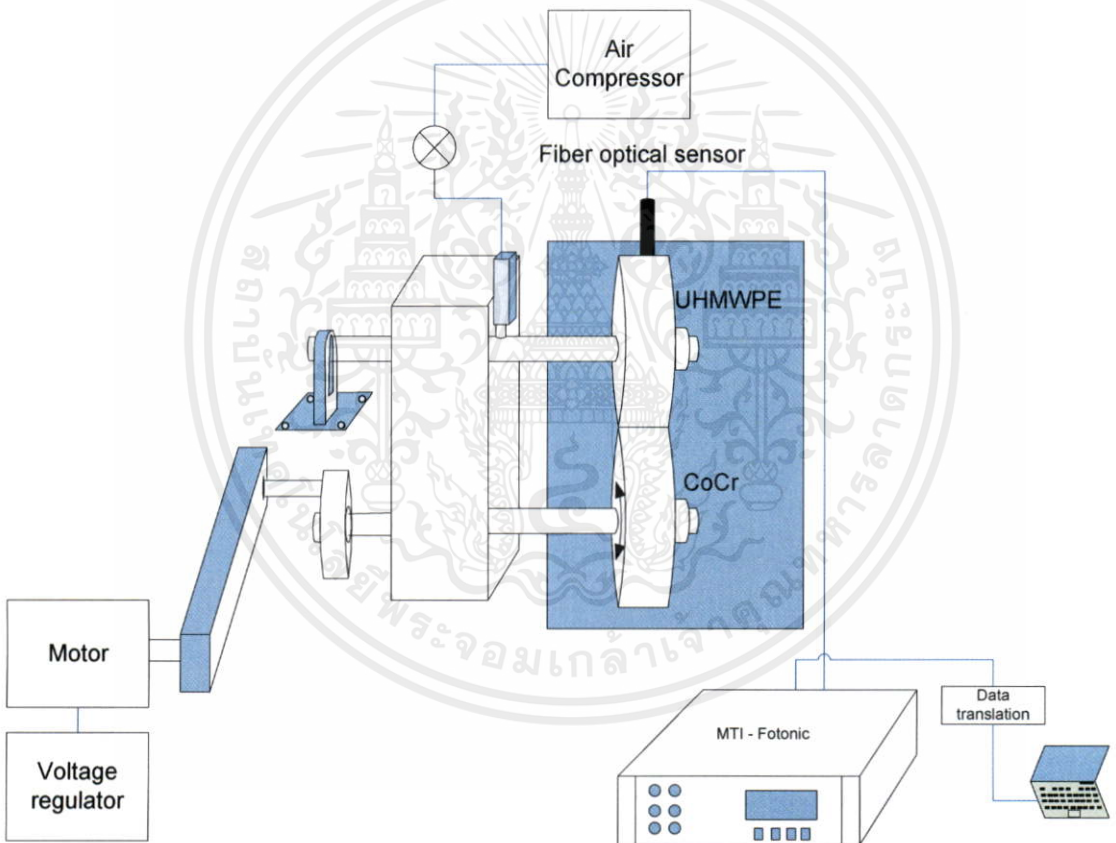
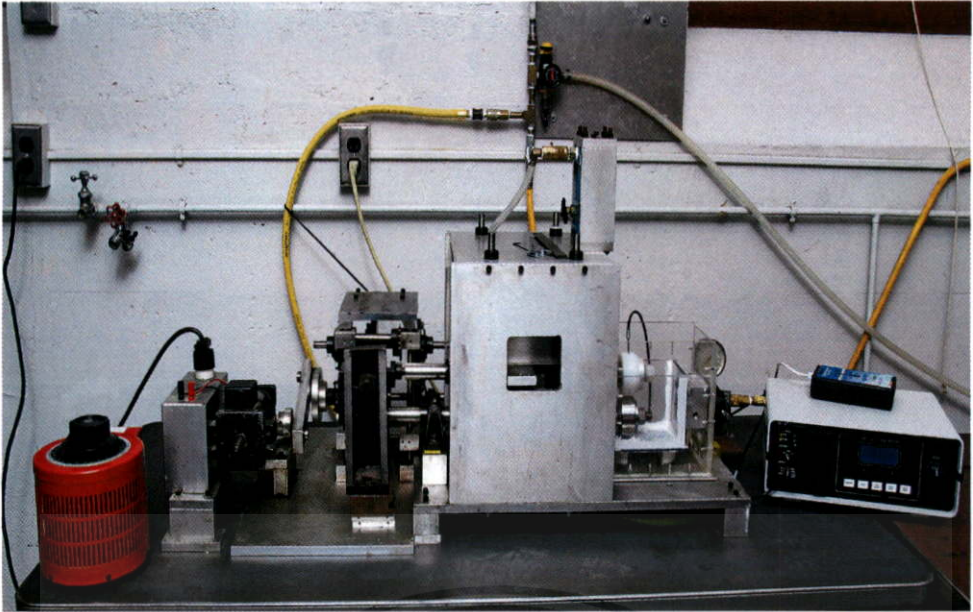
การทดลองและผลการทดลอง

การทดลองนี้จำลองการทำงานของข้อเข่าเทียมของมนุษย์ โดยศึกษาความหนาฟิล์มที่เกิดขึ้นด้วยการหล่อลื่นของทรงกระบอกสองชิ้นดังแสดงในรูปที่ 6.1 ชั้นล่างเคลื่อนที่กลับไปกลับมาด้วยความเร็วที่กำหนด ทรงกระบอกชิ้นบนเป็นพลาสติก (UHMWPE) และชั้นล่างเป็นโลหะ (CoCr) มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 6.35 เซนติเมตร และหนาเท่ากับ 2.54 เซนติเมตร ซึ่งวัสดุทั้งสองเป็นวัสดุชนิดเดียวกันกับข้อเข่าเทียมของมนุษย์ที่ใช้งานจริง อุปกรณ์วัดความหนาฟิล์มคือ Fiber-optical sensor (MTI-Fotonic) ติดตั้งไว้ทรงกระบอกด้านบน เนื่องจากข้อจำกัดของอุปกรณ์วัดความหนาฟิล์มดังนั้นสารหล่อลื่นที่ใช้จะต้องมีค่าความหนืดสูง และสารหล่อลื่นที่ใช้คือซิลิโคนที่มีค่าความหนืดเท่ากับ 101.44 Pa·s เป็นสารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน ก่อนทำการทดลองต้องทำการปรับค่าของอุปกรณ์ทดลองต่าง ๆ ก่อนรูปที่ 6.2 เป็นการปรับค่าอุปกรณ์วัดความหนาฟิล์มที่สารหล่อลื่นต่าง ๆ ได้แก่ อากาศ น้ำ และซิลิโคนที่ใช้ในการทดลอง โดยเปรียบเทียบค่าที่เครื่องอ่านได้กับไมโครมิเตอร์ รูปที่ 6.3 แสดงค่าความดันที่ใช้ในการทดลองเพื่อหาขนาดการที่กระทำต่อทรงกระบอกด้านบน รูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความต่างศักย์กับการทดลองกับความเร็วรอบที่ใช้การทดลอง

รูปที่ 6.5 แสดงความหนาฟิล์มที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 130 N และ 3 Hz พบว่าความหนาฟิล์มที่จุด 0.010 เมตร มีค่าความฟิล์มสารหล่อลื่นมากที่สุดเนื่องจากที่จุดนี้ค่าความเร็วสูงสุดที่จุดและที่ขอบทั้งสองด้าน ไม่มีฟิล์มสารหล่อลื่นเนื่องจากความเร็วที่จุดนี้เท่ากับศูนย์ เมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มจะทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงดังรูปที่ 6.6 เมื่อเปลี่ยนค่าความเร็วค่าหนาฟิล์มสารหล่อลื่นเพิ่มขึ้นตามค่าความเร็วที่เพิ่มขึ้นดังรูปที่ 6.7

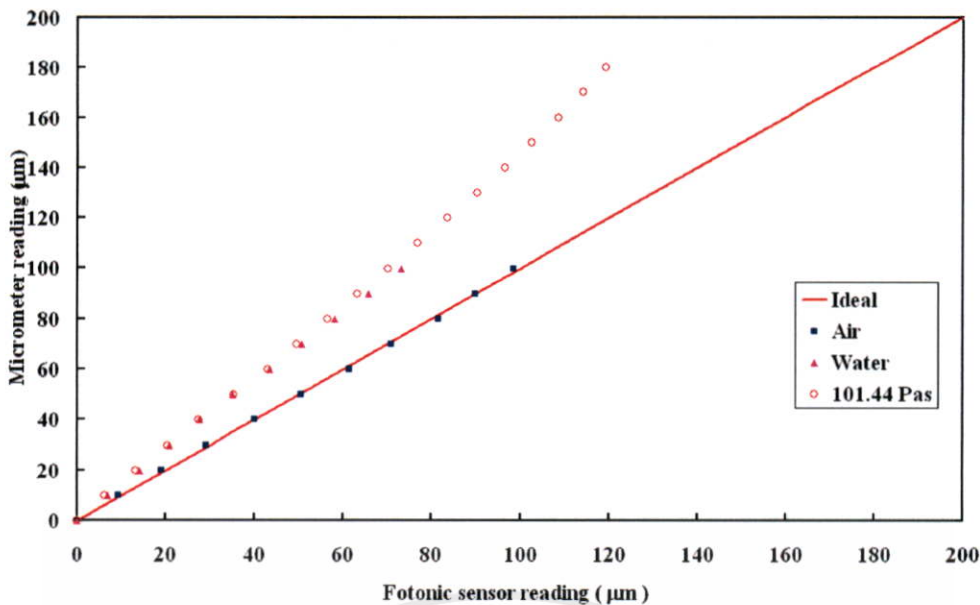
เมื่อเปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลองกับ การคำนวณทางทฤษฎีและสมการของ Hamrock [17] พบว่าค่าความหนาฟิล์มจากการทดลองมีค่าน้อยกว่าการคำนวณทางทฤษฎีและสมการของ Hamrock เนื่องจากในขณะที่ทดลองเกิดฟองอากาศขึ้น และ ฟองอากาศที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่เข้าไปในบริเวณสัมผัสและเคลื่อนออกไปข้างเพราะสารหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลองมีค่าความหนืดมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

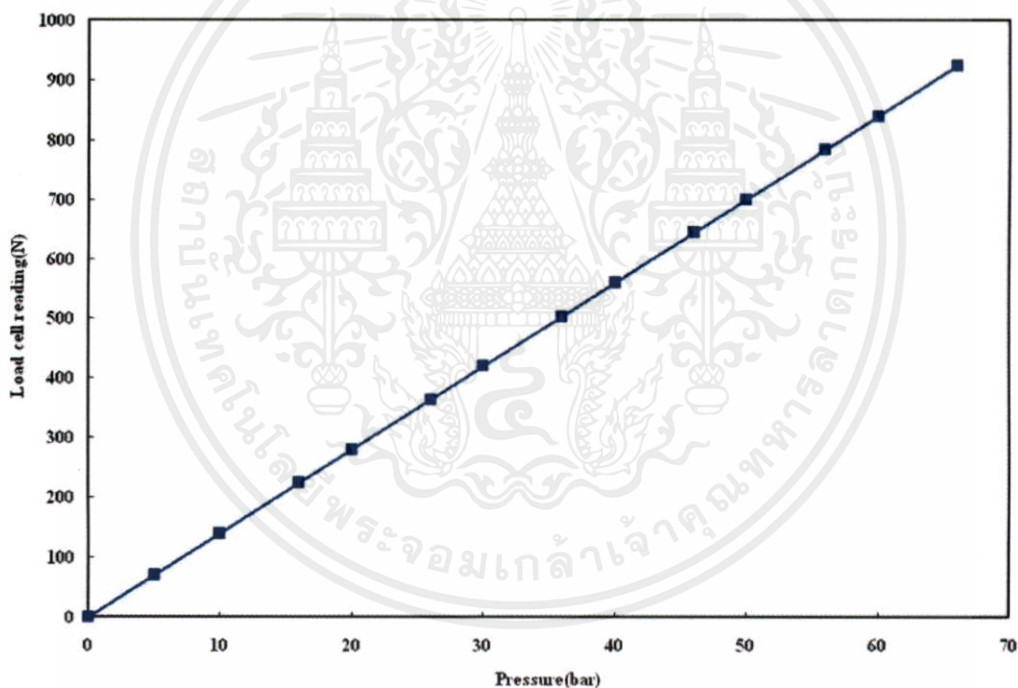


รูปที่ 6.1 การติดตั้งอุปกรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

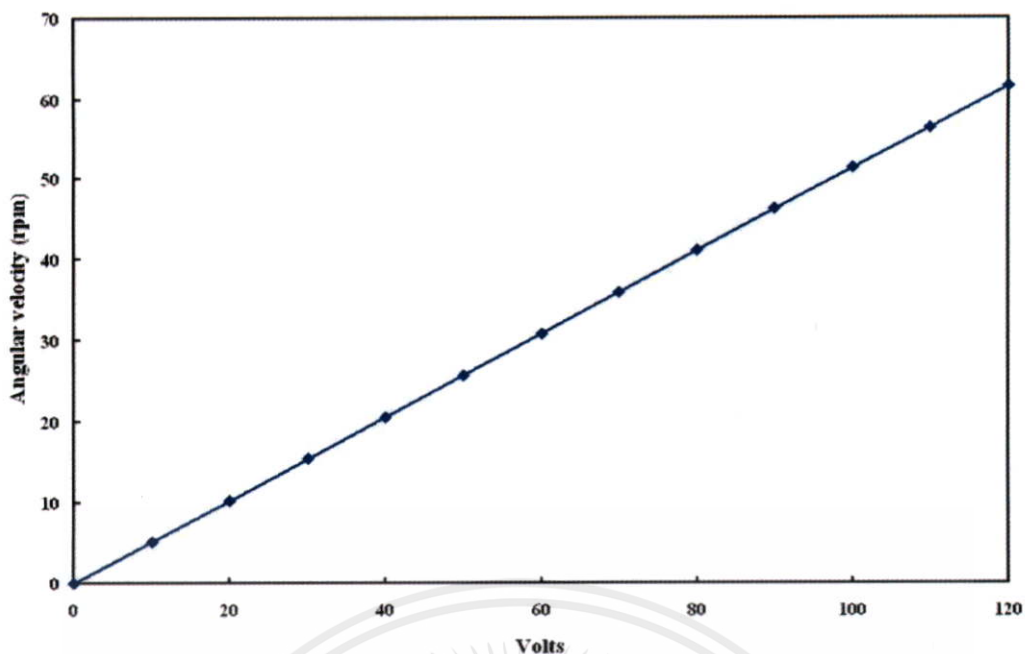


รูปที่ 6.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างระยะที่เครื่องมิววัด (Fotic sensor) อ่านได้กับไมโครมิเตอร์

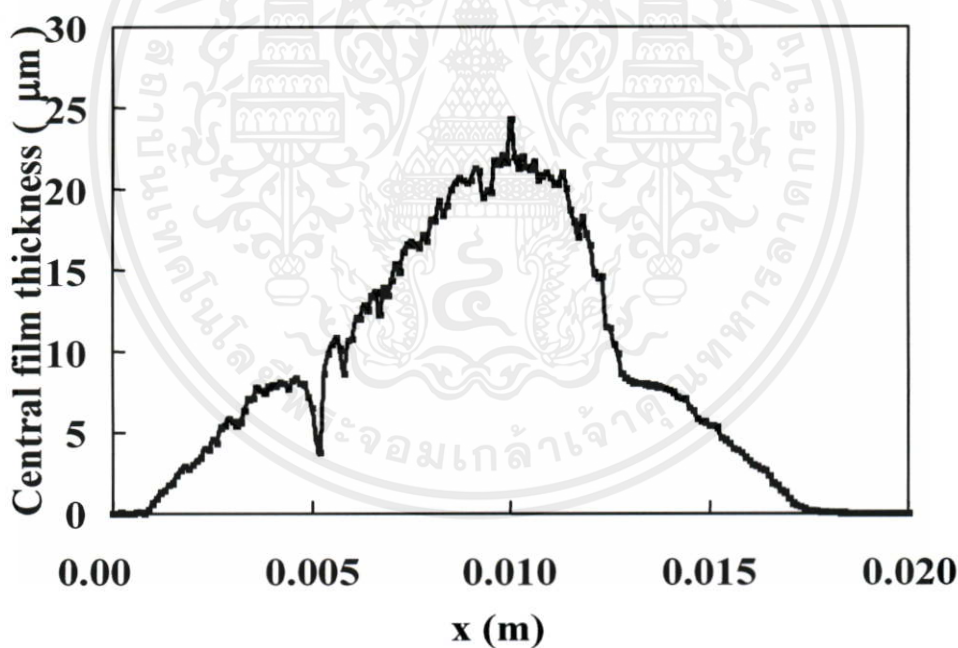


รูปที่ 6.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ใช้ในการทดลองและภาระที่กระทำต่อทรงกระบอกด้านบน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

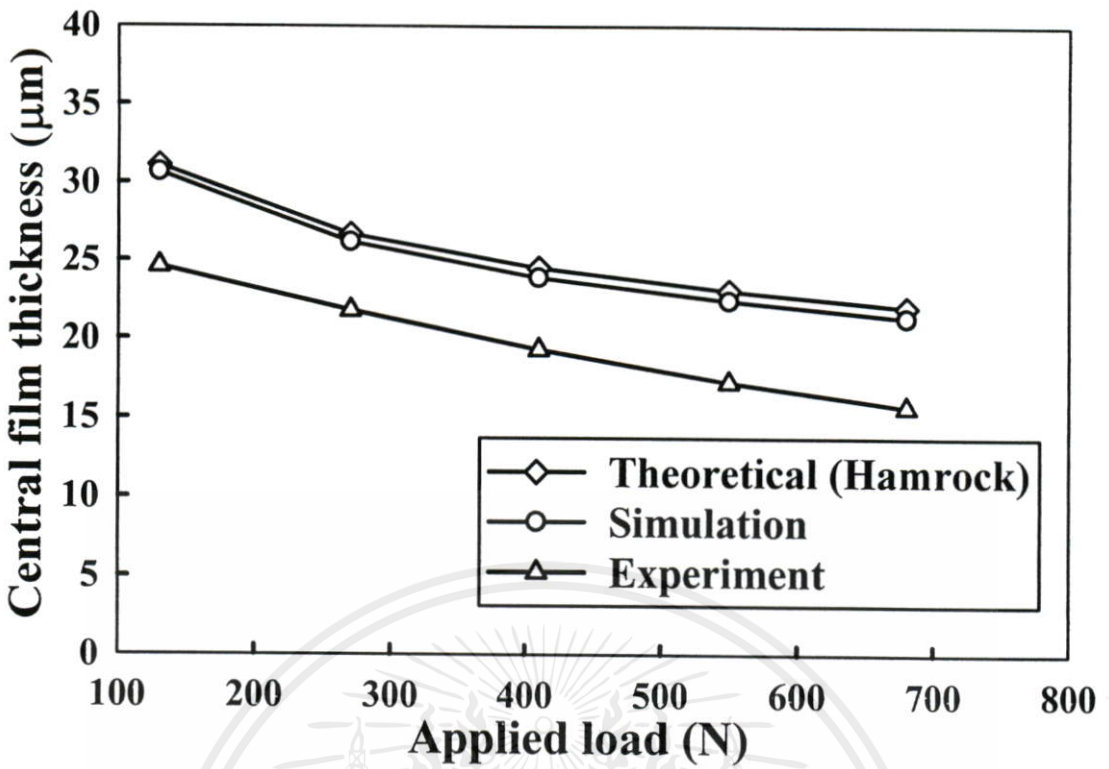


รูปที่ 6.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์กับค่าความเร็วรอบที่ใช้ในการทดลอง

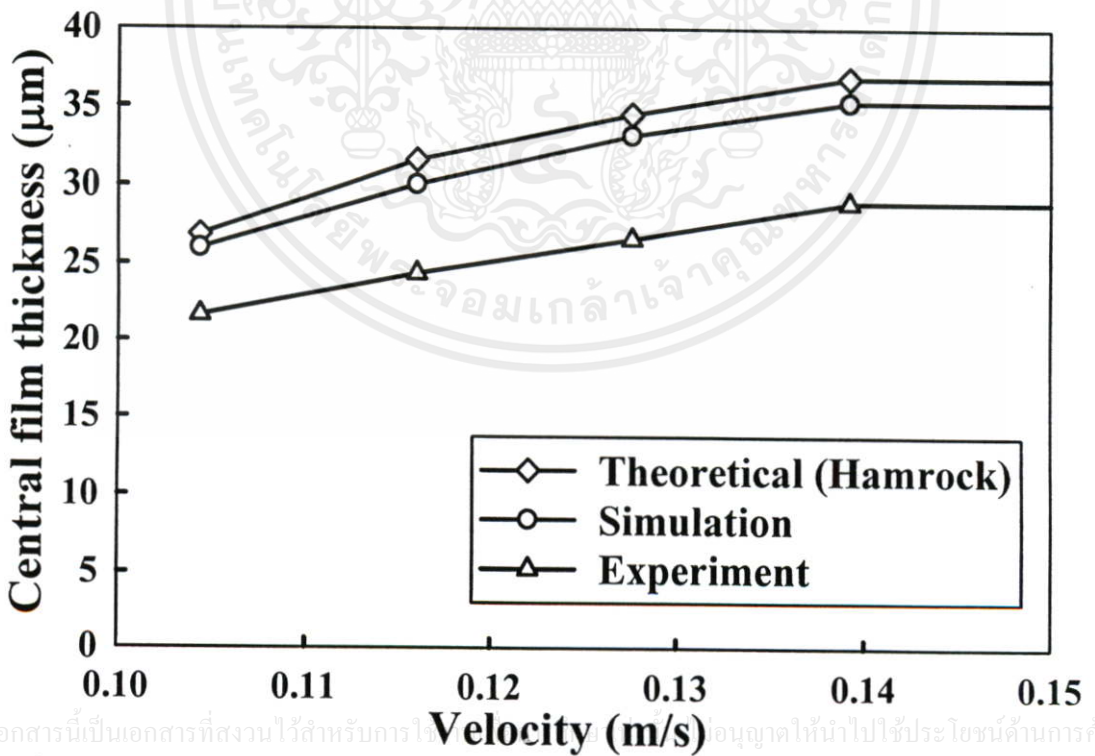


รูปที่ 6.5 ค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลองที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 130 N และ 3 Hz

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.6 เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลอง การคำนวณและสมการของ Hamrock [17] ที่ 3 Hz เมื่อเปลี่ยนภาระที่กระทำ



รูปที่ 6.7 เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลอง การคำนวณและสมการของ Hamrock [17] ที่ 130 N เมื่อเปลี่ยนค่าความเร็ว

บทที่ 7

สรุปผลการคำนวณและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการคำนวณ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นในข้อเข้าหัวเข้าเทียมของมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบฮิโดไดโพลไดนามิกที่ไม่คิดผลเนื่องจากอุณหภูมิด้วยการสัมผัสแบบเชิงเส้นและแบบจุด สารหล่อลื่นมีพฤติกรรมตามสมการความสัมพันธ์ของความหนืดเป็นไปตามแบบจำลองของคาโอ ใช้ระเบียบวิธีเปอร์เทอร์เบชัน ระเบียบวิธีนิวตันราฟสันร่วมกับวิธีมัลติกริดเพื่อศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นแบบฮิโดไดโพลไดนามิกจำลองการหล่อลื่นในข้อเข้าเทียมของมนุษย์จากการคำนวณสามารถสรุปได้ดังนี้

7.1.1. ผิวสัมผัสเรียบและสัมผัสแบบเชิงเส้น

สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน

- จากการคำนวณพบว่าเมื่อไม่คิดผลของความหนืดผิวค่าภาระที่กระทำเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเท่ากับ 1 kN 2 kN และ 3 kN จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 12.7 μm , 10.9 μm และ 10.0 μm ตามลำดับที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa พบว่ายิ่งภาระที่กระทำสูงขึ้นค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดจะมีค่าลดลง
- เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืดจาก 0.06 0.60 Pa·s และ 6.00 Pa·s และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 10.9 μm , 55.5 μm และ 214.1 μm ตามลำดับ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้น
- เมื่อเปลี่ยนค่าโมดูลัส 0.19 GPa 1.90 GPa และ 19.0 GPa ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 และค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s จะมีผลทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงจาก 23.6 μm , 10.9 μm และ 5.4 μm ตามลำดับ
- ค่าความเร็วเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่าความเร็วมีค่าเท่ากับ 0.5 m/s 0.75 m/s และ 1.0 m/s ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ห้ามเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ทำการแก้ไข

หนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 6.9 μm , 9.0 μm และ 10.9 μm ตามลำดับ

สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน

- เมื่อสารหล่อลื่นเป็นแบบนอนนิวโตเนียนค่าภาระที่กระทำเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเท่ากับ 1 kN 2 kN และ 3 kN จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 4.0 μm , 3.4 μm และ 2.9 μm ตามลำดับ ที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa พบว่ายิ่งภาระที่กระทำสูงขึ้นค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดจะมีค่าลดลง
- เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืดจาก 0.06 0.60 Pa·s และ 6.00 Pa·s และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 3.4 μm , 4.1 μm และ 10.0 μm ตามลำดับ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้น
- เมื่อเปลี่ยนค่าโมดูลัส 0.19 GPa 1.90 GPa และ 19.0 GPa ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 และค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s จะมีผลทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงจาก 8.0 μm 3.4 μm และ 1.5 μm ตามลำดับ ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะเพิ่มขึ้นตามค่าโมดูลัสที่ลดลง
- ค่าความเร็วเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่าความเร็วมีค่าเท่ากับ 0.5 m/s 0.75 m/s และ 1.0 m/s ตามลำดับ ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 2.2 μm , 2.7 μm และ 3.4 μm ตามลำดับ

7.1.2 ผิวสัมผัสเรียบและสัมผัสแบบจุด

สารหล่อลื่นชนิดนิวโตเนียน

- จากการคำนวณพบว่าเมื่อไม่คิดผลของความหยาบผิวค่าภาระที่กระทำเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเท่ากับ 1 kN 2 kN และ 3 kN จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 4.2 μm , 3.7 μm และ 3.4 μm ตามลำดับที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 ค่าสัดส่วนความรีเท่ากับ 0.8 และค่าโมดูลัส

เท่ากับ 1.9 GPa ดังนั้นยิ่งภาระที่กระทำสูงขึ้นค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดจะมีค่าลดลง

- เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืดจาก 0.06 Pa·s และ 6.00 Pa·s และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 ค่าสัดส่วนความรีเท่ากับ 0.8 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 3.7 μm , 15.9 μm และ 70.6 μm ตามลำดับ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้น
- เมื่อเปลี่ยนค่าโมดูลัส 0.19 GPa 1.90 GPa และ 19.0 GPa ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 ค่าสัดส่วนความรีเท่ากับ 0.8 และค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s จะมีผลทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงจาก 10.0 μm , 3.7 μm และ 1.3 μm ตามลำดับ
- ค่าความเร็วเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อค่าความเร็วมีค่าเท่ากับ 0.5 m/s 0.75 m/s และ 1.0 m/s ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 ค่าสัดส่วนความรีเท่ากับ 0.8 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 2.5 μm 3.2 μm และ 3.7 μm ตามลำดับ
- เมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความรีจาก 0.5, 1.0, 5.0 และ 20.0 ตามลำดับ และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 1.0 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 2.4 μm 4.2 μm 8.4 μm และ 12.0 μm ตามลำดับ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าสัดส่วนความรีที่เพิ่มขึ้น

สารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน

- เมื่อสารหล่อลื่นเป็นแบบนอนนิวโตเนียนค่าภาระที่กระทำเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเท่ากับ 1 kN 2 kN และ 3 kN จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 1.4 μm 1.1 μm และ 0.9 μm ตามลำดับที่ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 ค่าสัดส่วนความรีเท่ากับ 0.8 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa พบว่ายิ่งภาระที่กระทำสูงขึ้นค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุดจะมีค่าลดลง
- เมื่อเปลี่ยนค่าความหนืดจาก 0.06 Pa·s และ 6.00 Pa·s และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 ค่าสัดส่วนความรีเท่ากับ 0.8 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุด

เท่ากับ 1.1 μm 1.6 μm และ 6.2 μm ตามลำดับ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าความหนืดที่เพิ่มขึ้น

- เมื่อเปลี่ยนค่าโมดูลัส 0.19 GPa 1.90 GPa และ 19.0 GPa ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 ค่าสัดส่วนความเร็วเท่ากับ 0.8 และค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s จะมีผลทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงจาก 3.2 μm 1.1 μm และ 0.4 μm ตามลำดับ
- เมื่อเปลี่ยนความเร็วจาก 0.5 m/s 0.75m/s และ 1.0 m/s ที่ภาระกระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 ค่าสัดส่วนความเร็วเท่ากับ 0.8 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.90 GPa จะมีผลทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นลดลงจาก 0.8 μm 0.9 μm และ 1.1 μm ตามลำดับ
- เมื่อเปลี่ยนค่าสัดส่วนความเร็วจาก 0.5, 1.0, 5.0 และ 20.0 ตามลำดับ และที่ภาระที่กระทำเท่ากับ 2 kN ค่าความหนืดเท่ากับ 0.06 Pa·s ค่าความเร็วเท่ากับ 1.0 m/s ค่าดัชนีความหนืดของคาโอ(n) เท่ากับ 0.5 และค่าโมดูลัสเท่ากับ 1.9 GPa จะมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ 0.7 μm 1.3 μm 2.85 μm และ 3.7 μm ตามลำดับ พบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าสัดส่วนความเร็วที่เพิ่มขึ้น

ค่าความเร็วเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าความเร็วเพิ่มขึ้น ภาระที่กระทำมีค่าน้อย ค่าโมดูลัสน้อยและค่าหนืดมีค่ามาก กระจายตัวของค่าความดันฟิล์มสารหล่อลื่นมีลักษณะใกล้เคียงค่าความดันของเฮิร์ท เนื่องจากภาระที่กระทำมีค่าน้อยและผิวสัมผัสมีค่าโมดูลัสน้อย การหล่อที่สัมผัสเชิงเส้นมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นสูงกว่าการสัมผัสแบบจุด เนื่องจากสารหล่อลื่นสามารถไหลออกได้ทุกทิศทางในขณะที่การสัมผัสเชิงเส้นสารหล่อลื่นไหลในทิศทางเดียวจึงสามารถรับภาระที่กระทำได้มากกว่า การสัมผัสแบบจุดค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่าสัดส่วนความเร็วที่เพิ่มขึ้นและที่ค่าสัดส่วนความเร็วมาก ๆ การสัมผัสแบบจุดจะมีค่าความหนาฟิล์มใกล้เคียงกับการสัมผัสเชิงเส้น สารหล่อลื่นชนิดอนินวโตเนียนจะมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นน้อยกว่าสารหล่อลื่นชนิดนินวโตเนียนเป็นผลเนื่องจากค่าความเครียดเฉือน (I)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.1.3 ผลของค่าความหยาบผิว

เมื่อคิดความหยาบของผิวสัมผัสที่สัมผัสแบบจุดจะทำให้การกระจายฟิล์มสารหล่อลื่นเป็นไปตามลักษณะของความหยาบผิว และค่าความหนาฟิล์มจะมีค่าลดลงตามค่าความหยาบผิวที่เพิ่มขึ้น จากการศึกษากรณีที่สารหล่อลื่นเป็นนิวโตเนียนฟิล์มสามารถคิดค่าความหยาบได้ถึง $2.0 \mu\text{m}$ เนื่องจากขณะที่ผิวเรียบมีค่าความหนาฟิล์มต่ำสุดเท่ากับ $1.60 \mu\text{m}$ สำหรับกรณีสารหล่อลื่นเป็นนอนนิวโตเนียนค่าความหยาบที่คิดได้สูงสุดเท่ากับ $0.25 \mu\text{m}$ และตอนผิวเรียบมีค่าความหนาฟิล์มเท่ากับ $0.38 \mu\text{m}$ เนื่องจากผิวสัมผัสเกิดการสัมผัสกันซึ่งการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกจะไม่เกิดการสัมผัสกันแต่ฟิล์มที่เกิดขึ้นบางมาก

7.1.4 การเกิดฟิล์มสารหล่อลื่นภายใต้การเคลื่อนที่ที่กลับไปกลับมา

ฟิล์มสารหล่อลื่นที่เกิดขึ้นเมื่อผิวสัมผัสเคลื่อนที่กลับไปกลับมาจะมีค่าความหนาฟิล์มมากที่สุดที่บริเวณจุดกึ่งกลางการเคลื่อนที่ เนื่องจากเป็นจุดที่มีค่าความเร็วของผิวสัมผัสสูงสุด และที่บริเวณขอบทั้งสองด้านหรือเป็นจุดที่มีความเร็วของผิวสัมผัสเท่ากับศูนย์ จะมีค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นต่ำสุด ซึ่งบริเวณนี้ยังมีฟิล์มสารหล่อลื่นอยู่เนื่องจาก Squeeze term เพราะฟิล์มสารหล่อลื่นต้องใช้เวลาในการเปลี่ยนแปลงความหนาของฟิล์มสารหล่อลื่น

7.1.5 ผลของแบบจำลองความหนืด

จากการศึกษาพฤติกรรมทางทฤษฎีด้วยการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกที่สัมผัสแบบเชิงเส้น เมื่อคำนวณหาค่าความหนืดด้วยแบบจำลองค่าความหนืดของคาโอและแบบจำลองความหนืดของเพาเวอร์ลอว์จะได้ค่าความหนาฟิล์มเท่ากัน เนื่องจากแบบจำลองความหนืดเพาเวอร์ลอว์เป็นส่วนหนึ่งของแบบจำลองของคาโอ เมื่อเปลี่ยนค่าดัชนีความหนืดของคาโอและค่าดัชนีความหนืดของเพาเวอร์ลอว์ให้มีค่าลดลงจะส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าน้อยลงเช่นเดียวกัน

7.1.6 ลักษณะของฟิล์มสารหล่อลื่นภายในข้อเข้าเทียมของมนุษย์ขณะเดิน

เมื่อให้กำหนดให้ขนาดของข้อหัวเข้าเทียมของมนุษย์ตามตารางที่ 2.1 คุณสมบัติของไขข้อหัวเข้ามีค่าตามตารางที่ 2.2 และน้ำหนักตัวของคนเท่ากับ 600 N พบว่าขณะเดินค่าภาระที่กระทำและค่าความเร็วจะเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา รอบแรกค่าความหนาฟิล์มที่เวลาเริ่มต้นจะมีค่าน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับรอบอื่น ๆ เนื่องจากต้องใช้เวลาระยะหนึ่งสร้างฟิล์มสารหล่อลื่นขึ้นหลังจากนั้นค่าความหนาฟิล์มจะเพิ่มขึ้นและลดลงตามภาระที่กระทำและค่าความเร็วที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เมื่อเวลาผ่านไปค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าคล้ายคลึงกันทุกรอบ รอบที่สองความหนาฟิล์มที่เวลาเริ่มต้นจะมีค่าสูงกว่ารอบแรกเนื่องจากยังมีฟิล์มสารหล่อลื่นที่เวลาสุดท้ายของรอบแรก

อยู่สำหรับรอบต่อไป ๆ ลักษณะของฟิล์มสารหล่อลื่นจะเหมือนกับรอบที่สองอาจกล่าวได้ว่าเข้าสู่สภาวะสมดุล เมื่อค่าความหนืดเพิ่มขึ้นและวัสดุมีค่าโมดูลัสน้อยลงจะส่งผลให้ค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อสารหล่อลื่นมีพฤติกรรมแบบนิวโตเนียนจะมีค่าความหนาฟิล์มสูงกว่าสารหล่อลื่นชนิดนอนนิวโตเนียน

7.1.7 เปรียบเทียบค่าความหนาฟิล์มจากการทดลองและการคำนวณ

จากการทดลองพบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าความเร็วมีค่าเพิ่มขึ้นและลดลงเมื่อภาระที่กระทำมีค่าเพิ่มขึ้น และค่าความหนาฟิล์มที่ได้จากการทดลองมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากการคำนวณ และสมการของ Hamrock [17] อาจมีสาเหตุเนื่องจากเกิดฟองอากาศขึ้นขณะทดลอง ซึ่งฟองอากาศเคลื่อนที่เข้าไปบริเวณที่มีการวัดค่าความหนาฟิล์มและเคลื่อนที่อย่างช้า ๆ เพราะสารหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลองมีค่าสูงมาก

7.2 ข้อเสนอแนะ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ศึกษาการหล่อลื่นภายในข้อหั่วเข้าเทียมข้อมนุษย์ด้วยการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่ไม่คิดผลเนื่องจากอุณหภูมิด้วยการสัมผัสเชิงเส้นและแบบจุดผิวสัมผัสพบว่าค่าความหนาฟิล์มสารหล่อลื่นมีค่าต่ำกว่าค่าความหยาบผิวของ UHMWPE มีค่าอยู่ระหว่าง 1 - 2 μm ดังนั้นผิวสัมผัสทั้งสองจึงมีโอกาสสัมผัสกัน แต่การหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกมีสมมติฐานว่าผิวสัมผัสจะไม่สัมผัสกันและมีสารหล่อลื่นอยู่ระหว่างกลางผิวสัมผัสตลอดเวลา ดังนั้นเพื่อให้ได้พฤติกรรมการหล่อลื่นภายในข้อหั่วเข้าเทียมของมนุษย์ที่ถูกต้องแม่นยำขึ้นควรศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยการหล่อแบบมิก (Mixed lubrication)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Dowson D. 1966-7. "Modes of lubrication in human joints." **Proc. Instn Mech. Engineering**. 181: 45-47.
- [2] Medley J.B. and Dowson D. 1984. "Lubrication of elasticisoviscous line contacts subject to cyclic time-varying loads and entrainment." **ASLE Transaction**. 27(3): 243-251.
- [3] Gladstone J.R. and Medley J.B. 1990. "Comparison of theoretical and experimental values for friction of lubricated elastomeric surface layer under transient condition." **In Mechanics of Coating Elsevier**. 241-250.
- [4] Murakami T. "1990. "The lubrication in natural synovial joints and joint prostheses" **JSME Int. Journal Series III**. 334: 456-474.
- [5] Sawae Y. Murakami T., Higaki H. and Moriyama S. 1996. "Lubricating property of total knee prostheses with PVA hydrogel layer as artificial cartilage." **JSME Int. J. Series C**. 39(2): 356-364.
- [6] Kennedy F.E., Currier J.H., Plumet S., Duda J.L., Gestwick D.P., Collier J.P., Currier B.H. and Dubourg M-C. 2000. "Contact fatigue failure of ultra-high molecular weight Polyethylene bearing components of knee prostheses." **Journal of Tribology**. 122: 332-339.
- [7] Fregly B.J., Bei Y. and Sylvester M.E. 2003. "Experimental evaluation of an elastic foundation model to predict contact pressures in knee replacements." **Journal of Biomechanics**. 36:1659-1668.
- [8] Jalali-Vahid D., Jagatia M. Jin Z.M. and Dowson D. 2001. "Prediction of lubrication film thickness in UHMWPE hip joint replacements." **Journal of Biomechanics**. 34: 261-266.
- [9] Jin Z. and Dowson D. 2005. "Elastohydrodynamic lubrication in biological systems." **Journal of Engineering Tribology**. 219: 367-380.
- [10] Walker P.S. and Sathasivam S. 2000. "Design forms of total knee replacement." **Journal of Engineering in Medicine**. 214: 101-119.
- [11] Jalali-Vahid D., Jagatia M. and Dowson D. 2001. "Prediction of lubricating film thickness in a ball-in-socket model with soft lining representing human natural and artificial hip joints." **Journal of Engineering Tribology**. 215: 363-372.

- [12] Stewart T., Jin Z. and Fisher J. 1997. "Friction of composite cushion bearings for total knee joint replacements under adverse lubrication conditions." **Journal of Engineering in Medicine**. 211: 451-465.
- [13] Dowson D. 1990. "Biotribology of synovial joints." In **Biomechanics of Diarthrodial Joints II**. Chapter 29: 305-345.
- [14] สาริต เทียงวิทยาพร และ อารี ดนาวลี. "Diaganosis of periprosthetic infection after total knee arthroplasty." **ตำราศัลยศาสตร์ข้อสะโพกและข้อเข่าเทียม**.
- [15] Bartel D. L. and Bicknell VL and Wright TM. 1986. "The effect of conformity, thickness, and material on stresses in ultra-high molecular weight components for total joint replacement." **The Journal of Bone and Joint Surgery**. 68: 1041-1051.
- [16] Fam H. 2005. "Development of a Rheological Analogue to Periprosthetic Fluid." **Biorheology**. 42: 295-306.
- [17] Hamrock B.J. 2004. **Fundamentals of Fluid Film Lubrication**. Marcel Dekker, Inc. New York.
- [18] Bair S. 2004. "Shear Thinning Correction for Rolling/Sliding Elastohydrodynamic Film Thickness." **Journal of Engineering Tribology**. 219: 69-74.
- [19] Bair S. 2004. "A Rough Shear Thinning Correction for EHD Film Thickness." **Tribology Transaction**. 47: 361-365.
- [20] Bair S. 2005. "A Reynolds-Eillis Equation for Line Contact with Shear-Thinning." **Tribology International**. 39: 310-316.
- [21] Bush A.W. 1992. **Perturbation Methods for Engineering and Scientists**. CRC Press, Inc., US.
- [22] Dowson D. and Higginson G.R. 1966. **Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication**. Oxford: Pergamon.
- [23] Roeland C.J.A. 1969. **Correlational Aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils**. Netherland: Druk V.R.B, Groingen.
- [24] Venner C.H. 1991. "Multilevel solution of the EHL line and point contact problems." PhD. Thesis, The University Twenty.
- [25] Goodyer C.E., 2001 "Adaptive Numerical Methods for Elastohydrodynamic Lubrication." PhD thesis, School of Computing, The University of Leeds.

- [26] Murakami T., Sawae Y., Higaki H., Ohtsuki N. and Moriyama S. 1997. "The adaptive multimode lubrication in knee prostheses with artificial cartilage during walking." **Fundamentals and Applications in Lubrication and Traction**. 371-382.
- [27] Cameron A. and Gohar R. 1966. "Theoretical and Experimental Studies of the Oil Film in Lubricated Point Contact." **Mathematical and Physical Sciences**. 291:520-536.
- [28] Brandt A. and Lurencht A. 1990. "Multilevel Matrix Multiplication and Fast Solution of Integral Equations." **Journal of Computational Physics**. 90: 348-370.
- [29] Lubrecht A. and Venner C.H. 1999. "Elastohydrodynamic lubrication of rough surfaces." **Journal of Engineering Tribology**. 213: 397-404.
- [30] Hamrock B.J and Dowson D. 1977. "Elastohydrodynamic Lubrication of elliptical contacts for materials of low elastic modulus Part I: Fully Flooded Conjunction." (NASA TN D-8528) **Technical report**.
- [31] Hamrock B.J and Dowson D. 1976. "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts Part II: Ellipticity Parameter Results." (NASA TN D-8166) **Technical report**.
- [32] Goodyer C.E., Wood J. and Berzins M.J. 2002. "A Parallel Grid Based PSE for EHL Problems." **Springer Berlin / Heidelberg**. 2367.
- [33] Venner C.H. and Lubrecht A. 2000. "Multigrid techniques: a fast and efficient method for the numerical simulation of elastohydrodynamically lubricated point contact problems." **Journal of Engineering Tribology**. 214:43-62.
- [34] Venner C.H. and Bos J. 1994. "Effects of lubricant compressibility on the film thickness in EHL line and circular contacts." **Wear**. 173: 151-165.
- [35] Venner C.H. and Napel W. 1992. "Multilevel solution of the elastohydrodynamically lubricated circular contact problem Part I: Theory and numerical algorithm." **Wear**. 152: 351-367.
- [36] Venner C.H. and Napel W. 1992. "Multilevel solution of the elastohydrodynamically lubricated circular contact problem part II: Smooth surface results." **Wear**. 152: 369-381.
- [37] Hooke C. and Venner C.H. 2000. "Surface roughness attenuation in line and point contacts." **Journal of Engineering Tribology**. 214: 439-444.

- [38] Hooke C.J. and O'Donoghue J.P. 1972. "Elastohydrodynamic lubrication of soft, highly deformed contacts." **Journal of Mechanical Engineering Science 1959-1982**. 14: 34-48.
- [39] Van Citters D.W., Kennedy F.E., Currier J.H, Collier J.P. and Nichols T.D. 2004. "A Multi-Station Rolling/Sliding Tribotester for Knee Bearing Materials." **Journal of Tribology**. 126 : 380-385.
- [40] Nurgat E. and Berzins M. 1996. "A new relaxation scheme for solving EHL problems." **Proceedings of the 23 Leeds-Lyon Symposium on Tribology**. 125-134.
- [41] Nijenbanning G., Venner C.H. and Moes H. 1994. "Film thickness in elastohydrodynamically lubricated elliptic contacts." **Wear**. 176: 217-229.
- [42] Kudish I.I. 2000. "Formulation and Analysis of EHL Problems for Soft Materials." **Journal of Tribology**. 122: 705-710.
- [43] Archard J.F., 1957, "Elastic Deformation and the Laws of Friction", **Mathematical and Physical Sciences**, 243:190-205.
- [44] Greenwood J. 2000. "Two-dimensional flow of a non-Newtonian lubricant." **Journal of Engineering Tribology**. 214: 29-41.
- [45] DesJardins J., Aurora A., Tanner S., Pace T., Acampora K. and LaBerge M. 2006. "Increased Total Knee Arthroplasty Ultra-High Molecular Weight Polyethylene Wear Using a Clinically Relevant Hyaluronic Acid Simulator Lubricant." **Journal of Engineering in Medicine**. 220: 609-623.
- [46] Biao L.S., Ju M.J. and Yang C.X. 1993. "Elliptic-parabolic method for calculating surface elastic deformation in EHL." **Tribology International**. 26: 443-448.
- [47] Arenaz M., Doallo R., Tourino J. and Vazquez C. 2001. "Efficient parallel numerical solver for the elastohydrodynamic Reynolds-Hertz problem." **Parallel Computing**. 27: 1743-1765.
- [48] Bohan M., Fox I., Claypole T. and Gethin D. 2003. "Influence of non-Newtonian fluids on the performance of a soft elastohydrodynamic lubrication contact with surface roughness." **Journal of Engineering Tribology**. 217: 447-459.
- [49] Hlayacek M. 1997. "A central film thickness formula for elastohydrodynamic lubrication of cylinders with soft incompressible coatings and a non-Newtonian piecewise power-law lubricant in steady rolling motion." **Wear**. 205: 20-27.

- [50] Jagatia M. and Jin Z. 2002. "Analysis of elastohydrodynamic lubrication in a novel metal-on-metal hip joint replacement." **Journal of Engineering in Medicine**. 216: 185-193.
- [51] Jaffar M. 2000. "A numerical solution for a soft line elastohydrodynamic lubrication contact problem with sinusoidal roughness using the Chebyshev polynomials." **Journal of Mechanical Engineering Science**. 214: 711-718.
- [52] Oka M., Ushio K., Kumar P., Ikeuchi K., Hyon S. H., Nakamura T. and Fujita H. 2000. "Development of Artificial Particular Cartilage." **Journal of Engineering in Medicine**. 214: 59-68.
- [53] Tanaka N. 2001. "A New Calculation Method of Hertz Elliptical Contact Pressure." **Journal of Tribology**. 123: 887-889.
- [54] Walker P.S, Blunn G.W., D Broome.R., Perry J., Watkins A., Sathasivam S., Dewar M.E., and Paul J.P. 1997. "A knee simulating machine for performance evaluation of total knee replacements." **Journal of Biomechanics**. 30: 83-89.
- [55] Yang P., Cui J., Jin Z. and Dowson D. 2005. "Transient elastohydrodynamic analysis of elliptical contacts Part 2: thermal and Newtonian lubricant solution." **Journal of Engineering Tribology**. 219: 187-200.
- [56] Scholes S.C., Unsworth A. and Goldsmith A. 2000. "A frictional study of total hip joint replacements." **Physics in Medicine and Biology**. 45:3721-3735.
- [57] Scholes S. and Unsworth A. 2006. "The tribology of metal-on-metal total hip replacements." **Journal of Engineering in Medicine**. 220: 183-194.
- [58] Park T. and Kim K. 1990. "A numerical analysis of the elastohydrodynamic lubrication of elliptical contacts." **Wear**. 136: 299-312.
- [59] Bei Y. 2003. "Dynamic Simulation of Knee Joint Contact During Human Movement." PhD thesis, University of Florida.
- [60] Jin Z.M., Dowson D. and Fisher J. 1997. "Analysis of Fluid Film Lubrication in Artificial Hip Joint Replacements with Surfaces of High Elastic Modulus." **Journal of Engineering in Medicine**. 211: 247-256.
- [61] Jin Z., Dowson D., Fisher J., Ohtsuki N., Murakami T., Higaki H. and Moriyama S. 1998. "Prediction of transient lubricating film thickness in knee prostheses with compliant layers." **Journal of Engineering in Medicine**. 212: 157-164.

- [62] Unsworth A., Dowson D. and Wright V. 1975. "Some new evidence on human joint lubrication." **Ann. Rheum. Dis.** 35: 277-285.
- [63] Dien I. K., Elrod H.G. 1983 "A Generalized Steady-State Reynolds Equation for non-Newtonian Fluid, with Application to Journal Bearing." **Journal of Lubrication Technology.** 105: 473-481.
- [64] Wang S.H. and Zhang H.H. 1987. "Combined Effect of Thermal and non-Newtonian Character of Lubricant on Pressure, Film Profile, Temperature Rise and Shear Stress in EHL." **Journal of Tribology.** 109: 666-670.
- [65] Bair S. and Qureshi F. 2003. "The Generalized Newtonian Fluid Model and Elastohydrodynamic Film Thickness." **Journal of Tribology.** 125: 70-75.
- [66] Bair S., Qureshi Q. 2003. "The High Pressure Rheology of Polymer-Oil Solutions." **Tribology International.** 36: 637-645.
- [67] Collins R. 1982. "A Model of Lubricant Gelling in Synovial Joints." **Journal of Applied Mathematics and Physics.** 33: 93-123.
- [68] Rosen S.L. 1993. **Fundamental Principles of Polymeric Materials.** 2nd ed. John Wiley & Sons, Inc. Toronto.
- [69] Mazzucco D., McKinley G., Scott R.D., Spector M. 2006. "Rheology of joint fluid in total knee arthroplasty patients." **Journal of Orthopaedic Research.** 20: 1157-1163.
- [70] Seller P.C., Dowson D. and Wright V. 1971. "The Rheology of Synovial Fluid." **Rheologica Acta.** 10: 2-7.
- [71] Smith C. A. 1971. "Properties of synovial cells in culture." **The Journal of Experimental Medicine.** 134: 306-312.
- [72] Tirtaatmadja V., Boger D. V., and Fraser J. R. E. 1984. "The dynamic and steady shear properties of synovial fluid and of the components making up synovial fluid." **Rheologica Acta.** 23: 311-321.
- [73] Caygill J. and West G. 1969. "The rheological behavior of synovial fluid and its possible relation to joint lubrication." **Medical and Biological Engineering and Computing.** 7: 507-516.
- [74] Dowson D. and Neville A. 2006. "Bio-tribology and bio-mimetics in the operating environment." **Journal of Engineering Tribology.** 220: 109-123.

- [75] Campbell P. and Wen Shen F. and McKellop H. 2004. "Biologic and Tribologic Considerations of Alternative Bearing Surfaces." **Clinical orthopedics and related research Journal**. 418: 98-111.
- [76] Ateshian G. A. and Hung C. T. 2006. "The natural synovial joint: properties of cartilage." **Journal of Engineering Tribology**. 220: 657-670.
- [77] Bassani R. and Ciulli E. and Piccigallo B. and Squarcini R. 2002. "Numerical Multilevel Investigation for Evaluation of Pressure Distribution in EHL Circular Contacts from Measured Film Thickness." **AIMETA International Tribology Conference**. VIETRI SUL MARE. SALER NO. ITALY. 18-20 SEPTEMBER.
- [78] Kweh C.C., Evans H.P and Snidle R.W. 1989. "Micro-elastohydrodynamic lubrication of an elliptical contact with transverse and three dimensional sinusoidal roughness." **Journal of Tribology**. 111: 557-584.
- [79] Giddings V.L., Kurtz S.M. and Edidin A.A. 2001. "Total knee replacement polyethylene stresses during loading in knee simulator." **Journal of Tribology**. 123:842-847.
- [80] Glovnea, R.P. and Spikes, H.A. 2000. "The Influence of Lubricant on Film Collapse Rate in High Pressure Thin Film Behavior During Sudden Halting of Motion." **STLE Tribology Transactions**. 43: 731-739.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Editor
MICHAEL D. BRYANT (2009)

Associate Editors
G. G. ADAMS (2007)
T. A. BLANCHET (2008)
B. BOU-SAID (2008)
L. CHANG (2007)
M. FILLON (2008)
T. KATO (2007)
M. KHONSARI (2008)
I. L. KUDISH (2008)
K. LEE (2008)
M. R. LOVELL (2008)
A. A. POLYCARPOU (2008)
R. W. SINDLE (2008)
L. S. STEPHENS (2007)
C. H. VENNER (2007)
Q. J. WANG (2008)
S. YU (2007)

Past Editors
D. F. WILCOCK (1967-1974)
D. F. HAYE (1975-1980)
W. D. WINER (1981-1987)
A. Z. SZERI (1988-1995)
F. E. KENNEDY, JR. (1995-1998)
J. TICHY (1998-2005)

TRIBOLOGY DIVISION
Chair, ANDREAS A. POLYCARPOU
Secretary/Treasurer, ITZHAK GREEN

PUBLICATIONS COMMITTEE
Chair, BAHRAM RAVANI

OFFICERS OF THE ASME
President, TERRY E. SHOUP
Exec. Director
VIRGIL R. CARTER
Treasurer
THOMAS A. PESTORIUS

PUBLISHING STAFF
Managing Director, Publishing
PHILIP DI VIETRO
Manager, Journals
COLIN MCATEER
Production Assistant
MARISOL ANDINO

Transactions of the ASME, Journal of Tribology
(ISSN 0740-4787) is published quarterly (Jan., April, July, Oct.)
by The American Society of Mechanical Engineers,
Three Park Avenue, New York, NY 10016.
Periodicals postage paid at New York, NY
and additional mailing offices.

POSTMASTER: Send address changes to Transactions
of the ASME, Journal of Tribology, c/o THE AMERICAN
SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 22 Law Drive,
Box 2300, Fairfield, NJ 07007-0200.

CHANGES OF ADDRESS must be received at Society
headquarters seven weeks before they are to be effective.

Please send old label and new address.

STATEMENT from By-Laws: The Society shall not
be responsible for statements
or opinions advanced in papers

or printed in its publications (BY-L, Pgs. 2).
COPYRIGHT © 2007 by The American Society of Mechanical
Engineers. For authorization to photocopy material for internal
or personal use under these circumstances not falling
within the fair use provisions of the Copyright Act,
contact the Copyright Clearance Center (CCC),
222 Rosewood Drive, Danvers, MA 01923,
tel. 978-750-8400, www.copyright.com.

Request for special permission or bulk copying
should be addressed to Reprints/Permission Department,
Cameron Goods & Service, Tel. 800-879-9463

Journal of Tribology

Published Quarterly by ASME

VOLUME 129 • NUMBER 2 • APRIL 2007

TECHNICAL PAPERS

- 221 A Multiscale Method Modeling Surface Texture Effects
Alex de Kraker, Ron A. J. van Ostayen, A. van Beek, and Daniel J. Rixen
- 231 An Elastic Adhesion Model for Contacting Cylinder and Perfectly Wetted Plane in the Presence of Meniscus
Y. F. Peng and G. X. Li
- 235 Modeling of the Rolling and Sliding Contact Between Two Asperities
Vincent Boucly, Daniel Nélias, and Itzhak Green
- 246 Experimental and Theoretical Investigation of Bouncing Vibrations of a Flying Head Silder in the Near-Contact Region
Kiyosuke Ono and Masami Yamane
- 256 EHL Modeling for Nonhomogeneous Materials: The Effect of Material Inclusions
Trevor S. Slack, Nihar Rajee, Farshid Sadeghi, Gary Doll, and Michael R. Hoeprich
- 274 A Generalized Formulation for the Contact Between Elastic Spheres: Applicability to Both Wet and Dry Conditions
Jie Zheng and Jeffrey L. Streater
- 283 Evaluation of Stresses Around Inclusions in Hertzian Contacts Using the Discrete Element Method
Nihar Rajee, Farshid Sadeghi, Richard G. Rateick, Jr., and Michael R. Hoeprich
- 292 Elastic-Plastic Multi-Asperity Contact Analysis of Cylinder-on-Flat Configuration
V. Sabelkin and S. Mall
- 305 An Incremental Adaptive Procedure for Viscoelastic Contact Problems
Fatin F. Mahmoud, Ahmed G. El-Shafel, and Mohamed A. Attia
- 314 Assessment and Verification of a Novel Method for Near Surface Measurement of Mechanical Properties
S. Ozcan, K. Farhang, and P. Filip
- 321 A Multi-Scale System Analysis and Verification for Improved Contact Fatigue Life Cycle of a Cam-Roller System
D. Y. Hua, K. Farhang, and L. E. Seitzman
- 326 Lubrication and Wear of Artificial Knee Joint Materials in a Rolling/Sliding Tribotester
Francis E. Kennedy, Douglas W. Van Citters, Khanittha Wongseedakaew, and Mongkol Mongkolwongrojn
- 336 Entrainment and Inlet Suction: Two Mechanisms of Hydrodynamic Lubrication in Textured Bearings
M. Fowell, A. V. Olver, A. D. Gosman, H. A. Spikes, and I. Pegg
- 348 Linear Stability Analysis of a Tilting-Pad Journal Bearing System
Guang Qiao, Liping Wang, and Tiesheng Zheng
- 354 Parametric Studies on Static and Dynamic Performance of Air Foil Bearings with Different Top Foil Geometries and Bump Stiffness Distributions
Daejong Kim
- 365 Rotordynamic Force Coefficients for a New Damper Seal Design
Bugra H. Ertas and John M. Vance

(Contents continued on inside back cover)

This journal is printed on acid-free paper, which exceeds the ANSI Z39.48-1992 specification for permanence of paper and library materials. ©™
85% recycled content, including 10% post-consumer fibers.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Lubrication and Wear of Artificial Knee Joint Materials in a Rolling/Sliding Tribotester

Francis E. Kennedy

Douglas W. Van Citters

Thayer School of Engineering,
Dartmouth College,
Hanover, NH 03755

Khanittha Wongseedakaew

Mongkol Mongkolwongroj

Department of Mechanical Engineering,
ReCCIT, Faculty of Engineering,
King Mongkut's Institute of Technology
Ladkrabang,
Bangkok, Thailand

This paper describes the influence of lubrication on wear during testing of materials for artificial knee joints in a rolling/sliding tribotester built to simulate contact conditions in a total knee replacement. The test configuration consists of parallel cylinders (pucks) of ultrahigh molecular weight polyethylene (UHMWPE) and polished cobalt-chrome alloy in oscillatory rolling/sliding contact in a bath of dilute (25%) bovine serum. Wear tests of three different UHMWPE materials were run under constant load at 40% sliding for 1.5 million oscillation cycles at 1.5 cycles/s. Wear of the UHMWPE was determined by measuring the profile of the cylindrical contact surface of the puck before and after each test. Profile measurements were repeated after at least 53 days to eliminate the contribution from creep. Differences between initial and final profiles were attributed to wear of the UHMWPE. It was found that the largest wear depth in the lubricated tests occurred near the ends of the oscillatory contact area, while dry (unlubricated) tests of the same materials showed a peak wear depth near the center of the contact area. In the lubricated tests, the worn depth was lowest for the most heavily irradiated material. Analysis of the elastohydrodynamic lubrication in the rolling/sliding contact was carried out assuming a line-contact situation with smooth cylindrical surfaces. The time-dependent modified Reynolds equation and the elasticity equation with initial conditions were solved numerically using a multigrid technique with full approximation scheme, and using a Newton Raphson method to solve the highly nonlinear system of equations. The thickness of the lubricating film of bovine serum was determined for points along the length of the wear track. It was found that the smallest film thickness (h_{\min}) occurs very close to the location in the oscillating contact where the greatest wear occurs, owing to the very low entraining velocity near the ends of the oscillation cycle. The coefficient (K) for wear of the UHMWPE was found to be relatively constant over the central section of the oscillatory motion, but increased to a higher value where h_{\min} decreased to near zero. Thus, the important influence of lubrication on wear of artificial knee bearings was demonstrated. [DOI: 10.1115/1.2464130]

Keywords: knee prosthesis, oscillatory contact, wear, UHMWPE, elastohydrodynamic lubrication

Introduction

Total knee joint replacements traditionally employ ultrahigh molecular weight polyethylene (UHMWPE) as a bearing material due to its desirable material properties and biological inactivity. Failure of these polyethylene bearings can lead to expensive and risky revision surgery, and there are currently over 35,000 of such knee bearing failures each year in the U.S. alone [1]. Since most of the bearing failures are tribological in nature, it is necessary to understand the tribological behavior of the UHMWPE knee bearings in the type of oscillatory roll/slide motion encountered in knee joints in vivo [2]. The objective of this paper is to contribute to that understanding.

In past years, one of the primary causes of bearing failure was contact fatigue and delamination of the polyethylene material [2,3]. It was found that this was caused by oxidation of the polymer after γ irradiation sterilization in air [4,5]. In response to this problem, the orthopedic prosthesis manufacturers made improvements in polyethylene sterilization and processing procedures that have reduced the incidence of delamination and contact fatigue

failure at the superior articulating surface of the UHMWPE knee bearings [6,7]. With those changes in processing, subsurface-originated delamination and contact fatigue have become less important and a more frequent cause of failure for knee bearings implanted after 1998 has become surface-originated wear. Wear now accounts for over 44% of all late total knee replacement failures and is often the cause of aseptic loosening, which is observed in over half of all total knee retrievals [2]. Aseptic loosening is usually associated with periosteal osteolysis, which results from the presence of small wear particles [8]. Osteolysis describes the loss of bone tissue surrounding an implant as a reaction to the presence of small foreign particles [9]. In the case of knee replacements, these particles are primarily from wear of the polyethylene bearing [8]. The cross-linked polyethylene materials that result from new processing techniques are not immune to the wear problem in knee applications [7,10]. Wear testing of the polymer bearing material is necessary in order to determine its resistance to wear so that wear-related osteolysis and other failures can be limited.

It is well known that many factors affect the wear of polyethylene in knee prostheses, including surface roughness, material properties, contact mechanics, kinematics, load, lubricant, and third-body debris [11], and an effective wear testing program must account for all of these effects. Wear evaluation of orthopedic UHMWPE is traditionally carried out using a pin-on-disk tester or a similar test device [12]. Though repeatable and easy to model,

Contributed by the Tribology Division of ASME for publication in the JOURNAL OF TRIBOLOGY. Manuscript received March 25, 2006; final manuscript received November 14, 2006. Review conducted by Thierry Blanchet. Paper presented at the STLE/ASME 2006 International Joint Tribology Conference (TRIB2006), San Antonio, TX, October 22–25, 2006.

these test methods may lack clinical relevance in the knee due to the fact that pin-on-disk testers produce pure sliding motion, whereas the knee bearing sees a nonuniform combination of rolling and sliding [13,14]. Final prosthetic device wear simulation is usually accomplished with knee simulators, which include both sliding and rolling motion in an oscillatory contact. However, quantification of wear volume from knee simulators is generally estimated through gravimetric measurements, which is prone to error owing to intake of fluid to the polymer [15]. Furthermore, comparisons of materials from different manufacturers cannot be made without introducing confounding factors, such as device design, and usually this information is proprietary. An alternative to either pin-on-disk test devices or full-scale knee simulators is a laboratory-scale rolling-sliding tribotester that has been used effectively for testing the delamination and contact fatigue behavior of different orthopedic polymers [16]. The contact conditions in the rolling-sliding tribotester are a combination of linear oscillatory sliding and rolling that approximates the conditions at the most heavily loaded portions of knee prostheses [14]. The rolling-sliding tribotester will be used in this work for testing the wear behavior of knee bearing materials under clinically relevant contact stress and kinematic conditions. Wear measurement is done by profilometry of the worn surface, with care being taken to eliminate the contribution from creep; similar methods have been found to give accurate measurements of wear volume in knee bearings [17].

In conjunction with wear studies, and as a complement to those experimental studies, the numerical modeling or simulation of wear in orthopedic implants has been the subject of research in recent years. Several investigators have developed models to predict wear of the polyethylene acetabular cup of hip prostheses based on combinations of operating variables, implant geometry, and material properties [18,19]. Those models integrate contact stress analysis with wear prediction. Recently, a computational model of wear in polyethylene knee bearings of total knee prostheses has been presented [20,21]. That model couples contact stress analysis in the knee prosthesis with kinematic sliding conditions and a wear prediction. In each of the wear models published to date for hip or knee prostheses [18–21], steady-state wear of the polymer material within the contact area is generally assumed to be given by an expression of the Archard-type

$$\Delta V = Kw\Delta s \quad (1)$$

where ΔV is the wear volume (in cubic millimeters) occurring during an incremental sliding distance Δs (m), w is the normal load (N) acting on the contact, and K is the wear coefficient or wear factor (in cubic millimeters per Newton-meter). Although studies have found that the wear coefficient may be affected by contact stress [22] or contact area [23], all of the wear models to date have assumed that K is uniform throughout the contact. Another factor that is well known to affect the wear coefficient is lubrication [24], but the lubrication condition has not been considered in any of the wear models or simulations for prostheses to date. An objective of this work is to remedy that deficiency and to couple a lubrication analysis with the wear model for an oscillatory rolling-sliding contact.

Analysis of the lubricating film between metal and polymer in a hip or knee prostheses is an elastohydrodynamic lubrication problem, and because of the low modulus of elasticity of the polyethylene, it is a so-called soft EHL problem. Some researchers, e.g., [25], have used the general equations developed by Hamrock and Dowson [26] for soft EHL conjunctions, whereas others have developed EHL solutions specifically for hip prosthesis geometries [27,28]. In none of those solutions has the oscillating nature of the contact in a prosthesis been taken into account. To the authors' knowledge, no specific EHL solutions have yet been published for knee prosthesis geometries, and in particular, none have been developed for an oscillating knee bearing geometry. In this work, an EHL solution will be developed for the specific case of the lubrication



Fig. 1 Multistation rolling sliding tribotester

ated oscillatory line contact between metallic and polymer puck specimens in the rolling-sliding test configuration under study. The analysis will take advantage of the fact that normal load and contact geometry remain constant during the oscillation cycle, although velocity varies harmonically. Results of the EHL analysis will include film thickness as a function of location along the wear track, and the minimum film thickness will be related to the wear coefficient at the same locations.

Wear Test Methods

To create a reliable, clinically relevant wear test for UHMWPE used in knee applications, a previously described six-station rolling-sliding tribotester was used in this study. The tribotester has proven quite effective for testing the contact-fatigue behavior of different orthopedic polymers [16] and should be equally useful for testing their wear behavior due to the clinically relevant stress and motion environment.

The rolling sliding tribotester, shown in Fig. 1, articulates cobalt-chromium cylinders (pucks) against UHMWPE pucks. The contact stresses resulting from this specimen geometry can be determined through Hertzian line contact theory. Moreover, the nonconforming contact creates surface and subsurface stresses that are similar to those found in contemporary total knee replacement bearings [16,29].

Alignment of the articulating cylinders was performed through placing pressure-sensitive film at the contact between a CoCr puck and an UHMWPE puck. The intensity of the color on the otherwise translucent film is related to the contact pressure at that particular location. Shims were inserted in the bearing mounts until the two cylinders were parallel and the contact pressure profile appeared as a uniform, straight line, as one would expect from a Hertzian line contact. After this procedure, all six stations showed similar pressure distribution across the contact width.

The design of the test machine ensures that the axes of all pucks are perpendicular to the direction of sliding. Any eccentricity in the cylindrical specimens is accounted for by the constant-load pneumatic system, and each specimen can be loaded independently based on test requirements. This system was calibrated using a load cell capable of measuring loads from 0 kN to 1 kN (± 0.5 N). Load was determined as a function of gage pressure at the adjustable valves, and a calibration curve was developed for each station. At all six stations, a linear relationship between pneumatic pressure and load holds with an r^2 value of >0.99 .

Each station incorporates a fluid bath to provide lubrication and cooling at the contact. The baths include several acrylic windows to ensure a good view of the contact.

The articulation is facilitated by a crank and rocker-arm mechanism powered by a fixed-speed motor. Backlash is prevented by means of adjustable bearings for the gears, as well as adjustable-length chains and idler sprockets. The degree of sliding is adjusted using various combinations of sprockets in the drive train. The shafts on which the two test specimens were mounted are geared to oscillate through different amplitudes and therefore to rotate at

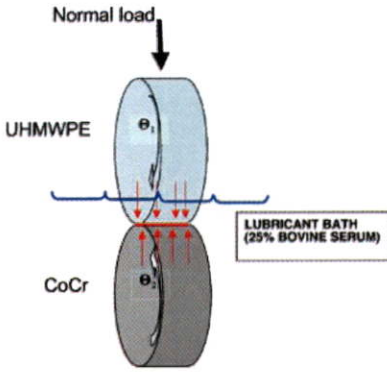


Fig. 2 Contact conditions in one station of rolling sliding tribotester

different speeds. Referring to Fig. 2, the angular oscillation θ_1 of the top shaft, containing the polymer specimen, is

$$\theta_1 = A_1 \sin \omega t \tag{2}$$

where A_1 is the amplitude of the oscillation (rad) and ω is the oscillation frequency. The angular oscillation θ_2 of the bottom shaft, containing the metallic specimen, is

$$\theta_2 = A_2 \sin \omega t \tag{3}$$

where A_2 is the amplitude of the oscillation (rad) of the metallic specimen.

The velocity v_1 of a contact point on the polymer specimen is

$$v_1 = R_1 \dot{\theta}_1 = R_1 A_1 \omega \cos \omega t \tag{4}$$

where R_1 is the radius of the polymer specimen. Similarly, the velocity v_2 of a contact point on the metallic specimen is

$$v_2 = R_2 \dot{\theta}_2 = R_2 A_2 \omega \cos \omega t \tag{5}$$

where R_2 is the radius of the metallic specimen.

The relative sliding velocity at the contact point is

$$u_{\text{slide}} = v_2 - v_1 = (R_2 A_2 - R_1 A_1) \omega \cos(\omega t) \tag{6}$$

and the mean rolling velocity is

$$u_{\text{roll}} = \frac{v_1 + v_2}{2} = (R_1 A_1 + R_2 A_2) \left(\frac{\omega}{2} \right) \cos(\omega t) \tag{7}$$

Although the relative oscillation amplitudes A_1 and A_2 may be altered in the test machine, for the tests reported here the ratio was $A_1/A_2=0.667$. The radii of the two cylinders were equal. Therefore, the ratio of sliding velocity to mean rolling velocity was $u_{\text{slide}}/u_{\text{roll}}=0.4$. If we define the distance along the wear track on the polymer specimen, measured from the center of the wear track, as $\xi (=R_1\theta_1)$, we can easily write the rolling and sliding velocities in terms of ξ as follows

$$u_{\text{slide}} = (R_2 A_2 - R_1 A_1) (\omega) \cos \left[\sin^{-1} \left(\frac{\xi}{R_1 A_1} \right) \right]$$

$$u_{\text{roll}} = (R_2 A_2 + R_1 A_1) \left(\frac{\omega}{2} \right) \cos \left[\sin^{-1} \left(\frac{\xi}{R_1 A_1} \right) \right] \tag{8}$$

Plots of Eqs. (8) are given in Fig. 3, from which it can be easily seen that both the rolling and sliding velocities vary significantly along the wear track. The dimensionless distance along the wear track is $X=\xi/(R_1 A_1)$. The plot is for the specific specimen radii ($R_1=R_2=31.75$ mm), oscillation amplitudes ($A_1=0.308$ rad and $A_2=0.462$ rad), and frequency ($\omega=1.5$ Hz=9.425/s) used in this study.

The UHMWPE test specimens were created from compression molded GUR 1050 bar stock. The unirradiated (0 kGy) specimens were machined from the stock immediately before testing. Other specimens were irradiated after machining. The 29 kGy specimens were machined from the stock before packaging in an oxy-

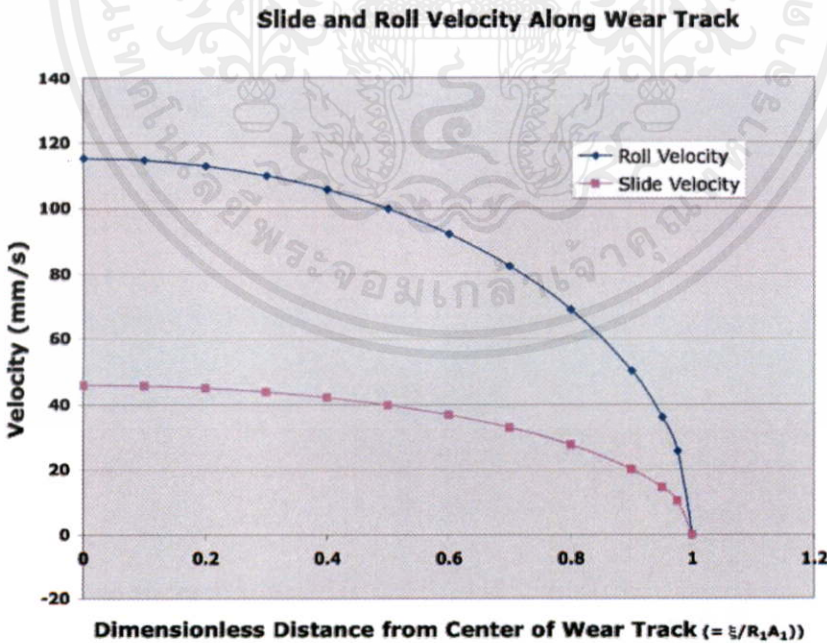


Fig. 3 Plot of roll and slide velocities along wear track on polyethylene specimen

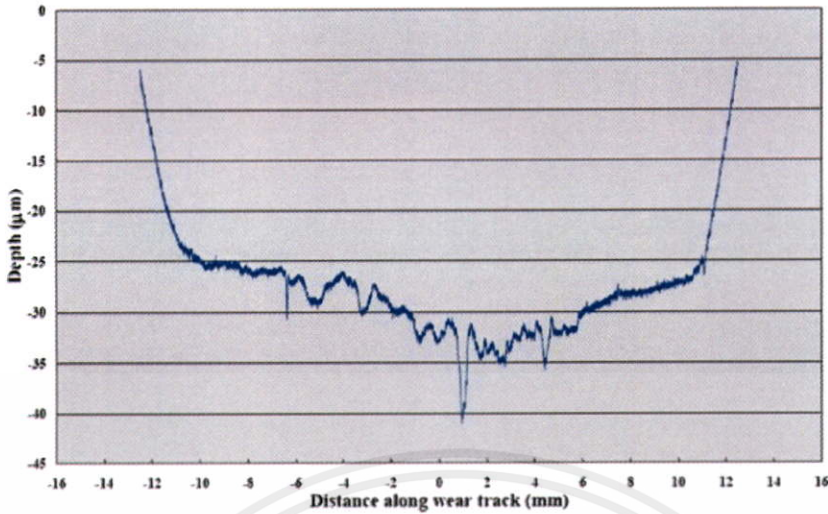


Fig. 4 Wear scar profile for unirradiated polymer surface after 21,600 cycles of dry (unlubricated) roll/slide test

gen impermeable packaging. The packages consist of a polymer and foil laminate pouch from which a vacuum is drawn before heat sealing. The packages were subsequently irradiated with a Co-60 γ source to a dose of 29 kGy. Specimens were left in the pouches until immediately before testing. The irradiated specimens were only exposed to the atmosphere for the period of testing, precluding significant oxidation. Stock for the 65 kGy specimens was also placed in oxygen impermeable pouches before exposure to electron beam irradiation to a dose of 65 kGy. The material was then heated above the melt temperature of polyethylene ($>135^{\circ}\text{C}$) to eliminate any residual free radicals. Following remelting, the material was machined into rolling-sliding specimens.

Loading and motion conditions for the cylinder-on-cylinder contact were selected based on design studies of typical total knee prostheses, resulting in a maximum specified contact stress of 20 MPa. Oscillatory testing of polyethylene cylinders (6.35 cm dia, 2.54 cm width) was performed at 1.5 Hz against polished CoCrMo counterface pucks (6.35 cm dia, $R_a < 0.02 \mu\text{m}$). Lubricant for the tests was bovine serum diluted to $\sim 25\%$ with deionized water to achieve a protein concentration of 17 g/l. Sodium azide and EDTA were also added. Lubricant was replaced every 500,000 cycles and tests were run for 1.5 million cycles.

Each specimen was tested on each of four different quadrants, and duplicate specimens were run on different stations of the rolling sliding tester to ensure station-to-station repeatability.

In addition to the lubricated tests, several tests of specimens made from the unirradiated (0 kGy) material were also run without lubrication to determine the difference in wear profile between lubricated and unlubricated specimens. The load and speed conditions were the same in the dry tests as in the lubricated tests, but the dry tests were run only for a maximum of 21,600 cycles (4 hr) owing to the higher wear rates.

Linear wear was determined by rotating each test specimen on a precision spindle at a constant angular velocity through 360 deg beneath a profilometer stylus. Each wear scar was measured at three preselected locations across the puck width. Pretest measurements were subtracted, creating a profile of the wear scar accurate to within $3 \mu\text{m}$. All measurements were taken immediately following testing to prevent viscoelastic relaxation from affecting the results and then the pucks were remeasured after a minimum of 53 days following testing to eliminate creep deformation

from the measurements. To ensure that creep was not a factor in the measurements, an unirradiated (0 kGy) specimen was loaded statically without lubrication for 48 hr. The normal load was the same as that used in the wear tests (1100 N). Profilometry was done immediately after the load was released, and at several time increments thereafter. It was found that all residual deformation had recovered within 50 days. Therefore, it can be safely assumed that there was no creep deformation included in the wear profiles measured more than 53 days after a wear test.

Wear Test Results

A wear scar profile after 21,600 unlubricated oscillatory roll/slide cycles for an unirradiated UHMWPE specimen made from GUR 1050 resin is shown in Fig. 4. Note that the length of the worn track is between 22 mm and 24 mm, or about 11–12 mm on each side of the center of the oscillation. The depth of the wear scar is between $27 \mu\text{m}$ and $35 \mu\text{m}$, with a maximum depth near the central section of the wear track.

A typical profile of a wear scar after 1.5 million oscillatory roll/slide cycles for an unirradiated UHMWPE specimen made from GUR 1050 resin is shown in Fig. 5. The length of the worn track is again between 22 mm and 24 mm. The depth of the wear scar is approximately $23\text{--}26 \mu\text{m}$ over the central section of the wear track, where the velocities are highest, but wear is greatest at the two ends of the articulation, where the sliding and rolling velocities approach zero (Fig. 3). The lubricated wear profile shown in Fig. 5 differs considerably from the unlubricated wear profile for the same material shown in Fig. 4. Because the sliding velocity is so small at the ends of the track, it is somewhat surprising that the sliding wear is so high there in the lubricated tests. It was hypothesized that the reason for the high wear at the ends of the lubricated wear track is related to a reduced lubricant film thickness at that location, resulting from the reduced rolling velocity. The validation of this hypothesis was the driving force behind the lubrication analysis and wear modeling that will be described in the remainder of this paper.

Two γ irradiated UHMWPE materials were also studied in the test program and their worn profiles had a very similar shape to that of the unirradiated material shown in Fig. 5. Those profiles are shown in Fig. 6. The cross-linked material that had been irradiated at a higher radiation dose (65 kGy) and then annealed had

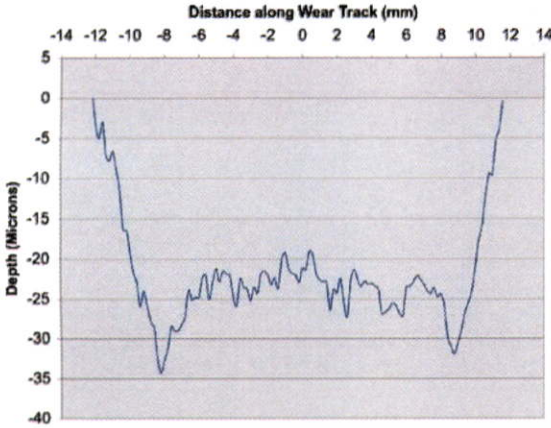


Fig. 5 Typical profile of the wear scar on an unirradiated polymer surface after 1.5 million cycles of lubricated roll/slide test

a significantly smaller worn depth after 1.5 million cycles than the material irradiated at 29 kGy. The most heavily irradiated material, which also had been subjected to an annealing process at above melt temperature, was the most highly cross-linked of the three materials tested [7]. Analysis of the wear of the three materials will be described in the Wear Modeling section of this paper. Although the wear profiles presented in Figs. 5 and 6 were representative of those found for the given materials, it should be noted that each figure shows only one such profile for each material; in the analysis that follows the single wear profile most representative of the results for each material will be analyzed. The test machine has historically produced results with ratio of standard deviation/mean being $< 18\%$ for the materials tested in this work. Definite conclusions about the relative wear of the three materials would require statistical analysis of multiple wear tests of each material; such a study is currently in progress and results will be published in a subsequent paper.

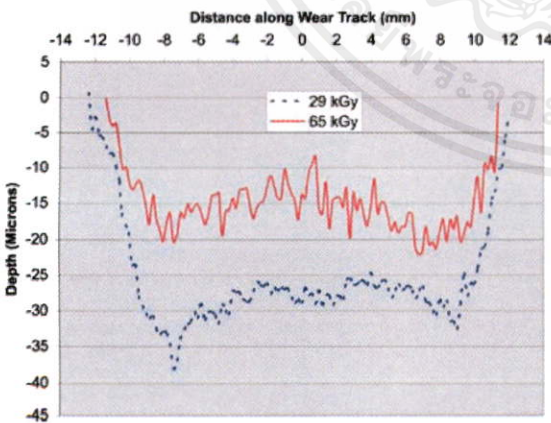


Fig. 6 Worn surface profiles for polymer materials that had been irradiated with either 29 kGy or 65 kGy. Roll-slide test duration: 1.5 million cycles

EHL Lubrication Analysis Methodology

Analysis of the elastohydrodynamic lubrication in the rolling/sliding contact was carried out assuming a line contact situation. The time-dependent modified Reynolds equation for this case is [30]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12u_{\text{roll}} \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (9)$$

where ρ and η are the lubricant density and viscosity, respectively, h is the film thickness, and p is the fluid pressure. In this work, the density and viscosity of the lubricant were assumed to be constant and were given the values for dilute bovine serum, $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ and $\eta = 0.01 \text{ Pa s}$ [25].

The elasticity equation that enables deformation of the contacting surfaces to be determined is [30]

$$\delta = \frac{2}{\pi E'} \int_{x_{\text{inlet}}}^{x_{\text{outlet}}} p(x') \ln(x - x')^2 dx' \quad (10)$$

E' is the effective elastic modulus given by

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (11)$$

where E_1 , ν_1 , E_2 , and ν_2 are the modulus of elasticity and Poisson's ratio of the polyethylene and CoCr materials, respectively. The values used for the materials in this analysis were $E_1 = 800 \text{ MPa}$, $\nu_1 = 0.4$, $E_2 = 240 \text{ GPa}$, and $\nu_2 = 0.3$ [25].

The expression relating film thickness at a given point x_i to deformation is [30]

$$h_i = h_0 + \frac{x_i^2}{2R} - \delta_i \quad (12)$$

R is the effective radius of curvature, given by

$$R = \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (13)$$

Equations (9), (10), and (12) were nondimensionalized and were discretized for a finite difference solution. They were solved numerically using a multigrid technique with full approximation scheme [31], and using a Newton Raphson method. Six levels were used in the multilevel-multigrid technique, with the coarsest level having eight grid points and the finest level having 256 grid points.

At each time increment the entraining velocity u_{roll} is found using Eq. (7). The initial guess for the pressure distribution at the first time increment is the Hertzian pressure distribution [32]; at later times the initial guess is the pressure distribution from the previous time increment. Then the film thickness distribution is determined at each node using Eqs. (10) and (12). The pressure distribution is updated at each node by using a Gauss Seidel iteration procedure with Eq. (9). The process (solution of Eqs. (10), (12), and (9)) continues until the relative error in pressure is less than $1 \times 10^{-4} \%$. After that, the force balance is checked to ensure that the integrated pressure equals the applied normal force of 1100 N (again to within a relative error of less than $1 \times 10^{-4} \%$). If the load balance is not satisfied, the film thickness and pressure distributions are recalculated. For the multigrid technique, new, finer mesh sizes are created and the equations are calculated again using the results from the prior coarse mesh. This process is repeated at each time increment, using a new entraining velocity. The results at each time increment are pressure distribution and film thickness distribution.

The minimum film thickness predictions of the calculation program were compared for several velocities to those determined by the equations developed by Hamrock and Dowson [26] for the soft EHL case. The solutions agreed to within 5%.

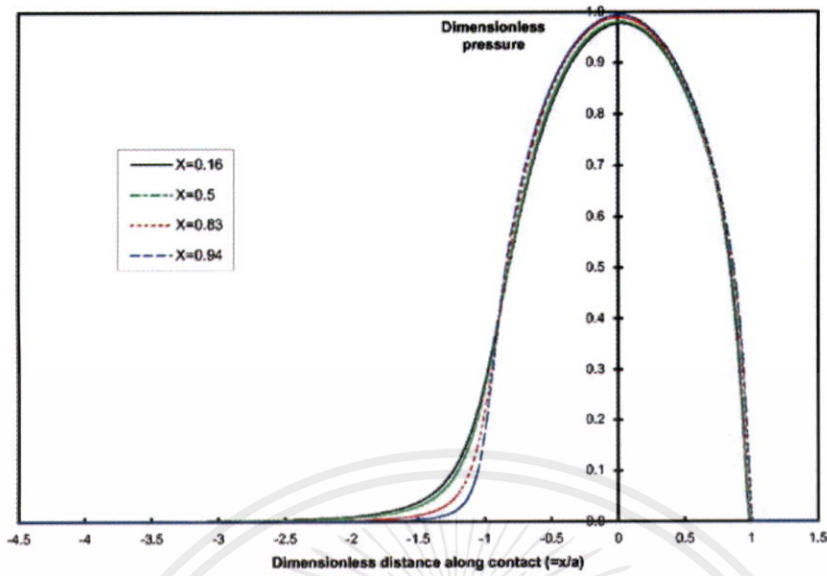


Fig. 7 Plots of pressure profile (dimensionless) within contact area at four different points along wear track ($X=\xi/R_1A_1$)

Lubricant Film Analysis Results

The pressure distribution within the contact region, as determined by the EHL analysis, is shown in Fig. 7. The pressure profile is plotted at four different locations along the wear track, $X=\xi/(R_1A_1)=0.16, 0.5, 0.83,$ and 0.94 . The dimensionless pressure is defined as the actual pressure divided by the peak Hertzian pressure ($p_H=[wE'/(2\pi Rl)]^{0.5}$) [32]. The length of the line contact is $l=25.4$ mm. It can be seen that at all four locations the pressure distribution is approximately equal to the Hertzian pressure profile, with the only significant difference being at the leading edge of the contact, where the lubricant enters the contact region. There is no noticeable pressure spike visible on the pres-

sure profile, presumably because of the deformable polymer and approximately constant lubricant viscosity (resulting in a “soft elastic” EHL contact).

The contact half-width is approximately that given by Hertzian line contact theory, i.e., $a=2\sqrt{2wR/\pi E'}$ [32]. For the materials, loads and geometries used in this study, the contact half-width is $a=0.96$ mm. It might be noted that the length of the wear track for each of the three materials (Figs. 5 and 6) is equal to or just slightly more than twice the sum of the oscillation amplitude on the polymer specimen ($R_1A_1=9.78$ mm) and the contact half-width, as expected.

The profile of the lubricant film at four different points along

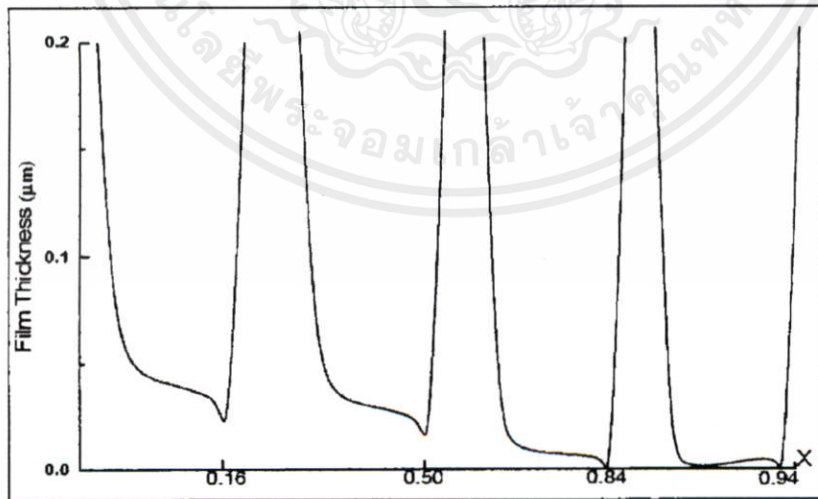


Fig. 8 Plots of film thickness profile at four different points along wear track ($X=\xi/R_1A_1$)

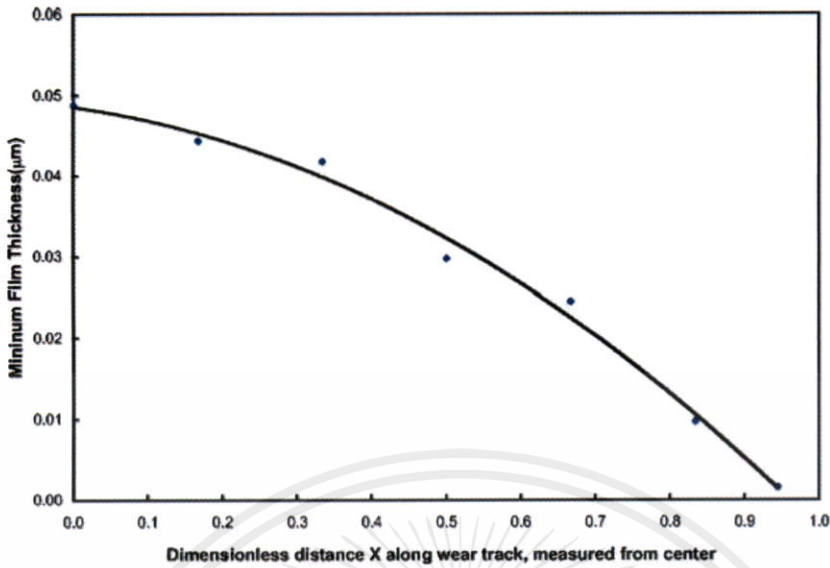


Fig. 9 Plot of minimum film thickness h_{\min} along wear track

the wear track [$X=0.16, 0.5, 0.83,$ and 0.94] is shown in Fig. 8. It can be seen that the lubricant film becomes increasingly thinner as the contact approaches the end of the oscillatory motion and the rolling velocity approaches zero. It is also observed in Fig. 8 that the minimum film thickness in each case occurs near the trailing edge of the contact. That minimum film thickness is plotted as a function of location along the wear track in Fig. 9. The thickest film is found at the center of the oscillatory motion, and the film thickness becomes monotonically smaller as the contact moves toward the end of the oscillation. For example, the calculated minimum film thickness is only $0.0016 \mu\text{m}$ at $X=0.94$, whereas the value of h_{\min} at the center of the oscillation ($X=0$) is $0.049 \mu\text{m}$, as shown in Fig. 9. The entraining velocity decreased from 115.2 mm/s at $X=0$ to 37.8 mm/s at $X=0.94$ (Fig. 3).

It has been shown by others that the lubrication regime in a hip or knee prosthesis is one of mixed lubrication [25], and that is definitely the case here, even in the central portion of the wear track. In this case the surface roughness (rms) of the metallic specimens was on the order of $Rq=0.015\text{--}0.02 \mu\text{m}$, and the roughness of the worn portion of the unirradiated polymer surface ranged from $Rq=0.3\text{--}1.18 \mu\text{m}$. Therefore, the composite surface roughness, $Sq=(Rq_1^2+Rq_2^2)$ [25], ranged from $0.3 \mu\text{m}$ to $1.19 \mu\text{m}$. The composite roughnesses for the other two polymer materials were similar to this value. The film thickness was much less than the composite surface roughness over the entire length of the wear track and less than the roughness of the metallic specimen over the end portion of the track. This indicates that the contact was everywhere in the mixed lubrication regime, and was probably within the boundary lubrication regime near the end portion of the wear track. The very thin lubricating film in this contact places it at the borderline between elastohydrodynamic and boundary lubrication [33]. The current analysis is only a first approximation of the lubricant film thickness because it assumed smooth surfaces. A more complete analysis of the lubricant film in a thin-film regime, such as this, would require consideration of the roughness of the two contacting solids, using a rough surface EHL analysis methodology such as that described by Patir and Cheng [34].

A wear model will now be used to elucidate the effect of this small lubricant film thickness on wear of the polymer surface.

Wear Model Methodology

Assume that the contact at a given instant is centered at a distance ξ from the center of the oscillatory contact region. The line contact extends a distance $\pm a$ in the x direction and is moving in the x direction with a velocity u_{slide} , which varies with ξ as determined earlier in Eq. (8).

Acting within the contact is a pressure distribution of the form shown in Fig. 7; the resultant of the pressure distribution is the normal load w .

Wear of the polymer material within the contact area is assumed to be given by Eq. (1), where the wear coefficient may vary along the wear track ($K=K(\xi)$).

Every point on the polymer surface within the region $0 \leq \xi \leq (R_1 A_1 - a)$ sees a sliding increment per cycle of $\Delta s = 4a[(A_2/A_1) - 1]$. In this case, since $A_2/A_1 = 1.5$, $\Delta s = 2a$ in the central region. For points at the end of the contact path, within the region $(R_1 A_1 - a) \leq \xi \leq (R_1 A_1 + a)$, the sliding increment drops linearly from $\Delta s = 2a$ (at $R_1 A_1 - a$) to $\Delta s = 0$ (at $R_1 A_1 + a$). The incremental sliding distance, nondimensionalized by dividing by the contact half-width a , is shown in Fig. 10.

Over n oscillating cycles, the total sliding distance is $n\Delta s$; thus, the total wear at a location ξ is

$$V(\xi) = nK(\xi)w\Delta s(\xi) \quad (14)$$

On average, the wear will be uniform across a contact zone because each point on the zone should see each portion of the pressure distribution twice during an oscillation cycle. Therefore, the wear depth at a location ξ on the wear track will be

$$H(\xi) = \frac{V(\xi)}{2al} \quad (15)$$

where l is the width of the cylinder (length of the line contact) and $H(\xi)$ is the wear depth measured at location ξ after a wear test (as in Fig. 5). Using (14) and (15), the wear depth at any point is given by

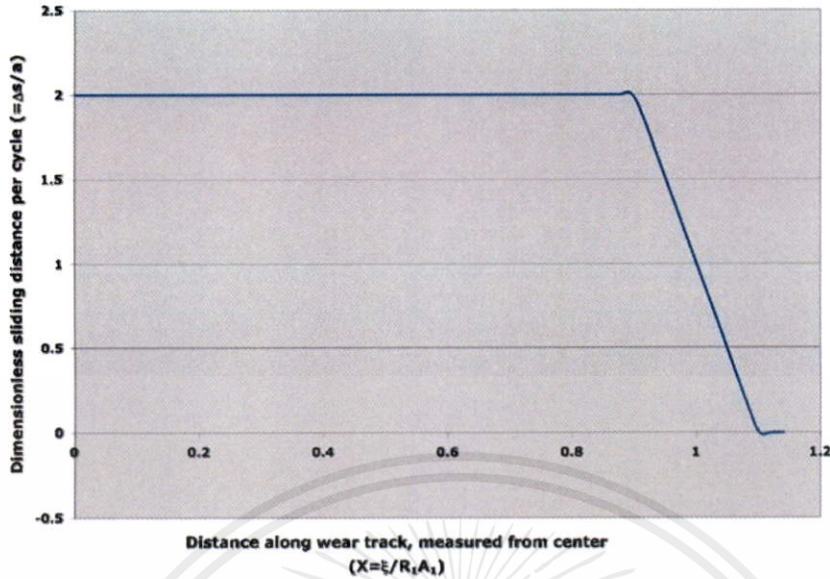


Fig. 10 Dimensionless sliding distance per cycle ($\Delta s/a$) encountered by a point on the polyethylene wear track

$$H(\xi) = \frac{nw \Delta s(\xi)}{2l a} K(\xi) \quad (16)$$

For example, in the region $0 \leq \xi \leq (R_2 A_2 - a)$, where $\Delta s = 2a$, the wear depth is given by $H = nKw/l$.

Note that w and l are both constants in this study ($l = 25.4$ mm and $w = 1100$ N). Therefore, knowing the wear depth H and incremental sliding distance Δs at any point x , the effective wear coefficient K can be found at that point using Eq. (16).

Wear Modeling Results and Discussion

The application of Eq. (16) to the wear results shown in Figs. 5 and 6 enabled the determination of the wear coefficient K at locations along the wear track. The resulting distribution of K is shown in Fig. 11 for each of the three tested materials. It can be seen that the wear coefficient is relatively constant over the central section of the wear track, with the value being highest (about 5.5×10^{-7} mm³/Nm) for the unirradiated material (0 kGy), a bit lower (about 4×10^{-7} mm³/Nm) for the 29 kGy vacuum foil-irradiated material, and lowest (at a bit above 2×10^{-7} mm³/Nm) for the more heavily irradiated material. At about $(\xi/R_1 A_1) = 0.8-0.9$, however, the K value begins to rise and continues to rise until the end of the wear track, where K is as much as five times the value at the central section of the wear track. Therefore, it is clear that K is not a constant over the entire wear track, as had been assumed by most other investigators of knee bearing wear.

Equation (16) was also used to determine the wear coefficient for the unlubricated test data shown in Fig. 4. It was found that the wear coefficient K varied from 3×10^{-5} mm³/Nm to 4.8×10^{-5} mm³/Nm, with the highest value near the center of the wear track. Therefore, the wear coefficient for unlubricated wear of the unirradiated material was about two orders of magnitude higher than K for lubricated wear of the same material. It was also found that the large increase in K at the end of the wear track for the lubricated case did not occur for the case of dry sliding. As can be seen in Fig. 4, there was approximately a linear decrease in wear depth over the end segments of the wear track where the

sliding distance per cycle decreased linearly ($X > 0.9$). Therefore, the wear coefficient K remained approximately constant in that region for the unlubricated wear test.

The wear coefficient values determined in this study of lubricated rolling-sliding contact of UHMWPE against cobalt chrome alloy agree well with wear coefficient values for polyethylene knee bearings that have been published in the literature. For example, Zhao et al. [21] analyzed wear of polyethylene knee bearings in a knee simulator and determined K values for the polyethylene that varied from 1×10^{-7} mm³/Nm to 2×10^{-7} mm³/Nm, values that are very similar to our values at the central portion of the wear track for irradiated materials.

Since the load is constant over the entire oscillation cycle, the surface roughness was the same, and the lubricant was the same, the only variable that could have caused the wear coefficient to rise at the end of the wear track for a given material was the lubricant film thickness. As can be seen in Fig. 9, the minimum film thickness approaches zero at the end of the wear track, where the wear coefficient rises. The dependence of wear coefficient on minimum lubricant film thickness is seen by comparing Fig. 11 to Fig. 9. From that comparison, it appears that the wear coefficient is relatively unaffected by minimum film thickness as long as h_{\min} remains above a critical value. If h_{\min} is less than the critical value, however, then the wear coefficient rises, presumably because the surface asperities on the metallic surface begin to cause more wear damage to the polymer surface.

It was concluded above that the lubrication regime in this oscillatory contact was generally within the mixed lubrication regime, but entered the boundary lubrication regime near the end of the oscillatory contact. Therefore, there was some solid/solid contact throughout the oscillation cycle, resulting in some wear everywhere on the wear track. However, the boundary lubrication condition at the end of the oscillation cycle, where the velocities went to zero, resulted in greater wear in that region, and the wear increased as the film thickness reduced to zero at the end of the track. Based on the comparison between Figs. 9 and 11, it appears that one could almost define a critical minimum film thickness, perhaps ~ 0.01 μm ; below that value the boundary lubrication

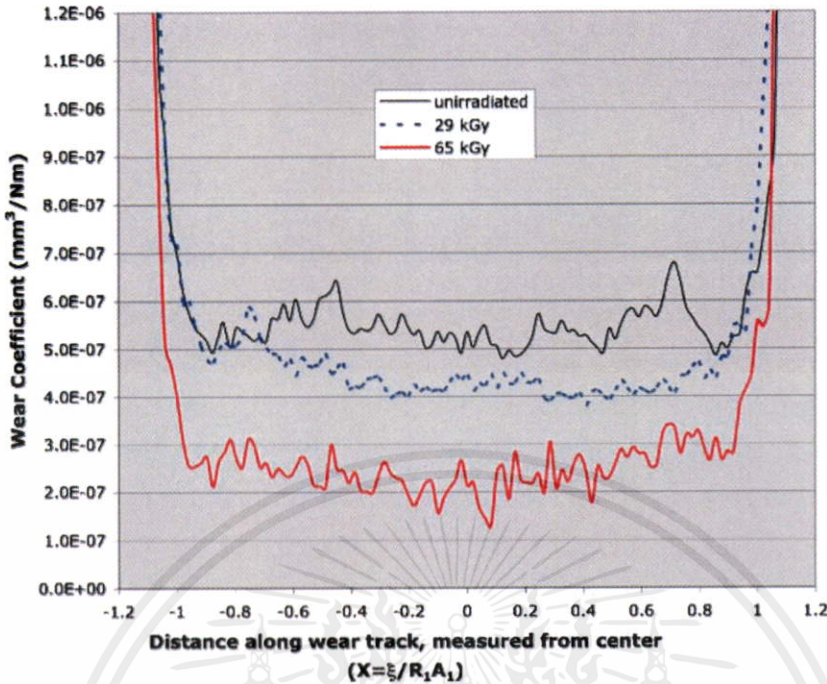


Fig. 11 Plot of wear coefficient (K) along wear track for the three UHMWPE materials

condition prevails, with more solid/solid contact, and above that value there is more of a mixed lubrication regime. There is no full EHL lubrication at any point in the contact, and the fact that the wear is nonzero everywhere is further evidence of that conclusion. Owing to the fact that the lubrication regime is mixed lubrication throughout most of the contact and in the boundary lubrication regime at the ends, the film thickness values predicted in the EHL analysis are only approximate. A more accurate determination of the film thickness would require use of an analysis methodology that includes the effects of surface roughness and is valid for ultrathin lubricant films.

It should be noted that the conditions that gave rise to zero film thickness at the ends of the oscillation cycle also occur in other lubricated oscillatory contacts, such as are found in just about all human joints as well as in machine components such as cam-follower contacts, reciprocating seals or piston rings. A similar consideration of lubrication when determining wear coefficients for those contacts may be advisable. It should also be pointed out that the very thin films at the end of the contact are not well analyzed by a smooth-surface EHL analysis; a transient micro-EHL analysis that includes the effects of roughness may be required.

Conclusions

This study concentrated on an oscillating line contact between ultrahigh molecular weight polyethylene (UHMWPE) and a cobalt-chrome-molybdenum (Co-Cr) alloy, to simulate the conditions that occur in an artificial knee replacement. A recently developed rolling/sliding tribotester was used to determine wear of the UHMWPE material under steady load with lubrication by dilute bovine serum. Three different UHMWPE materials were tested: unirradiated, irradiated by 29 kGy, and irradiated by 65 kGy. From the wear studies, it was found that:

- All three materials showed greatest wear near the ends of

the wear track, where the velocities go to zero as the oscillating specimens change their direction of motion.

- The material subjected to the highest radiation dose showed the least wear.
- Tests of the same materials without lubrication showed peak wear near the center of the wear track, with no increase in wear at the ends of the wear track.

A numerical analysis of elastohydrodynamic lubrication in the oscillatory line contact between the UHMWPE and CoCr specimens showed that:

- The lubricant film is very thin ($<0.05 \mu\text{m}$ thick) everywhere in the oscillation cycle, but drops to zero thickness at the ends.
- The lubrication condition is in the mixed lubrication regime in the central part of the oscillation, but drops to the boundary regime at the ends.

A model of the wear process showed that:

- The wear coefficient for the lubricated contact is approximately $2-5 \times 10^{-7} \text{ mm}^3/\text{Nm}$, depending on the material processing, in the central region of the oscillation, but increases significantly (to over five times the central value) at the ends of the contact.
- The wear coefficient for unlubricated sliding of the same materials was about two orders of magnitudes higher than for lubricated wear.

The lubrication condition must be considered, along with contact conditions, material properties and load, when predicting wear coefficient and wear of oscillatory contacts, such as those that occur in artificial knee joints.

Acknowledgment

A portion of the work described in this paper was supported by a grant from the Thailand Research Fund through the Royal Golden Jubilee Ph.D. Program (Grant No. PHD/0047/2547). Additional funding was received through the U.S. Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology Grant 60NANB5D1250. We would like to acknowledge DePuy Inc., a Johnson and Johnson Company, and Zimmer for supplying polymer materials. The authors wish to thank the anonymous reviewers of the paper for their very helpful comments.

References

- [1] Kurtz, S., Mowat, F., Ong, K., Chan, N., Lau, E., and Halpern, M., 2005, "Prevalence of Primary and Revision Total Hip and Knee Arthroplasty in the United States From 1990 Through 2002," *J. Bone Jt. Surg., Am. Vol.*, **87**, pp. 1487–1497.
- [2] Sharkey, P. F., Hozack, W. J., Rothman, R. H., Shastri, S., and Jacoby, S. M., 2002, "Why Are Total Knee Arthroplasties Failing Today?," *Clin. Orthop. Relat. Res.*, **404**, pp. 7–13.
- [3] Hood, R. W., Wright, T. M., and Burstein, A. H., 1983, "Retrieval Analysis of Total Knee Prostheses: A Method and Its Application to 48 Total Condylar Prostheses," *J. Biomed. Mater. Res.*, **17**, pp. 829–842.
- [4] Collier, J. P., Sperling, D. K., Currier, J. H., Sutula, L. C., Saum, K. A., and Mayor, M. B., 1996, "Impact of Gamma Sterilization on Clinical Performance of Polyethylene in the Knee," *J. Arthroplasty*, **11**, pp. 377–389.
- [5] Kennedy, F. E., Currier, B. H., Van Citters, D. W., Currier, J. H., Collier, J. P., and Mayor, M. B., 2003, "Oxidation of Ultra-High Molecular Weight Polyethylene and Its Influence on Contact Fatigue and Pitting of Knee Bearings," *Tribol. Trans.*, **46**, pp. 111–118.
- [6] Reeves, E. A., Barton, D. C., Fisher, J., and FitzPatrick, D., 2000, "Comparison of Gas Plasma and Gamma Irradiation in Air Sterilization on the Delamination Wear of the Ultra-High Molecular Weight Polyethylene Used in Knee Replacements," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **214**, pp. 249–255.
- [7] Collier, J. P., Currier, B. H., Kennedy, F. E., Currier, J. H., Timmins, G., Jackson, S. K., and Brewer, R. L., 2003, "Comparison of Cross-Linked Polyethylene Materials for Orthopedic Applications," *Clin. Orthop. Relat. Res.*, **414**, pp. 289–304.
- [8] Jordan, L. R., and Olivio, J. L., 2002, "Aseptic Loosening in the LCS Total Knee Arthroplasty," *LCS: Mobile Bearing Knee Arthroplasty*, Hamelynyck, K. J., ed., Springer, New York, pp. 253–259.
- [9] Ingham, E., and Fisher, J., 2000, "Biological Reactions to Wear Debris in Total Joint Replacement," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **214**, pp. 21–37.
- [10] Fisher, J., McEwen, H. M., Tipper, J. L., Galvin, A. L., Ingram, J., Kamali, A., Stone, M. H., Martin, H., and Ingham, E., 2004, "Wear, Debris, and Biologic Activity of Cross-Linked Polyethylene in the Knee: Benefits and Potential Concerns," *Clin. Orthop. Relat. Res.*, **428**, pp. 114–119.
- [11] McGloughlin, T. M., and Kavanagh, A. G., 2000, "Wear of Ultra-High Molecular Weight Polyethylene (UHMWPE) in Total Knee Prostheses: A Review of Key Influences," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **214**, pp. 349–359.
- [12] Walker, P. S., Blunn, G. W., and Lilley, P. A., 1996, "Wear Testing of Materials and Surfaces for Total Knee Replacement," *J. Biomed. Mater. Res.*, **33**, pp. 159–175.
- [13] Banks, S. A., and Hodge, W. A., 1996, "Accurate Measurement of Three-Dimensional Knee Replacement Kinematics Using Single Plane Fluoroscopy," *IEEE Trans. Biomed. Eng.*, **43**, pp. 638–649.
- [14] Hamilton, M. A., Succ, M. C., Fregly, B. J., Banks, S. A., and Sawyer, W. G., 2005, "Quantifying Multidirectional Sliding Motions in Total Knee Replacements," *ASME J. Tribol.*, **127**, pp. 280–286.
- [15] Kennedy, F. E., Currier, J. H., and Wong, B., 2001, "Tribotesting of Tibial Bearings of Knee Prostheses," *Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem*, G. Dalmaz, A. A. Lubrecht, D. Dowson, and M. Priest, eds., Elsevier Science, Amsterdam, pp. 371–379.
- [16] Van Citters, D. W., Kennedy, F. E., Currier, J. H., Collier, J. P., and Nichols, T. D., 2004, "A Multi-Station Rolling/Sliding Tribotester for Knee Bearing Materials," *ASME J. Tribol.*, **126**, pp. 380–385.
- [17] Muratoglu, O. K., Perinchieff, R. S., Bragdon, C. R., O'Connor, D. O., Konrad, R., and Harris, W. H., 2003, "Metrology to Quantify Wear and Creep of Polyethylene Tibial Knee Inserts," *Clin. Orthop. Relat. Res.*, **410**, pp. 158–164.
- [18] Raimondi, M. T., Santambrogio, C., Pietrabissa, R., Raffelini, F., and Mofetta, L., 2001, "Improved Mathematical Model of the Wear of the Cup Articular Surface in Hip Joint Prostheses and Comparison With Retrieved Components," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **215**, pp. 377–391.
- [19] Kang, I., Galvin, A. L., Jin, Z. M., and Fisher, J., 2006, "A Simple Fully Integrated Contact-Coupled Wear Prediction for Ultra-High Molecular Weight Polyethylene Hip Implants," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **220**, pp. 33–46.
- [20] Fregly, B. J., Sawyer, W. G., Harman, M. K., and Banks, S. A., 2005, "Computational Wear Prediction of a Total Knee Replacement From In Vivo Kinematics," *J. Biomech.*, **38**, pp. 305–314.
- [21] Zhao, D., Fregly, B. J., and Sawyer, W. G., 2005, "Dynamic Simulation of a Simulator Machine for Knee Implant Damage Prediction," *Proc. Knee Arthroplasty Technical Conf.*, IMechE, London, England, pp. 237–240.
- [22] Vassiliou, K., and Unsworth, A., 2004, "Is the Wear Factor in Total Joint Replacements Dependent on the Nominal Contact Stress in Ultra-High Molecular Weight Polyethylene Contacts?," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **218**, pp. 101–107.
- [23] Sathasivam, S., Walker, P. S., Campbell, P. A., and Rayner, K., 2001, "The Effect of Contact Area on Wear in Relation to Fixed Bearing and Mobile Bearing Knee Replacements," *J. Biomed. Mater. Res.*, **58**, pp. 282–290.
- [24] Rabinowicz, E., 1980, "Wear Coefficients—Metals," *Wear Control Handbook*, Peterson, M. B. and Winer, W. O., eds., ASME, New York, pp. 475–506.
- [25] Scholes, S. C., Unsworth, A., and Goldsmith, A. A. J., 2000, "A Frictional Study of Total Hip Replacements," *Phys. Med. Biol.*, **45**, pp. 3721–3735.
- [26] Hamrock, B. J., and Dowson, D., 1978, "Elastohydrodynamic Lubrication of Elliptical Contacts for Materials of Low Elastic Modulus—I: Fully Flooded Conjunction," *ASME J. Lubr. Technol.*, **100**, pp. 236–245.
- [27] Jalali-Vahid, D., Jagatia, M., Jin, Z. M., and Dowson, D., 2001, "Prediction of Lubricating Film Thickness in UHMWPE Hip Joint Replacements," *J. Biomech.*, **34**, pp. 261–266.
- [28] Wang, F. C., Liu, F., and Jin, Z. M., 2004, "A General Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of Artificial Hip Joints Employing a Compliant Layered Socket Under Steady State Rotation," *Proc. Inst. Mech. Eng., Part H: J. Eng. Med.*, **218**, pp. 283–291.
- [29] Kennedy, F. E., Currier, J. H., Plumet, S., Duda, J. L., Gestwick, D. P., Collier, J. P., Currier, B. H., and Dubourg, M. C., 2000, "Contact Fatigue Failure of Ultra-High Molecular Weight Polyethylene Bearing Components of Knee Prostheses," *ASME J. Tribol.*, **122**, pp. 332–339.
- [30] Hamrock, B. J., 1994, *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, McGraw-Hill, Singapore.
- [31] Lubrecht, A. A., ten Napel, W. E., and Bosma, R., 1986, "Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts," *ASME J. Tribol.*, **108**, pp. 551–556.
- [32] Johnson, K. L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, England.
- [33] Spikes, H., 2000, "The Borderline of Elastohydrodynamic and Boundary Lubrication," *J. Mech. Eng. Sci.*, **214**, pp. 23–37.
- [34] Patir, N., and Cheng, H., 1978, "An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," *ASME J. Lubr. Technol.*, **100**, pp. 12–17.

Tribology Transactions

4 messages

francis.e.kennedy@dartmouth.edu <francis.e.kennedy@dartmouth.edu>
**Thu, Mar 13, 2008 at
11:48 AM**
To: ajackson@stle.orgCc: wkhanittha@gmail.com

13-Mar-2008

UTRB-0011.R4 - Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces under Oscillatory Line Contact with Non-Newtonian Lubricant

Dear Andy:

In December we were informed that our manuscript has been accepted for publication in Tribology Transactions. That message came to me from Liming Chang, the Associate Editor in charge of review of the paper on December 17. Our co-author, Khanittha Wongseedakaew, is getting ready to present her thesis here in Thailand and needs to have some official notification that her paper will be published. Could you send a letter to her indicating that the paper has indeed been accepted for publication and, if possible, indicate when the publication might occur.

Her e-mail address is wkhanittha@gmail.com.

Thank you very much.

Best regards,
Francis Kennedy

Tribology Transactions

(H1)

Andrew Jackson <AJackson@stle.org>
Wed, Mar 19, 2008 at 5:31 AM
To: francis.e.kennedy@dartmouth.edu, wkhanittha@gmail.com

Dear Francis and Khannita,

Greetings.

Manuscript Central has been very successful in speeding up the review process and we now have over 72 papers approved for publication and waiting for a place in the journal. We have increased the number of journal issues from 4 to 6 each year. Your paper is number 47 in the queue and I estimate that it will appear in Volume 51, Issue 5, the September-October, 2008 issue.

The papers are also queued at the typesetter and will be handled as the issue date approaches. I estimate that your paper will be typeset in August, but it may be earlier.

I am sorry for the delay. Please be patient.

Regards,

Andy Jackson

Editor, Tribology Transactions

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces under Oscillatory Line Contact with Non-Newtonian Lubricant

Mongkol Mongkolwongroj (1), Khanittha Wongseedakaew (1),
Francis E. Kennedy (2)

(1) Electro-Mechanical Engineering Laboratory, ReCCIT, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang Bangkok, Thailand, 10520

(2) Thayer School of Engineering, Dartmouth College Hanover, NH 03755

ABSTRACT

This paper presents the results of a transient analysis of elastohydrodynamic lubrication (EHL) of two parallel cylinders in line contact with a non-Newtonian lubricant under oscillatory motion. The effects of transverse harmonic surface roughness are also investigated in the numerical simulation. The time-dependent Reynolds equation uses a power law model for viscosity. The simultaneous system of modified Reynolds equation and elasticity equation with initial conditions was solved using multi-grid multi-level method with full approximation technique. Film thickness and pressure profiles were determined for smooth and rough surfaces in the oscillatory EHL conjunctions, and the film thickness predictions were verified experimentally.

For an increase in the applied load on the cylinders or a decrease in lubricant viscosity, there is a reduction in the minimum film thickness, as expected. The predicted film thickness for smooth surfaces is slightly higher than the film thickness obtained experimentally, owing primarily to cavitation that occurred in the experiments. The lubricant film under oscillatory motion becomes very thin near the ends of the contact when the velocity goes to zero as the motion direction changes, but a squeeze film effect keeps the fluid film thickness from decreasing to zero. This is especially true for surfaces of low elastic modulus. Harmonic surface roughness, and the viscosity and power law index of the non-Newtonian lubricant all have significant effects on the film thickness and pressure profile between the cylinders under oscillatory motion.

Keywords: EHL, EHL with Non-Newtonian lubricants, Low elastic modulus, Roughness effects

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Presented at 2007 STLE/ASME International Tribology Conference
Submitted for publication in Tribology Transactions

INTRODUCTION

The lubricating film between contacting surfaces in elasto-hydrodynamic lubrication situations under oscillatory motion is important for a wide variety of components, ranging from reciprocating piston rings and seals to artificial human joints. In many of these components the contact can be approximated by line contact and one of the components could have a relatively low modulus of elasticity; i.e., the contact could be considered to be a 'soft elasto-hydrodynamic' (or soft EHL) conjunction. Hamrock and Dowson (1) have developed general equations for analyzing soft EHL conjunctions under steady velocity conditions. Dowson et al. (2) analyzed the lubrication behavior of reciprocating piston rings and determined that a transient EHL analysis is necessary to determine the tribological performance of the piston ring seal, particularly near top dead center, when the entraining velocity goes to zero as the piston reverses direction. They also determined that squeeze-film effects can have an important role in film thickness determination in reciprocating conjunctions. Hooke (3, 4) also concluded that a transient analysis is necessary to capture film thickness details during motion reversal in oscillating or reciprocating contacts. He found that the minimum film thickness is a function of the properties of the lubricant and of the contacting solids, as well as the rate of change of the entraining velocity at the motion reversal. More recent investigations have applied experimental techniques to study the transient behavior of EHL contacts during start-up, stopping, and reciprocating motion (5-7). They found, among other things, that the rate of decrease of the minimum film thickness during stopping is slowed by the entrapment of fluid between the deformed surfaces (6), and that the film thickness increases during start-up of motion owing to the entrance of waves of lubricant into the contact (7).

Due to the fact that the EHL film thickness in oscillatory motion can become very thin, especially during motion reversals, the effects of surface roughness can become important. A number of researchers have developed numerical techniques to study surface roughness effects in EHL (8-10). Using those techniques, it has been found that pressure at the roughness asperities can become especially significant in thin films, particularly with hard contacting surfaces, but the amplitudes of long wavelength components of the surface roughness are attenuated within the contact, particularly if the surfaces are relatively soft (11). Many of those analyses have used powerful multigrid, multilevel numerical methods (12-14). Similar methods will be used in this work.

The primary objective of this work was to develop numerical methods to analyze the transient behavior of EHL films in oscillatory line contacts. Of particular interest were cases where at least one of the materials has low elastic modulus, the lubricating fluid could be non-Newtonian and the surfaces could be rough. There are many practical applications of reciprocating soft EHL contacts, and earlier studies have dealt with some of them, including reciprocating polymeric seals (15), elastomeric piston rod seals (16) and hydraulic rod seals (17). Another application, which was of particular interest in this study, is a simulator used to evaluate the tribological behavior of materials for artificial human knee joint replacements. Knee prostheses generally consist of a high modulus material (metal or ceramic) in contact with a low modulus polymer such as ultra-high molecular weight polyethylene (UHMWPE). The knee replacement components are subjected to oscillatory motion in service. Knee joint contacts can be simulated as a rolling/sliding line contact between two cylinders (18). Recent work has shown that the very thin lubricant film near the ends of the cyclic motion in oscillatory rolling/sliding knee joint simulators can contribute to

high wear of polyethylene knee components, particularly in the regions having the smallest film thickness (19). Researchers have developed specific EHL solutions for human ankle joints (20) and hip joint replacements (21), but those specialized analyses of elliptical conjunctions are not suitable for knee joint simulators or for other applications characterized by oscillatory soft EHL line contacts. As a result, a new model was required to study the lubricating film within the oscillating line contact in a knee simulator for which the lubricant is non-Newtonian and the surfaces could be rough.

In this research work, the transient behavior of the lubricating film in an oscillatory line contact between soft and hard cylinders is investigated through numerical simulation. Smooth cylinders and smooth cylinder running against a cylinder with transverse harmonic surface roughness are considered, and both Newtonian and non-Newtonian lubricants are studied. Experimental work is done to verify some of the predictions.

GOVERNING EQUATIONS

The governing non-Newtonian Reynolds equation and deformation equation were analyzed to determine the characteristics of transient isothermal elastohydrodynamic lubrication under oscillatory motion. The relationship between shear stress and shear rate of non-Newtonian lubrication in this work can be approximated using a power-law model as (22):

$$\tau_{xy} = \mu^* \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad [1]$$

where the equivalent viscosity is

$$\mu^* = m_0 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right]^{\frac{n-1}{2}} \quad [2]$$

The time-dependent Reynolds equations with non-Newtonian lubricants for infinitely long cylindrical roller can be obtained as (22, 23):

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \frac{\partial P}{\partial X} \right) = K \left(\frac{S}{2} \right) \frac{\partial}{\partial X} \left(\bar{\rho} H \left(1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \right) + K \frac{\partial}{\partial X} (\bar{\rho} H) + K \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} H) \quad [3]$$

where

$$K = \frac{\bar{u} \bar{\mu}_0 R_x^2}{b^3 P_H} = \frac{\pi^2 U}{16 W^2}, \quad \varepsilon = \bar{\rho} H^3 \left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}^2} \right) \quad \text{and} \quad \frac{1}{\bar{\mu}_{ej}} = \int_0^1 \frac{Y^j}{\bar{\mu}^*} dY \quad ; j = 0, 1, 2 \quad [4]$$

with the initial condition $\bar{u} = \bar{u}_{\max}$ at $t = 0$. The boundary conditions are

$$P = 0 \quad \text{at} \quad X = X_{inlet} \quad \text{and} \quad P = \frac{dP}{dX} = 0 \quad \text{at} \quad X = X_{exit} \quad [5]$$

where the exit location X_{exit} is to be determined. For most calculations, X_{inlet} was at $X = -4.5$.

The dimensionless apparent viscosity in the power-law model, including a correction factor for viscosity due to pressure in the lubricant according to Roelands (24), can be written as

$$\bar{\mu} = \left\{ \left(\frac{m_0}{\mu_0} \right) \left| \frac{\bar{u} R}{b^2} \right|^{n-1} \right\} \left| \frac{1}{H} \right|^{n-1} \left| \frac{\partial u^*}{\partial Y} \right|^{n-1} \exp \left((\ln \mu_0 + 9.67) \left(-1 + \left(1 + 5.1 \times 10^{-9} P_H P \right)^{1/2} \right) \right) \quad [6]$$

$$\frac{\partial u^*}{\partial Y} = \left(\frac{b^3 P_H H^2}{\bar{\mu} \mu_0 R^2} \right) \left[\frac{Y}{\bar{\mu}} - \left(\frac{1}{\bar{\mu}} \right) \left(\frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right) \right] \frac{\partial P}{\partial X} + S \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}} \quad [7]$$

The dimensionless density of a non-Newtonian lubricant according to Dowson and Higginson (25) obeys the following relation

$$\bar{\rho} = 1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} P_H P}{1 + 1.7 \times 10^{-9} P_H P} \quad [8]$$

The film thickness for an infinitely long line contact, including the deformation of the surfaces, harmonic roughness of amplitude A_r and wavelength λ , is given as

$$H = H_0 + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{\pi} \int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P(\xi) \ln |X - \xi| d\xi + A_r \sin \left(\frac{2\pi X}{\lambda} \right) \quad [9]$$

The load balance equation is

$$\int_{X_{inlet}}^{X_{exit}} P dx - \frac{\pi}{2} = 0 \quad [10]$$

NUMERICAL SOLUTION

The simultaneous system of time-dependent Reynolds and elasticity equations for elastohydrodynamic lubrication with non-Newtonian lubricants was solved using multigrid methods with full approximation scheme technique (12, 26). The time dependent Reynolds equation can be discretized to obtain the fully implicit scheme.

$$\begin{aligned} f_i = & \left\{ \varepsilon_{i+\frac{1}{2}} (X_i - X_{i-1}) P_{i+1} - \varepsilon_{i-\frac{1}{2}} (X_{i+1} - X_i) P_{i-1} \right\} \\ & + \left\{ \varepsilon_{i+\frac{1}{2}} (X_i - X_{i-1}) + \varepsilon_{i-\frac{1}{2}} (X_{i+1} - X_i) \right\} P_i \\ & - \left\{ K \left(X_{i+\frac{1}{2}} - X_{i-\frac{1}{2}} \right) (X_{i+1} - X_i) (\bar{\rho}_{i-1} H_{i-1} - \bar{\rho}_i H_i) \right\} \\ & - \left\{ K \frac{S}{2} \left(X_{i+\frac{1}{2}} - X_{i-\frac{1}{2}} \right) (X_{i+1} - X_i) \left[\left(\bar{\rho}_{i-1} H_{i-1} \left(1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right)_{i-1} - \bar{\rho}_i H_i \left(1 - 2 \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}} \right)_i \right) \right] \right\} \\ & - \left\{ K \left(X_{i+\frac{1}{2}} - X_{i-\frac{1}{2}} \right) (X_{i+1} - X_i) (X_i - X_{i-1}) \left(\frac{\bar{\rho}_i^0 H_i^0 - \bar{\rho}_i H_i}{\Delta \bar{l}} \right) \right\} \end{aligned} \quad [11]$$

where

$$\varepsilon_i = \bar{\rho}_i H_i^3 \left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e2,i}} - \frac{\bar{\mu}_{e0,i}}{\bar{\mu}_{e1,i}^2} \right) \quad [12]$$

$$\varepsilon_{i+\frac{1}{2}} = \left(\frac{\varepsilon_i + \varepsilon_{i+1}}{2} \right) \text{ and } \varepsilon_{i-\frac{1}{2}} = \left(\frac{\varepsilon_i + \varepsilon_{i-1}}{2} \right) \quad [13]$$

Newton's method is the best known for solving nonlinear equations of this type (26). Thus, the discretized dimensionless new pressure (k) at node i can be iterated as

$$P_i^k = P_i^{k-1} - \frac{f_i}{\left(\frac{df_i}{dP_i} \right)} \quad [14]$$

The entrainment velocity was assumed to vary harmonically during a cycle according to

$$\bar{u} = \bar{u}_{\max} \cos \omega t \quad [15]$$

The fluid pressure and film thickness at the reversal of the entrainment velocity were calculated numerically from the combination of Poiseuille flow, which depends on the pressure gradient in the x-direction, and Couette flow. Couette flow is the main component but there must also be some pressure induced reverse flow due to positive pressure gradient in the Poiseuille flow component. The entrainment velocity is reversed where the Poiseuille flow component with positive pressure gradient dominates. Numerical calculation showed that the pressure dominated flow contribution was several orders of magnitude less significant than the shear flow contribution. The initial pressure profile was approximated as Hertzian. Most of the calculations considered one complete cycle of oscillation.

EXPERIMENTAL METHODS

Part of this work included an experimental measurement of film thickness in an oscillatory line contact to validate the numerical predictions. This study employed a fiber-optic sensor (Fotonic) to measure the transient film thickness throughout the oscillation cycle, using the setup shown in Fig.1. This type of fiber-optic sensor has been used in past studies to measure dynamic displacement of air bearings (27) and lubricant film thickness in hydrodynamic bearings (28). In this work, the fiber-optic sensor output was first calibrated with a micrometer in different fluids, including air, water and lubricating oils. The output was found to be quite linear and repeatable as long as the film thickness exceeded one micron, but was not as accurate for sub-micron film thicknesses. In order to achieve a measurable lubricant film thickness in this oscillatory situation, a highly viscous silicone oil was used in the tests. The oil's viscosity was measured to be 101.44 Pa·s at room temperature, and it exhibited approximately Newtonian behavior. The oscillating line contact was between a polymer cylinder (UHMWPE, $E = 800$ MPa) and a parallel metallic cylinder (CoCr, $E = 240$ GPa), thus giving a soft EHL line conjunction at the contact between the parallel cylinders. Both cylindrical specimens had 6.35 cm diameter and 2.54 cm width. The metallic cylinder had a polished surface, with the surface roughness (RMS) of the metallic cylinder being $R_q = 0.015$ to $0.02 \mu\text{m}$. The upper cylinder (UHMWPE), with roughness $R_q = 0.1$ - $0.8 \mu\text{m}$, contained the fiber-optic sensor, which had a diameter of approximately 0.8 mm and was flush with the surface of the polymer cylinder. That cylinder was fixed in position with the sensor located at the mid-point of the line contact area. The lower cylinder (metallic) was moved with a 3 Hz oscillation motion, providing an approximately harmonic velocity profile.

The external load was applied to the line contact by a pneumatic cylinder. The normal loads were calibrated using a load cell, and pressure-sensitive film was used to ensure that the contact pressure in the line contact was uniform. Static external loads varying from 130 to 680 N were applied to the fixed cylinder. At each load, tests were run at a constant oscillation frequency (3 Hz) at room temperature until a repeatable film thickness profile was determined at the optical probe location during each cycle.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

RESULTS AND DISCUSSION

The transient film thickness from experiment during a typical oscillation half-cycle is shown in Fig. 2. The central film thickness between the oscillating surfaces is an average of 25 microns at the center of the oscillation cycle, where the velocity is highest. The film thickness decreases to near zero at ends of the cycle, where the velocity goes to zero as the motion reverses direction. The central film thickness determined at the peak velocity point in the oscillatory cycle is shown in Fig. 3 for various applied loads between 130 N and 680 N. Experimental measurements are compared with numerical predictions (simulation) and with values determined using Hamrock and Dowson's equations (1) for steady state condition (theoretical). Experimental film thickness values are slightly lower than theoretical predictions, primarily because of many small cavitation bubbles that developed in the rear half of the conjunction. The bubbles moved out from the oscillatory contact area very slowly in the highly viscous lubricant film and were dragged back into the contact during the reversal of direction. The result was a partially starved lubricant contact, and thus a thinner lubricant film than was predicted using the fully-flooded assumption made both in this numerical simulation and in ref. (1). Based on earlier analyses of partially starved EHL conjunctions, e.g., (29), the 20-30% decrease from predicted to measured film thickness can easily be accounted for by partial starvation. Since the simulation and the theoretical (1) predictions assumed smooth surfaces, and since surface roughness can result in a decrease in film thickness (as will be shown later in this paper), there could also have been a contribution from the test cylinders' surface roughness to the difference between measured and calculated film thickness in Fig. 2. To investigate the influence of surface roughness on the computed film thickness, analyses were done with several different harmonic surface roughness values for the metallic and polymer surfaces, but with the same load ($w = 5000 \text{ N/m}$) and lubricant viscosity ($\mu_0 = 101.4 \text{ Pa} \cdot \text{s}$) used in the experiments. The results showed clearly that the contribution of roughness is negligibly small in this case because the film thickness was several orders of magnitude larger than the film thickness. Although the roughness of the softer polymer surface was greater than that of the harder metallic surface, roughness on easily deformed surfaces has much less effect on film thickness than roughness on 'hard' surfaces, as will be seen later in this paper. Two other potential causes of differences between the experimental measurements and numerical predictions are related to the deformation behavior of the 'soft' contacting cylinder. That cylinder was made of UHMWPE, which is a polymer with viscoelastic properties. Owing to the fact that the loss modulus is much smaller than the storage modulus for UHMWPE, very little time-dependent deformation of the polymer would occur to influence the film thickness at the 3 Hz oscillation frequency used in the tests. Therefore elastic deformation was predominant and viscoelasticity could be safely neglected. Another potential effect that was not included was a possible difference between edge deformation of the polymer cylinder and its bulk deformation. Although such contact edge effects could influence the transient EHL behavior of very soft contacting materials, such as a reciprocating rubber seal, the modulus of elasticity of UHMWPE was high enough to limit contact edge effects in this case. Therefore, the predominant contribution to the observed difference between experiment and simulation was cavitation. A conclusion of this experimental study was that the cavitation that occurs naturally at the trailing edge of an EHL conjunction can affect the film thickness in an oscillatory conjunction if the lubricant has a high viscosity or if the oscillation frequency is so high that the cavitation bubbles do not have sufficient time to leave the conjunction before motion reverses.

The result is a partially starved EHL film with lower load carrying capacity (or smaller film thickness for a given load) than a non-cavitated film. However, the major conclusion of the experimental work was that there is very good agreement between theoretical (1) and simulation results. The film thickness is lower with higher external loads, as predicted, and it decreases as the velocity is decreased, reaching submicron levels when motion stops at the end of the oscillatory cycle.

Numerical solutions for EHL pressure profile and film thickness were determined for a variety of oscillatory conditions in addition to the experimental conditions mentioned above. Loads in the analyses ranged from 1 kN/m to 30 kN/m and peak entraining velocities of up to 1 m/s were studied; both Newtonian and non-Newtonian lubricants were analyzed. Some of these results are shown in Fig. 4, which shows the numerically simulated film thickness profiles along the contact width for smooth surfaces with various loads and different Newtonian lubricant viscosities. The film thickness was found to be strongly dependent on viscosity and more weakly dependent on load, as is well known for EHL. Table 1 lists the minimum film thickness predictions for the eight cases shown in Fig. 4. Film thickness predictions for the highly viscous oil used in the experimental tests ($\mu_0 = 101.4 \text{ Pa}\cdot\text{s}$) with various high loads are shown in Fig. 4a, and they show the expected contact broadening and film thickness decrease with increasing load. Analysis of the load dependence of the minimum film thickness for these cases showed that $h_{\min} \approx f(w^{-0.206})$. The exponent (-0.206) is essentially identical to the -0.21 value found by Hamrock and Dowson (1). The film thickness predictions for lower viscosities are shown in Fig. 4b. As can be seen, the influence of viscosity on film thickness was much greater than the influence of load. The dependence of minimum film thickness on viscosity was analyzed for the cases with $w = 5,000 \text{ N/m}$. It was found that $h_{\min} \approx f(\mu_0^{0.635})$. Once again, the exponent (0.635) is very similar to the value (0.65) found by Hamrock and Dowson (1). Therefore, these results provide further evidence that the EHL simulation methodology used in this paper is accurate and can duplicate results available in the literature.

The simulation results that follow have been selected to illustrate the effects of material stiffness (or elastic modulus), lubricant properties (viscosity and non-Newtonian power law index), and surface roughness (harmonic roughness amplitude) on the film thickness and pressure profile, particularly as the entraining velocity approaches zero near the end of an oscillation cycle. The lubricant viscosities in the simulations that follow are considerably smaller than the viscosity of the fluid used in the experimental tests, so it was assumed that the cavitation noted in the experiments did not occur, thus enabling an assumption of fully-flooded conjunctions. Film thicknesses are correspondingly smaller than the experimental values or those shown in Fig. 4a, but are of similar order of magnitude to those in Fig. 4b.

The predicted pressure profiles in the EHL film at an entraining velocity of 0.05 m/s are shown in Fig.5 for different values of equivalent modulus of elasticity of the contacting materials. The calculations in this case assume a normal load per unit length of 1500 N/m, viscosity = 0.01 Pa·s and power law index = 0.95. Smooth surfaces are assumed. As expected, the materials with lower modulus of elasticity have a considerably larger conjunction width and a lower pressure. The pressure at the central part of the contact and the contact width are approximately equal to those predicted by Hertzian contact mechanics (e.g., (30)). The film thickness profile for the same conditions is shown in Fig.6. The film thickness is considerably greater for the lower modulus materials, in agreement with the predictions of earlier studies of

soft EHL, e.g., (1). It can be noted that the softest materials ($E' = 0.09 \text{ GPa}$) demonstrate a notable dimple in the central region of the deformed contact. This was previously noted by other researchers (e.g., (31)) and it results from the deformation of the low modulus materials as a result of the near-Hertzian pressure distribution in the central region of the contact, as shown in Fig. 5.

The minimum film thickness over the entire oscillatory motion cycle for smooth surfaces is shown in Fig. 7 for materials with different elastic moduli, in Fig. 8 for different values of power law index, and in Fig. 9 for different viscosities. It can be noted that the film thickness decreases to very small values at the point in the oscillatory cycle ($x = \pm 0.06 \text{ m}$) where the velocity goes to zero as the motion direction changes. It can also be noted that the minimum film thickness for the softest contact never diminishes as far as that for the harder EHL contacts. The reason for this is that the fluid is to some extent entrapped in the deformed contact that was noted in Fig. 6 and the viscous fluid must be squeezed out of the deformed region. Therefore, there is a squeeze-film effect at the end of the oscillatory motion, with the magnitude of that effect being greatest for the softer materials. This effect had been noted in the experimental study of Glovnea and Spikes (6). The squeeze film effect is more significant with greater power law index and with higher viscosity, but neither of those parameters has as great an influence on the squeeze film effect as does the stiffness of the contacting materials.

Analyses were carried out to determine the effect of harmonic surface roughness on film thickness and on pressure distribution within the film. In each of the analyses the surface with harmonic roughness is stationary and it was in contact with a smooth oscillating counterface. The effects of harmonic roughness on pressure and film thickness are shown in Fig.10 and Fig.11, respectively, as are the influence of power law index for the non-Newtonian lubricant. The entraining velocity in these simulations is 0.25 m/s . It can be seen that the peak pressure is higher and the minimum film thickness is slightly lower for the rough surface case. An increase in power law index results in an increase in minimum film thickness and a decrease in peak pressure in the transient state. Fig.12 shows the pressure distribution for smooth and rough surfaces for materials of different elastic modulus. The influence of roughness on pressure is found to be more significant for the lower modulus materials, owing to easier deformation of the materials with lower elastic modulus. The influence of harmonic roughness on film thickness profile is shown in Fig. 13. Again, the relative importance of surface roughness is greater with the higher modulus materials. The roughness peaks of the softer materials are more easily deformed and this diminishes the amplitude of the surface roughness and its effect on the lubricating film.

Numerical results that quantify the effects of surface roughness and non-Newtonian fluid parameters on minimum and central film thicknesses for line contact under harmonic oscillatory motion are presented in Figs.14-16. Fig. 14 and Fig.15 show the variation of minimum film thickness and central film thickness with non-Newtonian model parameters. Both minimum film thickness and central film thickness increase rapidly with the power index for the non-Newtonian power law fluid (Fig. 14). The minimum film thickness increased as the apparent viscosity value increased for a power law non-Newtonian fluid, but the increase in the central film thickness was even more significant; this was apparently due to the reduction of the film pressure in the central region of the contact. Fig.16 shows the variation of minimum film thickness and central film thickness with the harmonic roughness amplitude. The minimum film thickness decreases significantly with an increase in

roughness amplitude, but the central film thickness decreases only slightly. The surface roughness increases significantly the maximum pressure and decreases the minimum film thickness in the contact region.

Further analysis of the relative importance of roughness on materials of different elastic moduli in oscillating soft EHL contacts showed that harmonic roughness on a stiff surface plays a much more significant role than similar roughness on easily deformed surfaces. For example, when the harmonic roughness amplitude of a surface with low modulus of elasticity (about 1 GPa) was increased from 0 to 0.2 micron while the surface roughness of the metallic counterface remained unchanged, the minimum film thickness decreased by less than 7%. The relatively easy deformation of the polymer surface asperities had attenuated the surface roughness and had limited its influence on film thickness, as had been found in earlier studies (11). On the other hand, a similar increase in the roughness of the metallic surface (elastic modulus = 200 GPa) led to film thickness decrease of over 30%. This result gives further reason to conclude that the surface roughness on the polymer cylinder in the experiments described earlier had only a minor effect on the measured film thickness.

CONCLUSIONS

The transient elastohydrodynamic lubrication behavior of two cylinders under oscillatory line contact was examined numerically. Analyses were performed for both smooth and rough surface conditions and for materials ranging from high elastic modulus (hard) to low modulus (soft). Non-Newtonian lubricant properties were considered in the model. The validity of the model was confirmed by comparison with earlier work and by experimental testing. The conclusions of the study can be summarized as follows:

1. The film thickness predicted by the numerical simulation at a given velocity agrees very well with predictions of Hamrock and Dowson (1). The film thickness measured experimentally with a very highly viscous lubricant is slightly lower than the predictions for smooth surfaces, owing primarily to the presence of cavitation bubbles in the contact region in the experimental tests. Some of those bubbles get dragged back into the oscillatory contact, leading to a partially starved EHL conjunction and a reduced lubricant film thickness. Such cavitation, leading to a partially starved lubrication condition, could occur in oscillatory line contacts in which either the fluid viscosity or the oscillatory frequency is high.

2. Numerical simulation of the elastohydrodynamic lubricant film in oscillatory motion showed that the minimum film thickness diminishes to a very low value at the end of the motion where the velocity decreases to zero. There is a squeeze film effect at the change in direction of motion that can prevent the film thickness from ever decreasing to zero. The magnitude of the squeeze film effect is most significant for materials of low stiffness, and it is also greater for fluids with higher viscosity or greater power law index.

3. The minimum film thickness at any point in the oscillation cycle is greater for softer surfaces, higher power law index, greater viscosity, lower load or decreased harmonic surface roughness. The central film thickness is similarly affected by those parameters, but to a different degree.

4. Surface roughness significantly increases the maximum pressure and decreases the minimum film thickness in the lubricated contact under oscillatory motion when compared with those for smooth surfaces.

5. For line contacts under oscillatory motion with a non-Newtonian lubricant, a lower power law index of the fluid results in a reduced minimum film thickness, but the peak pressure in the contact region increases substantially.

6. For cylinders of low elastic modulus having rough surfaces, the effects of harmonic roughness on peak pressure and minimum film thickness are less significant than for the case of high modulus materials with similar surface roughness.

ACKNOWLEDGMENTS

This paper was supported by a grant from the Thailand Research Fund through the Royal Golden Jubilee Ph.D. Program (Grant no.PHD/0047/2547).

REFERENCES

- (1) Hamrock, B.J and Dowson, D. (1978), "Elastohydrodynamic Lubrication of Elliptical Contacts for Materials of Low Elastic Modulus: Part I - Fully Flooded Conjunction", *ASME J. of Lubrication Technology*, 100, pp.236-245.
- (2) Dowson, D., Ruddy, B.L. and Economou, P.N. (1983), "The Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Rings," *Proc. Royal Society A*, 386, pp. 409-430.
- (3) Hooke, C.J. (1986), "Elasto-Hydrodynamic Lubrication of Soft, Highly Deformed Contacts Under Conditions of Non-Uniform Motion", *ASME J. Tribology*, 108, pp. 545-550.
- (4) Hooke, C.J. (1993), "The Minimum Film Thickness in Line Contacts During Reversal of Entrainment", *ASME J. Tribology*, 115, pp. 191-199.
- (5) Sugimura, J., Jones, W.R. and Spikes, H.A. (1998), "EHD Film Thickness in Non-Steady State Contacts," *ASME J. Tribology*, 43, pp. 731-739.
- (6) Glovnea, R.P. and Spikes, H.A. (2000), "The Influence of Lubricant on Film Collapse Rate in High Pressure Thin Film Behavior During Sudden Halting of Motion," *STLE Tribology Transactions*, 43, pp. 731-739.
- (7) Glovnea, R.P. and Spikes, H.A. (2001), "Elastohydrodynamic Film Formation at the Start-Up of the Motion", *Proc. IMechE, J Engineering Tribology*, 215, pp. 125-138.
- (8) Ai, X. and Cheng, H.S. (1994), "A Transient EHL Analysis for Line Contacts with Measured Surface Roughness Using Multigrid Technique," *ASME J. Tribology*, 116, pp. 549-556.
- (9) Lubrecht, A.A. and Venner, C. H. (1999), "Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces," *Proc. IMechE, J Engineering Tribology*, 213, pp. 399-404.
- (10) Jaffar, M.J.. (2000), "A Numerical Solution for Soft Line Elastohydrodynamic Lubrication Contact Problem with Sinusoidal Roughness Using the Chebyshev Polynomials", *Proc. IMechE, J Engineering*, 214C, pp. 711-718.
- (11) Hooke, C.J. and Venner, C. H. (2000), "Surface Roughness Attenuation in Line and Point Contacts," *Proc. IMechE, J Engineering Tribology*, 214, pp. 439-444
- (12) Lubrecht, A.A., ten Napel, W.E. and Bosma, R. (1986), "Multigrid, an Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts", *ASME J. Tribology*, 108, pp. 551-556.
- (13) Chang, L., Conry, T.F. and Cusano, C. (1989), "An Efficient, Robust, Multi-level Computational Algorithm for Elastohydrodynamic Lubrication," *ASME J of Tribology*, 111, pp. 193-199.

(14) Francisco, A., Frene, J. and Blouin, A. (2002), "Multilevel Solution to Elastohydrodynamic Contact for the Water Lubricated 3D Line Contact," *STLE Tribology Transactions*, 45, pp. 110-116.

(15) Nau, B.S. (1999), "An Historical Review of Studies of Polymeric Seals in Reciprocating Hydraulic Systems," *Proc. IMechE, J Engineering Tribology*, 213, pp. 215-226.

(16) Nikas, G.K. (2003), "Elastohydrodynamics and Mechanics of Rectangular Elastomeric Seals for Reciprocating Piston Rods," *ASME J. Tribology*, 125, pp. 60-69.

(17) Salant, R.F., Maser, N. and Yang, B. (2007), "Numerical Model of a Reciprocating Hydraulic Rod Seal," *ASME J. Tribology*, 129, pp. 91-97.

(18) Van Citters, D. W., Kennedy, F. E., Currier, J. H., Collier, J. P., and Nichols, T.D. (2004), "A Multi-Station Rolling/Sliding Tribotester for Knee Bearing Materials," *ASME J. Tribology*, 126, pp. 380-385.

(19) Kennedy, F.E., Van Citters, D.W., Wongseedakaew K. and Mongkolwongrojn, M. (2007), "Lubrication and Wear of Artificial Knee Joint Materials in a Rolling/Sliding Tribotester," *ASME J. Tribology*, 129, pp.

(20) Dowson, D., Medley, J.B. and Wright, V. (1984), "Transient Elastohydrodynamic Lubrication Model for the Human Ankle Joint," *Proc. IMechE, J. Engineering in Medicine*, 13, pp. 137-151.

(21) Jaladi-Vahid, D., Jagatia, M., Jin, E.M. and Dowson D. (2001), "Prediction of Lubricating Film Thickness UHMWPE Hip Joint Replacements," *J. Biomechanics*, 34, pp.261-266.

(22) Hua, D. Y. and Khonsari, M. M. (1996), "Elastohydrodynamic Lubrication by Powder Slurries," *ASME J. Tribology*, 118, pp. 67-73.

(23) Mongkolwongrojn, M., Aiumpornsin, C. and Thammakosol, K. (2006), "Theoretical Investigation in Thermoelastohydrodynamic Lubrication with Non-Newtonian Lubricants Under Sudden Load Change," *ASME J. Tribology*, 128, pp.771-777.

(24) Roelands, C.J.A. (1969), *Co-relational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*, Druk, V.R.B, Groingen, Netherlands

(25) Dowson, D. and Higginson, G.R. (1966), *Elastohydrodynamic Lubrication: The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*, Pergamon, Oxford, U.K.

(26) Briggs, K., Henson, V.E. and Cormick, S.F. (2001), *A Multigrid Tutorial*, 2nd Edition, SIAM, New York.

(27) Bhushan, B. and Forehand, S.M. (1997), "In Situ Instrumentation for Localized Wear Studies of Magnetic Thin-Film Disks," *Proc. IMechE J. of Engineering Tribology*, 211, pp. 249-262.

(28) Höbel, M. and Hafner, K. (1999), "An On-Line Monitoring System for Oil-Film, Pressure and Temperature Distributions in Large-Scale Hydro-Generator Bearings," *Measurement Sci. and Tech.*, 10, pp. 393-402.

(29) Hamrock, B.J and Dowson, D. (1979), "Elastohydrodynamic Lubrication of Elliptical Contacts for Materials of Low Elastic Modulus: Part II - Starved Conjunction", *ASME J. of Lubrication Technology*, 101, pp.92-98.

(30) Johnson, K.L. (1985), *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, U.K.

(31) Al-Samieh, M. and Rahnejat, H. (2001), "Ultra-Thin Lubricating Films Under Transient Conditions," *J. Physics D: Applied Physics*, 34, pp. 2610-2621.

NOMENCLATURE

A_r = Roughness amplitude

b = Dimensionless Hertzian half-width (m), $b = R((8W)/\pi)^{0.5}$

E' = Equivalent modulus of elasticity (Pa) $\frac{2}{E'} = \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)$

h = Film thickness (m)

H = Dimensionless film thickness, $H = (R/b^2)h$

h_{\min} = Minimum film thickness (m)

h_c = Central film thickness (m)

$K = \frac{\bar{u}\mu_0 R_x^2}{b^3 P_H} = \frac{\pi^2 U}{16W^2}$ Parameter defined in equation [4]

m_0 = Apparent viscosity at unity shear rate

n = Power law index

p = Pressure (Pa)

P_H = Maximum Hertzian pressure (Pa), $P_H = E'(W/2\pi)^{0.5}$

P = Dimensionless pressure, $P = p/P_H$

R = Equivalent radius (m), $R = \left((1/R_1) + (1/R_2) \right)^{-1}$

S = Slide ratio, $S = (u_2 - u_1)/\bar{u}$

t = Time (s)

\bar{t} = Dimensionless time, $\bar{t} = (\bar{u}/b)t$

u = Velocity (m/s)

\bar{u} = Mean velocity (m/s), $\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$

u^* = Dimensionless velocity, $u^* = u/\bar{u}$

U = Dimensionless speed parameter, $U = (\mu_0 \bar{u})/E'R$

w = Applied Load / Length of line contact (N/m)

W = Dimensionless load parameter, $W = w/(E'R)$

x, y = Coordinate (m)

X, Y = Dimensionless coordinate $x = bX$, $Y = (Ry)/(b^2 H)$

z_l = Viscosity-Pressure index

Greek

$\varepsilon = \bar{\rho} H^3 \left(\frac{1}{\bar{\mu}_{e2}} - \frac{\bar{\mu}_{e0}}{\bar{\mu}_{e1}^2} \right)$ Parameter defined in equation [4]

λ = Wavelength of roughness

μ_0 = Oil viscosity (Pa·s)

μ^* = Equivalent viscosity (Pa·s)

$\bar{\mu}^*$ = Dimensionless equivalent viscosity, $\bar{\mu}^* = \mu^*/\mu_0$

ρ_0 = Inlet density of oil (kg/m³)

$\bar{\rho}$ = Dimensionless density, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$ ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

τ = shear stress (Pa) มิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ω = Frequency of oscillation (1/s)

TABLE

Table 1. Minimum film thickness determined for various load and viscosity values.
 $\bar{u} = 0.50 \text{ m/s}$, $E' = 0.9 \text{ GPa}$ and $n = 1.0$

Applied load / Length of line contact (N/m)	Viscosity (Pa·s)	Minimum film thickness (micron)
30,000	101.4	24.21
20,000	101.4	26.15
10,000	101.4	30.64
5,000	101.4	34.81
5,000	1.0	1.96
5,000	0.01	0.101
2,500	0.01	0.138
1,500	0.01	0.158

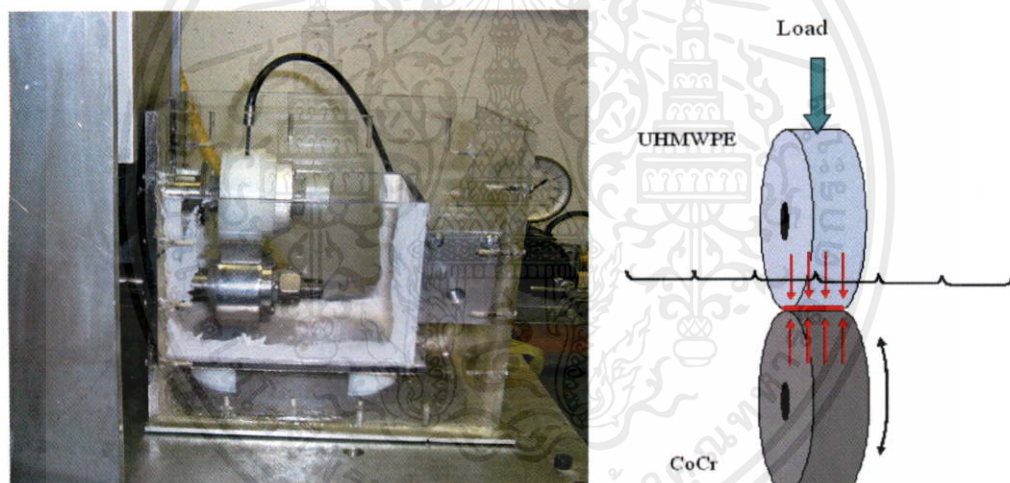


Fig.1 The experimental set up

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

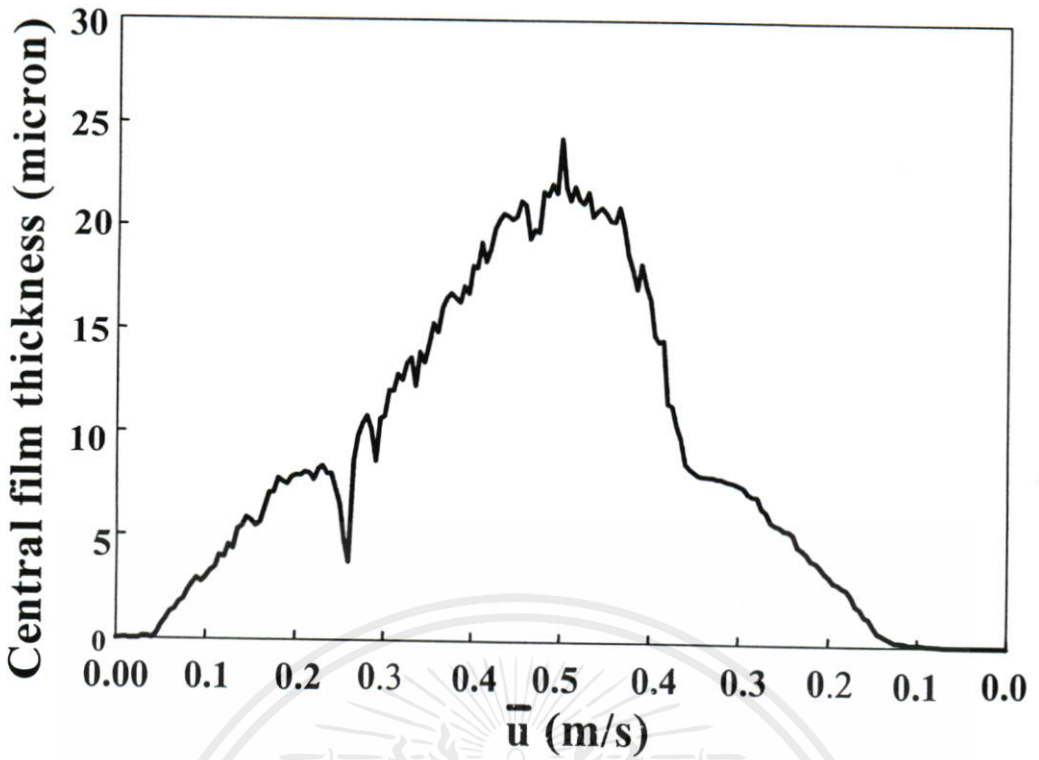


Fig.2 Transient average central film thickness from experiment at 130 N and 3 Hz

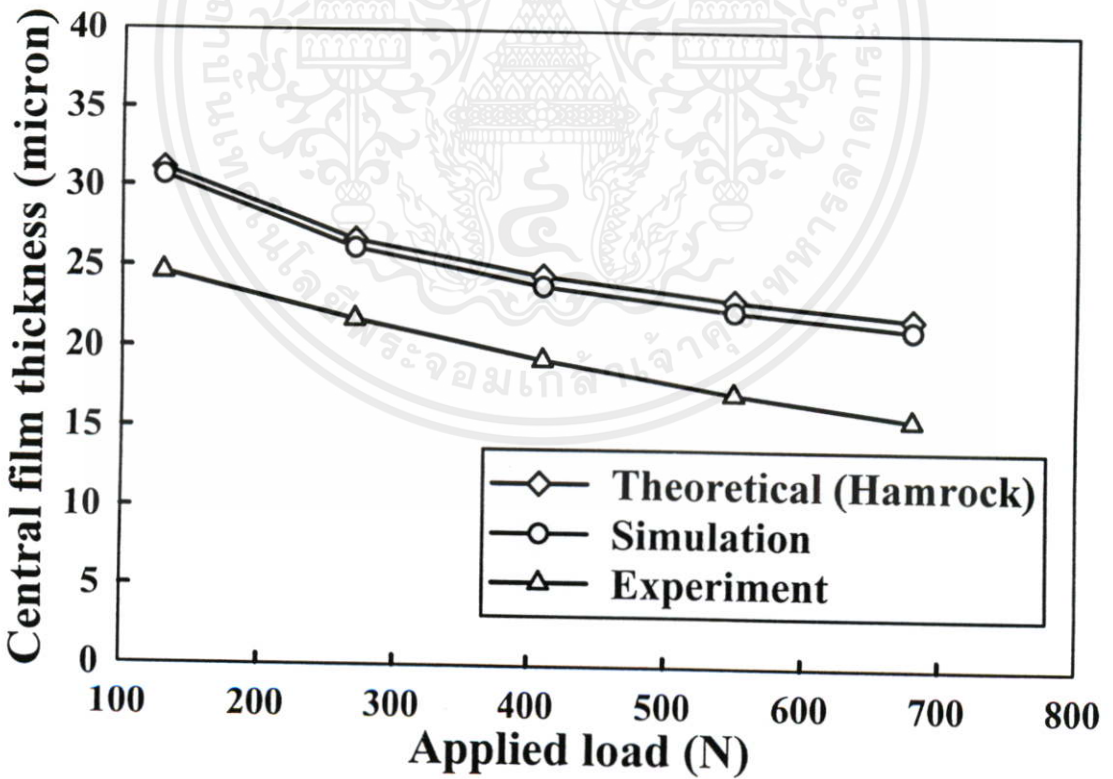


Fig.3. The central film thickness at the peak velocity point in the oscillatory cycle; comparison between experimental, simulation and theoretical (1) steady state results for a range of applied load at 3 Hz oscillation frequency.

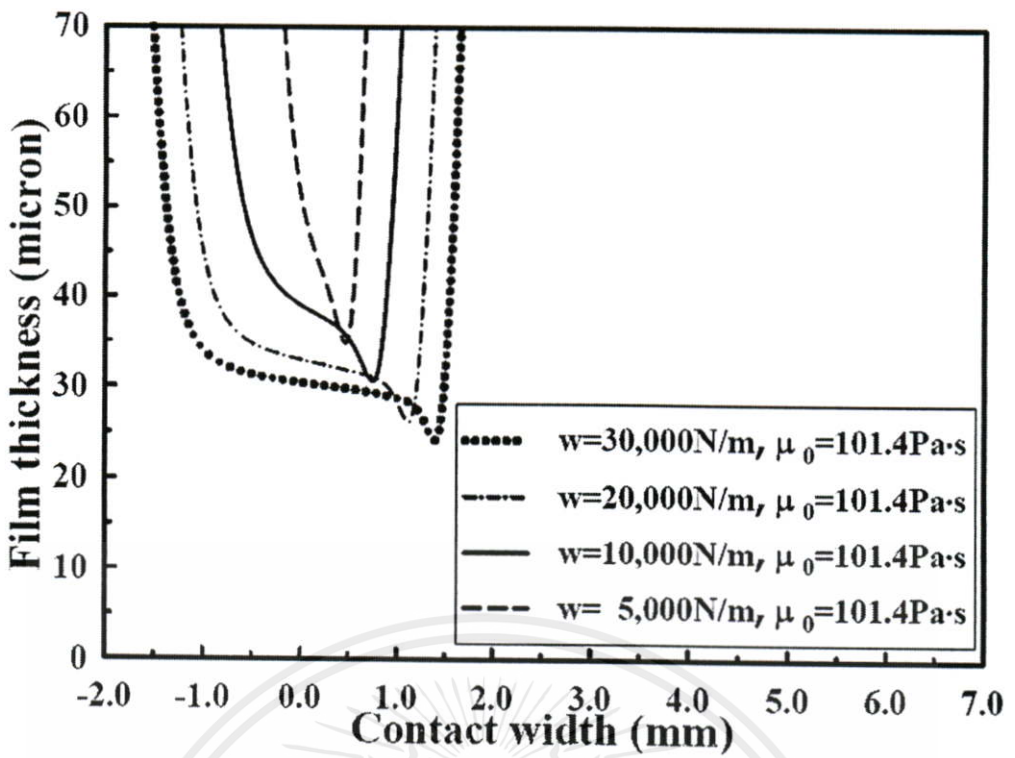


Fig 4a

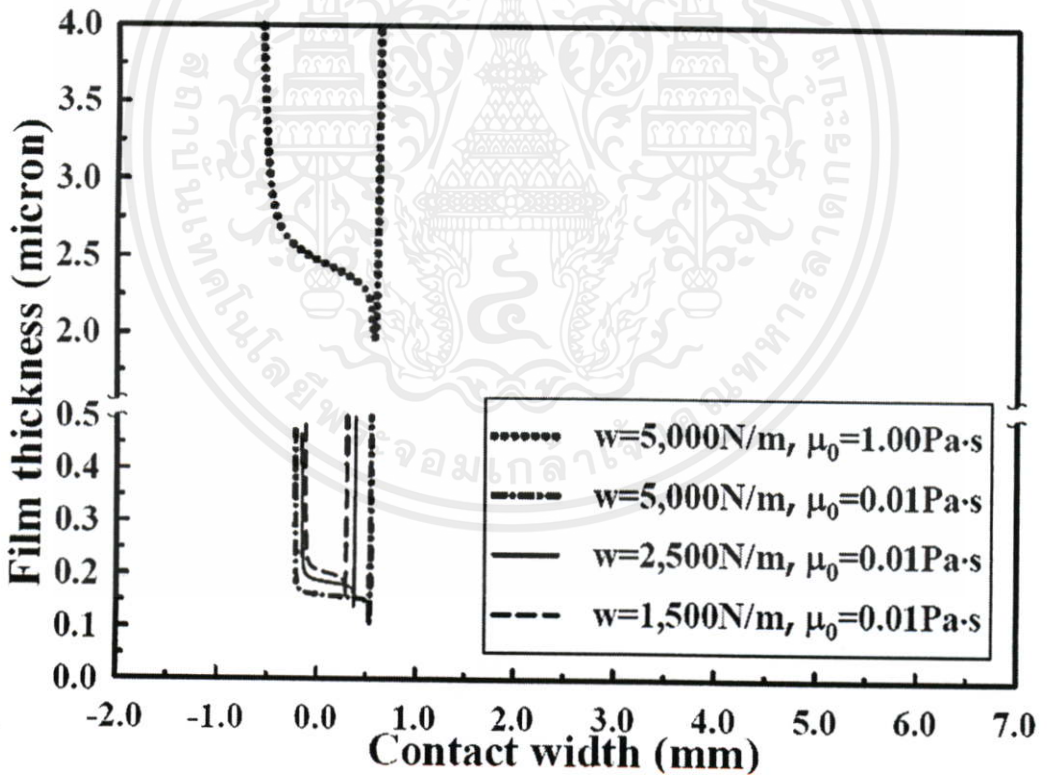


Fig 4b

Fig.4. Effect of load and fluid viscosity on film thickness along contact for smooth surfaces $\bar{u}=0.50\text{m/s}$, $E'=0.9\text{GPa}$ and $n=1.0$

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

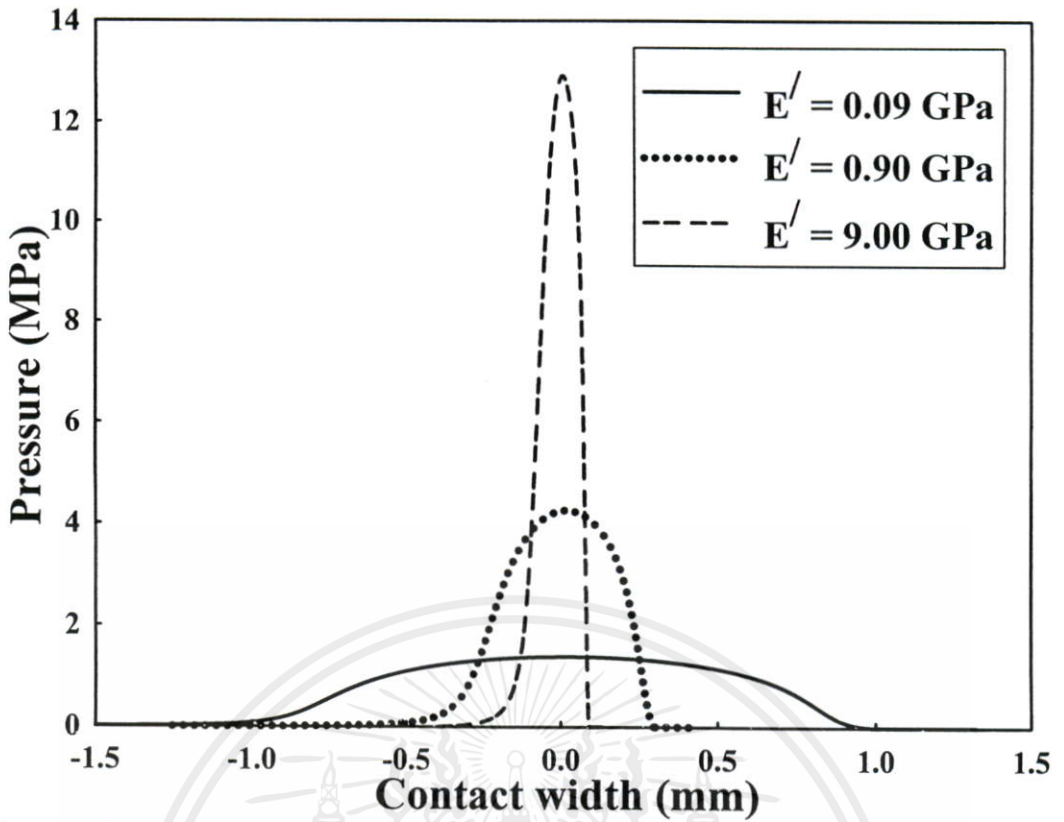


Fig. 5. Effect of material stiffness on pressure profile along contact for smooth surfaces $w=1500\text{ N/m}$, $\mu_0 = 0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u} = 0.05\text{ m/s}$ and $n = 0.95$

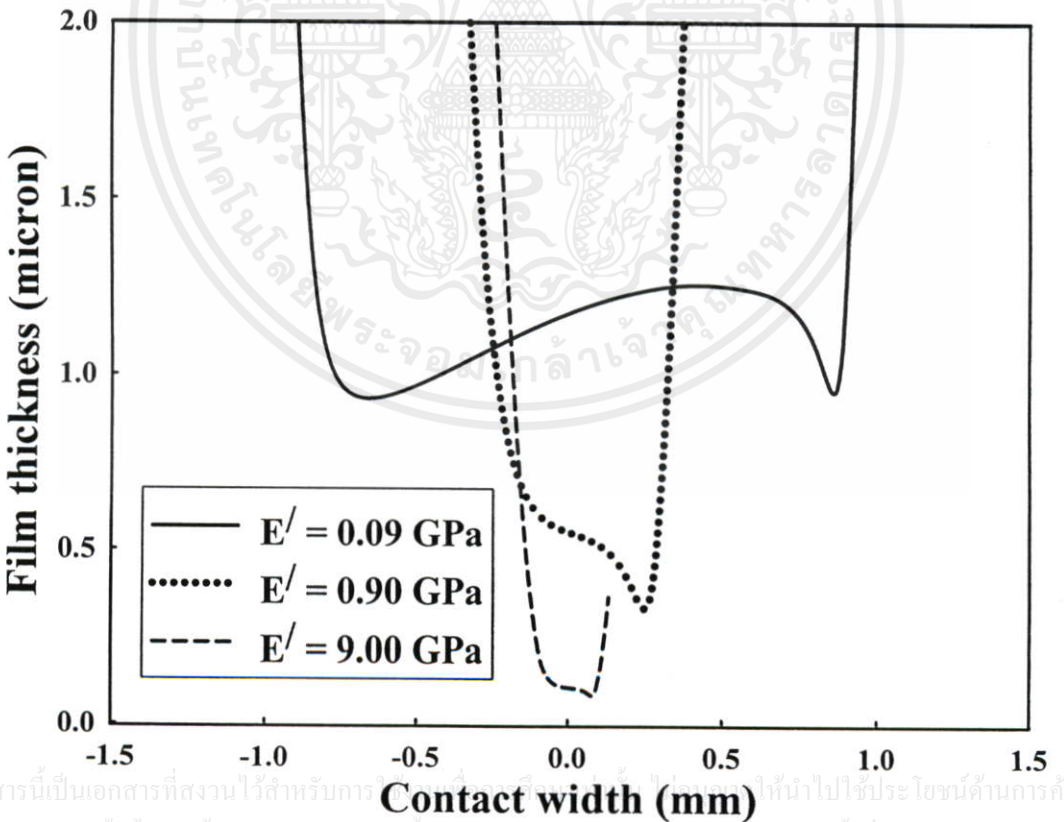


Fig.6. Effect of material stiffness on film thickness along contact for smooth surfaces $w=1500\text{ N/m}$, $\mu_0 = 0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u} = 0.05\text{ m/s}$ and $n = 0.95$

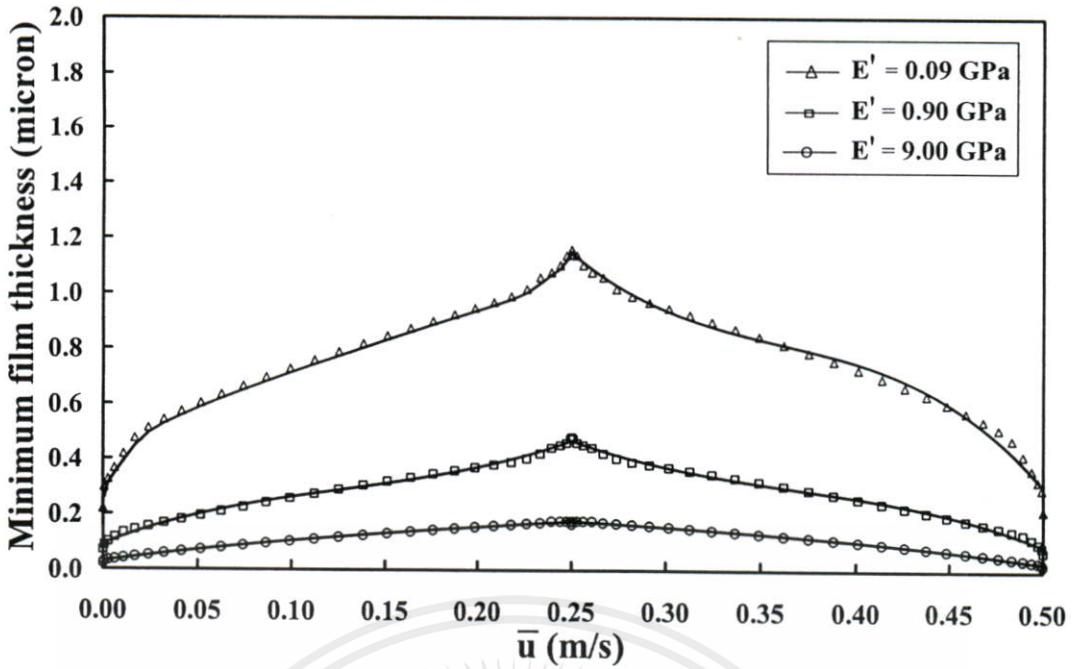


Fig.7. Influence of equivalent modulus of elasticity on minimum film thickness for smooth surfaces during oscillatory motion with $w=2500\text{ N/m}$, $\mu_0=0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$ and $n=0.95$

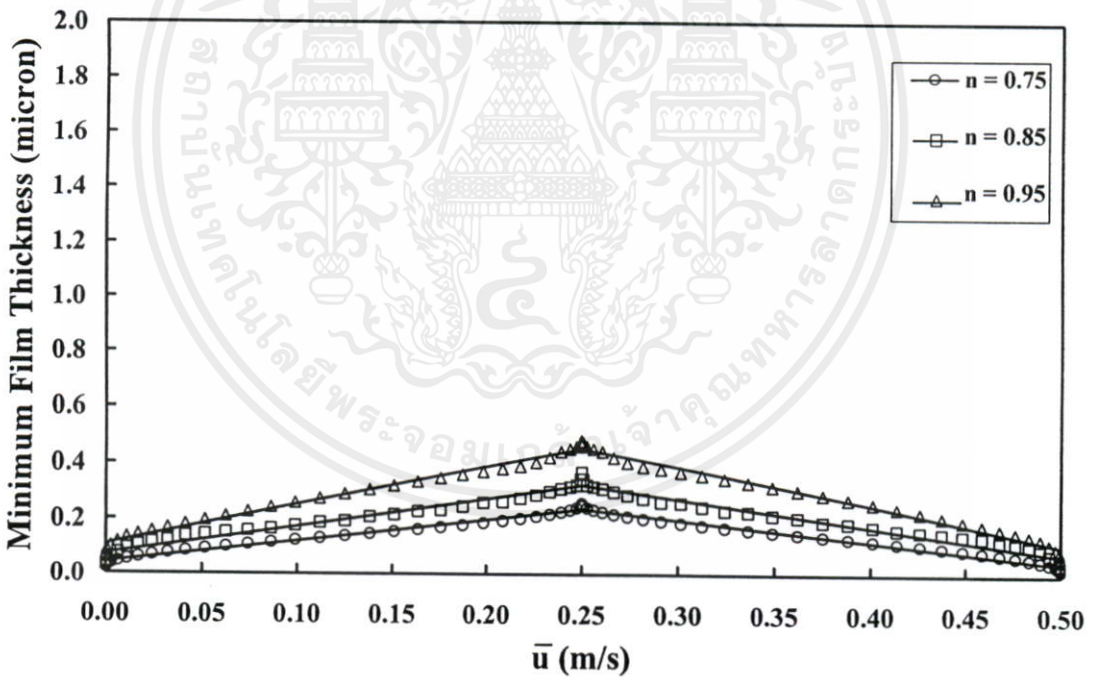


Fig.8. Influence of power law index on minimum film thickness for smooth surfaces during oscillatory motion with $w=2500\text{ N/m}$, $\mu_0=0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$ and $E'=0.90\text{ GPa}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

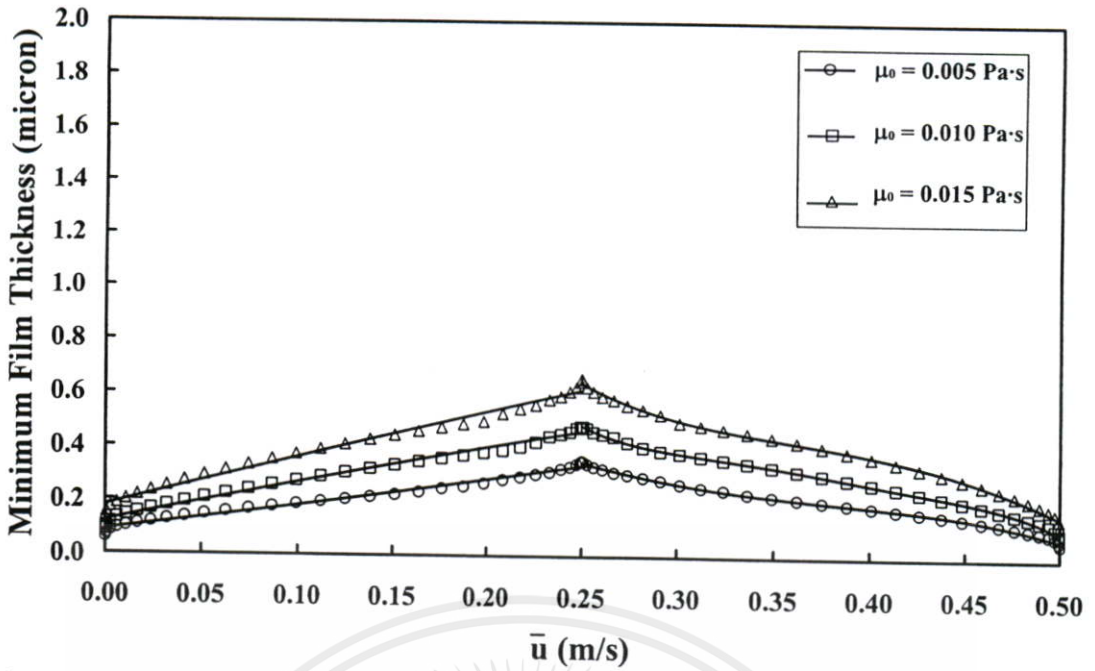


Fig.9. Influence of fluid viscosity on minimum film thickness for smooth surfaces during oscillatory motion with $w = 2500 \text{ N/m}$, $n = 0.95$ and $E' = 0.90 \text{ GPa}$

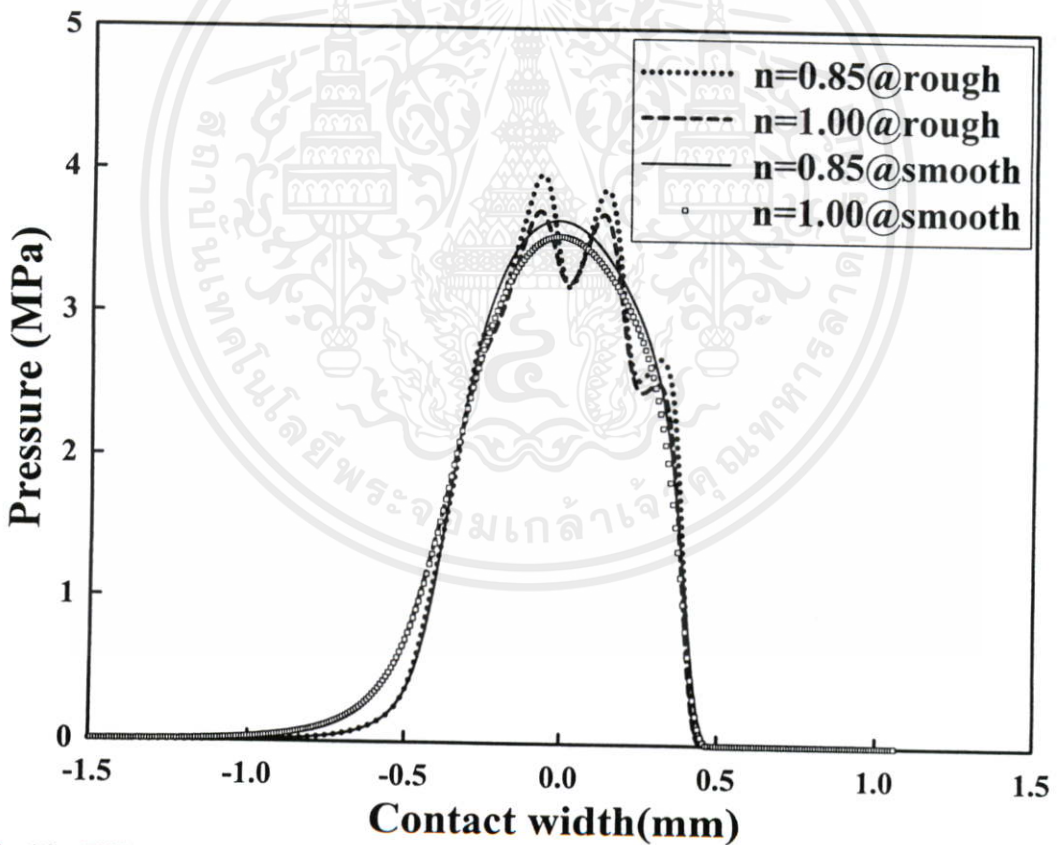


Fig.10. Effect of harmonic surface roughness and power law index on pressure profiles along contact width for $w = 2500 \text{ N/m}$, $\mu_0 = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u} = 0.25 \text{ m/s}$, $E' = 0.90 \text{ GPa}$, $\lambda = 0.5$, and $A_r = 0.1 \text{ micron}$

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

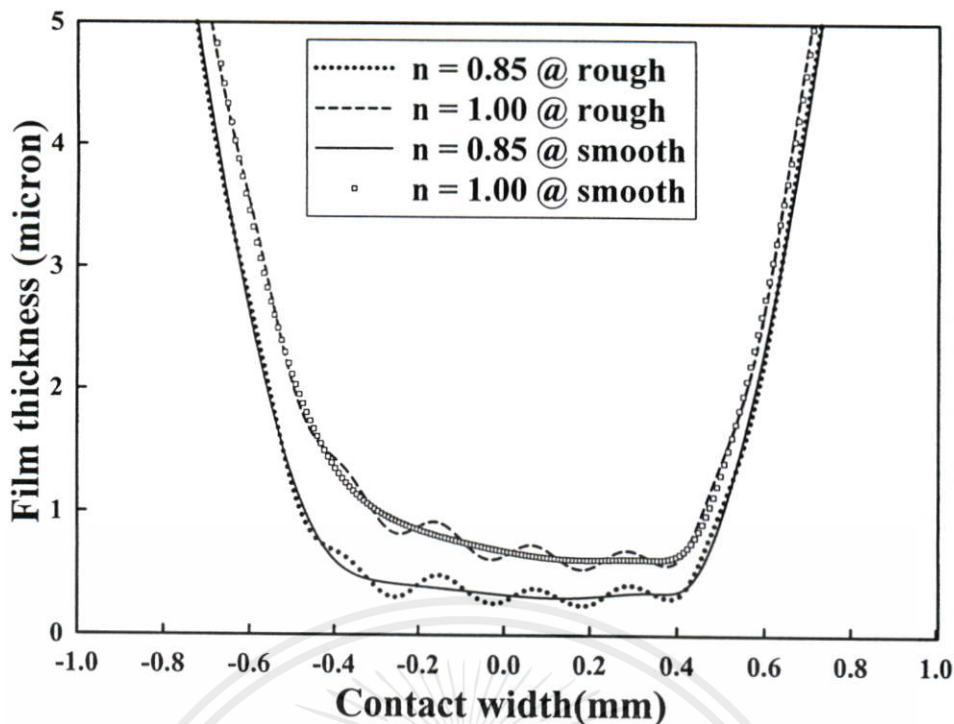


Fig.11. Effect of harmonic surface roughness and power law index on film thickness profiles along contact width for $w=2500\text{ N/m}$, $\mu_0=0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u}=0.25\text{ m/s}$, $E'=0.90\text{ GPa}$, $\lambda=0.5$ and $A_r=0.1\text{ micron}$

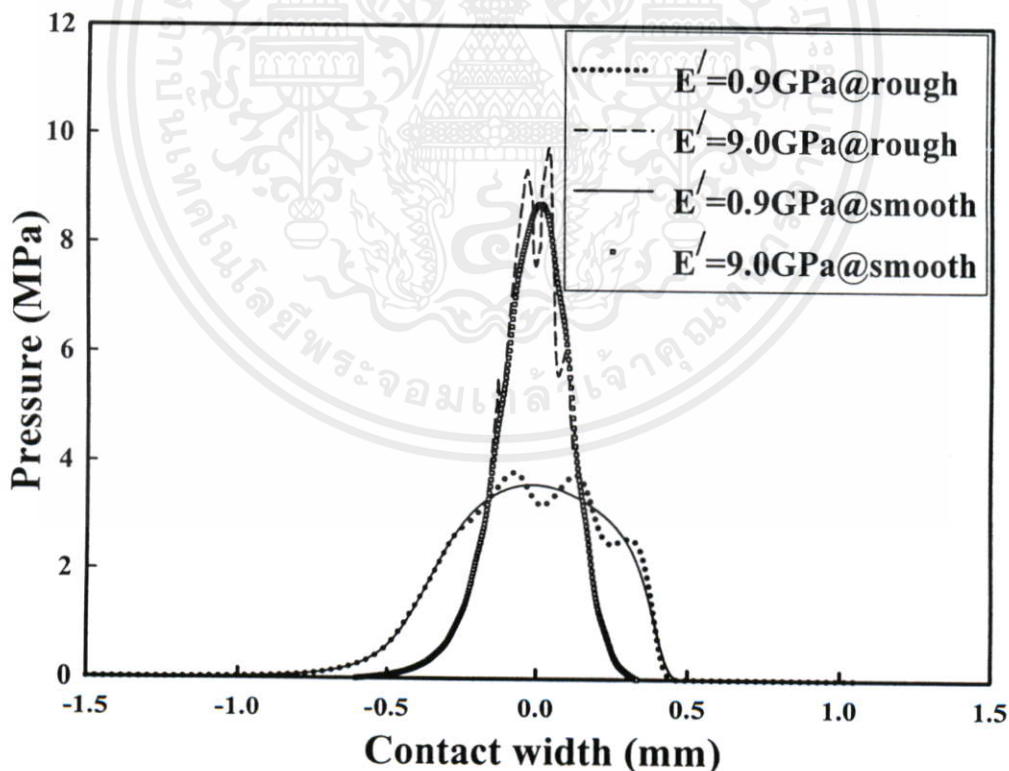


Fig.12. Effect of harmonic surface roughness and equivalent modulus of elasticity on pressure profiles along contact width for $w=2500\text{ N/m}$, $\mu_0=0.01\text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u}=0.25\text{ m/s}$, $n=0.95$, $\lambda=0.5$ and $A_r=0.1\text{ micron}$

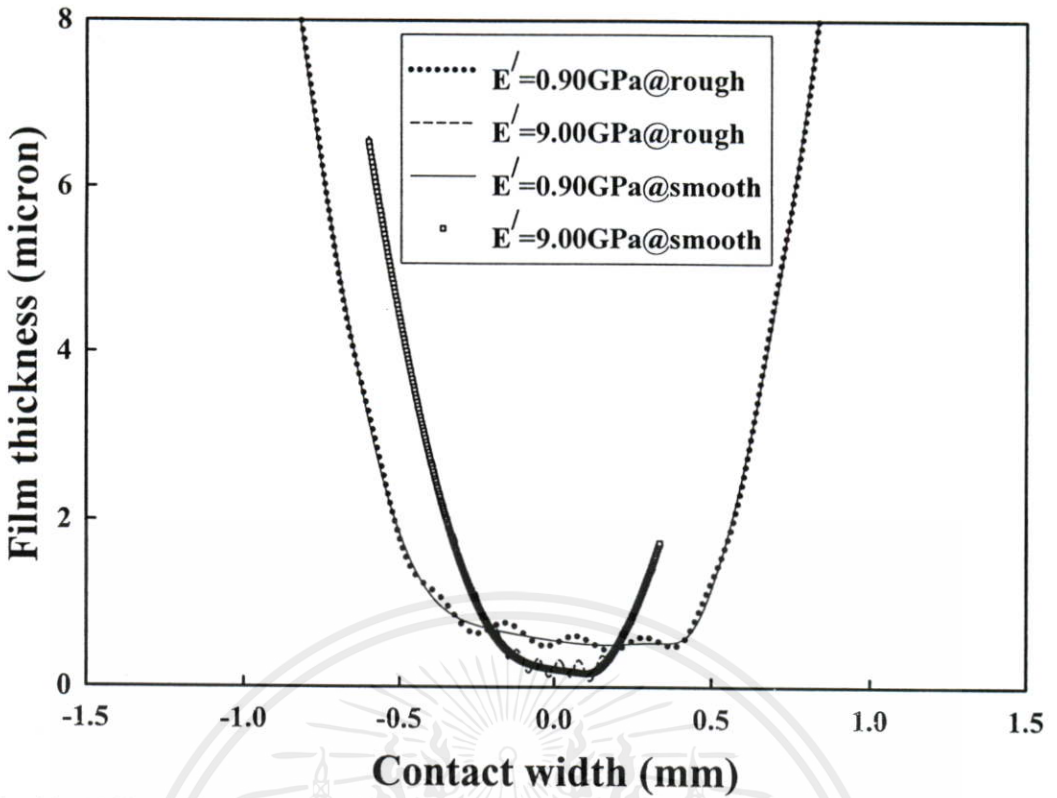


Fig.13. Effect of harmonic surface roughness and equivalent modulus of elasticity on film thickness profiles along contact width for $w = 2500 \text{ N/m}$, $\mu_0 = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u} = 0.25 \text{ m/s}$, $n = 0.95$, $\lambda = 0.5$ and $A_r = 0.1 \text{ micron}$

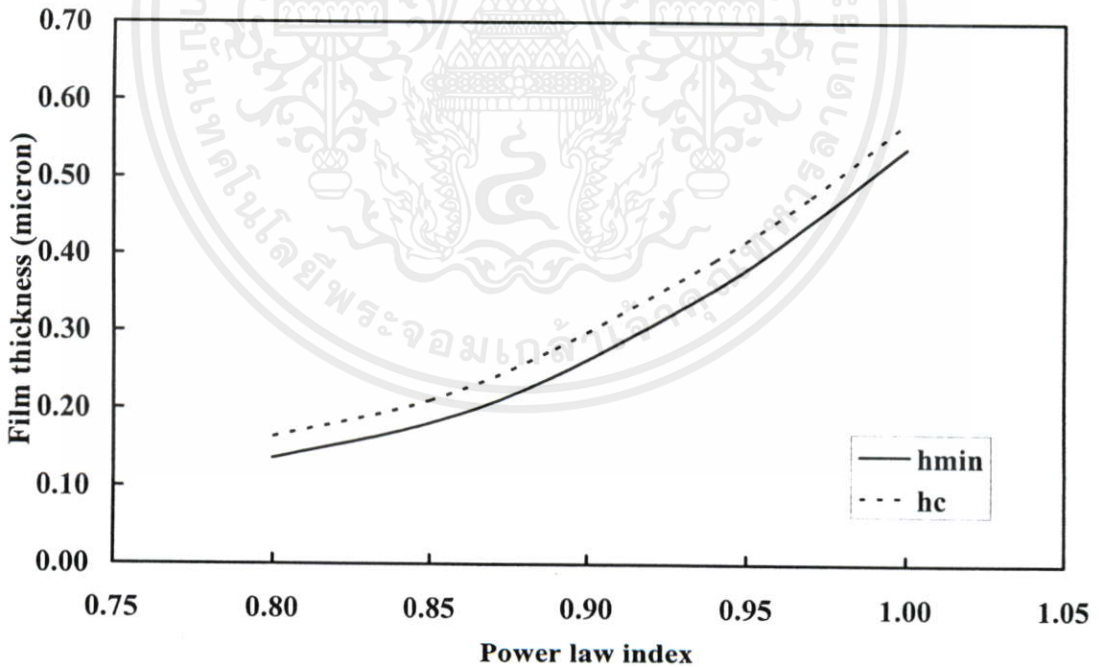


Fig.14. Variation of minimum film thickness (h_{\min}) and central film thickness (h_c) with power law index under oscillatory motion $w = 2500 \text{ N/m}$, $\mu_0 = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $\bar{u} = 0.25 \text{ m/s}$, $E' = 0.90 \text{ GPa}$, $\lambda = 0.5$ and $A_r = 0.1 \text{ micron}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้บรอดวงชนด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

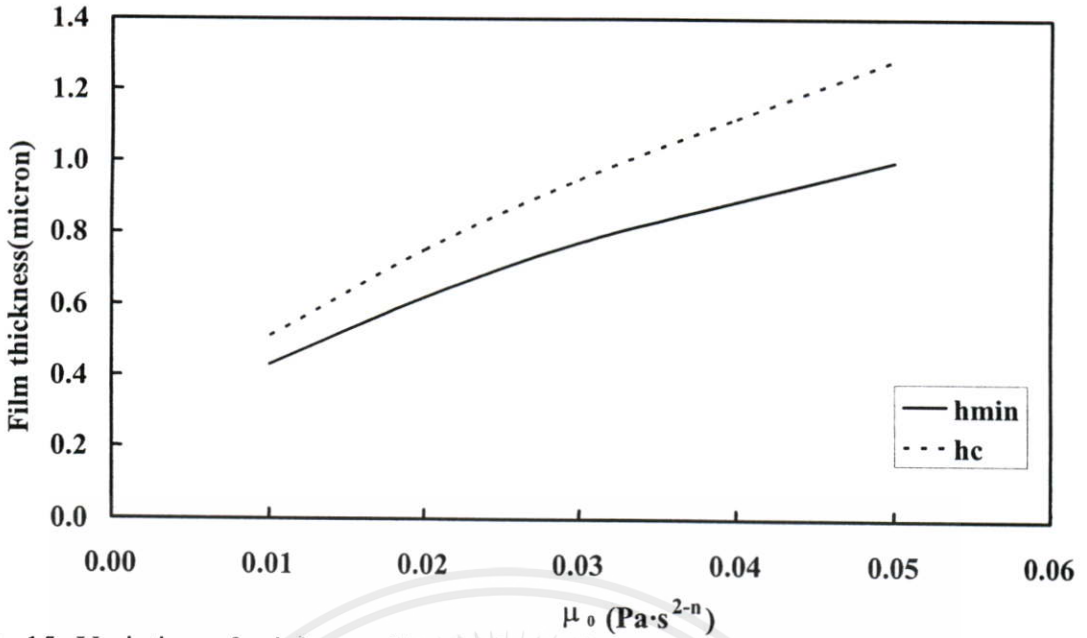


Fig.15. Variation of minimum film thickness (h_{\min}) and central film thickness (h_c) with apparent viscosity parameter under oscillatory motion $w = 2500 \text{ N/m}$, $\bar{u} = 0.25 \text{ m/s}$, $n = 0.95$, $E' = 0.90 \text{ GPa}$, $\lambda = 0.5$ and $A_r = 0.1 \text{ micron}$

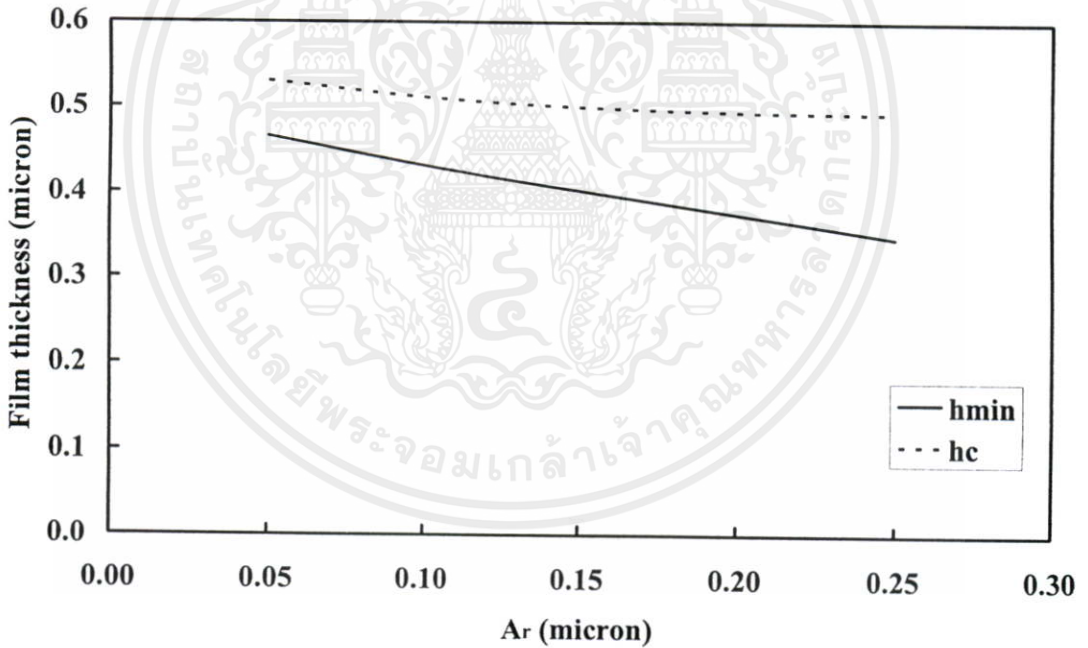


Fig.16. Variation of minimum film thickness (h_{\min}) and central film thickness (h_c) with roughness amplitude (A_r) under oscillatory motion $w = 2500 \text{ N/m}$, $\bar{u} = 0.25 \text{ m/s}$, $\mu_0 = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $n = 0.95$, $E' = 0.90 \text{ GPa}$ and $\lambda = 0.5$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้เขียน	นางสาวกนิษฐา วงษ์สีดาแก้ว
วัน เดือน ปีเกิด	16 กุมภาพันธ์ 2519
ที่อยู่	1/9 ถ.กองพลสิบ ตำบลในเมือง อำเภอเมือง จังหวัดร้อยเอ็ด 45000
ประวัติการศึกษา	2540 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี 2545 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง
ผลงานวิจัย	
2549	: Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of the two Surfaces under Oscillatory Contact with non-Newtonian Fluid, Proceedings of IJTC2006 STLE/ASME International Joint Tribology, Conference October 22-25, San Antonio, TX, USA. :An Experimental Study of Lubricating Fluid Film Thickness Between Oscillating Surfaces Under Soft Elastohydrodynamic Lubrication, Poster Presentation, Proceedings of IJTC2006 STLE/ASME International Joint Tribology Conference, October 22-25, San Antonio, TX, USA
2550	: Lubrication and Wear of Artificial Knee Joint Materials in a Rolling/Sliding Tribotester, Journal of Tribology, Vol.129, pp.326-335.
2551	: Elastohydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces under Oscillatory Line Contact with Non-Newtonian Lubricant, Submitted for publication in Tribology Transactions.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้