

พฤศจิกายน ๒๕๔๓

พฤศจิกายน ๒๕๔๓

LUBRICATING CHARACTERISTIC OF JOURNAL BEARINGS  
WITH VEGETABLE OILS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

บัณฑิตวิทยาลัย

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. ๒๕๔๔

ISBN 974 - 648 - 272 - 6

พฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชของกาบรองลื่นเพลากลม

LUBRICATING CHARACTERISTIC OF JOURNAL BEARINGS  
WITH VEGETABLE OILS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
บัณฑิตวิทยาลัย  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2544

ISBN 974-648-272-6

หมู่.....  
ทะเบียน 40386  
เดือน ปี 14 ก.ย. 2544

11/01/200  
b.....

**LUBRICATING CHARACTERISTIC OF JOURNAL BEARINGS  
WITH VEGETABLE OILS**



**PRAPAT ARUNMETTA**

**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
SCHOOL OF GRADUATE STUDIES  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

2001

**ISBN 974 - 648 - 272 - 6**



**COPYRIGHT 2001**

**SCHOOL OF GRADUATE STUDIES**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เหมือนยูติเตเห็นาเปไซประโยชน์ด้านการ

ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บัณฑิตวิทยาลัย  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ พฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชของกาบรองดินเพลากลม  
LUBRICATING CHARACTERISTIC OF JOURNAL BEARINGS WITH  
VEGETABLE OILS

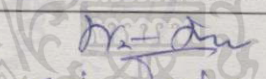
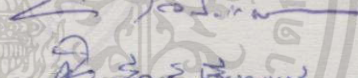
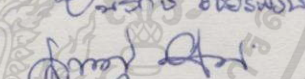
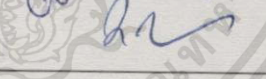
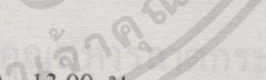
ชื่อนักศึกษา นายประภัสร์ อรุณเมตตา

รหัสประจำตัว 41062024

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์	ลายมือชื่อ
รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์	
ผศ.มิ่ง โลกิณแสงทอง	
ดร.ชินรักษ์ เขียวพงษ์	
ผศ.สมยศ จันเกษม	
รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์	

วัน/เดือนปี ที่สอบ 24 พฤษภาคม 2544 เวลา 12.00 – 13.00 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร 12 ชั้น 4 (ห้อง E12-404)

บัณฑิตวิทยาลัยรับรองแล้ว



(รศ.ดร.บุญวัฒน์ อัครฐ)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วันที่ 4 เดือน พฤษภาคม พ.ศ. 2544

หัวข้อวิทยานิพนธ์ พฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชของกาบรองลื่นเพลากลม  
นักศึกษา นาย ประภัสร์ อรุณเมตตา  
รหัสประจำตัว 41062024  
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล  
พ.ศ. 2544  
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ รศ. ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของน้ำมันพืชในกาบรองลื่นเพลากลมชนิดเต็มวง ซึ่งน้ำมันพืชที่ใช้ได้แก่ น้ำมันปาล์ม น้ำมันมะพร้าว และน้ำมันถั่วเหลือง ที่ผสมสารโพลีไอโซบิวทีลีน(PIB) หรือสารโอลีฟินโคโพลีเมอร์(OCP) อย่างละ 4 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก ในขณะที่เดียวกันก็ทำการผสมน้ำมันซิลิโคนในปริมาณ 2 ppm. ลงในน้ำมันพืชทุกชนิด จากการหาความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนและอัตราความเครียดเฉือน พบว่าน้ำมันพืชดังกล่าวเป็นของไหลนอน-นิวโตเนียน โดยให้ค่าความหนืดเพิ่มขึ้นตามอัตราความเครียดเฉือนซึ่งเป็นที่ทราบกันดีว่าของเหลวดังกล่าวมีคุณสมบัติเป็นไดลาแทนท์ ซึ่งสามารถแสดงแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ด้วย Power law model จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าว ภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงที่ กับสมการการไหลจะทำให้ได้สมการโมดิฟายเรย์โนลด์ ด้วยการใส่ใจเงื่อนไขของฮาฟ-ซอมเมอร์เฟลด์ และจากการประยุกต์ใช้วิธีผลต่างจำกัดกับสมการโมดิฟายเรย์โนลด์ ทำให้สามารถหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันภายในกาบรองลื่นเพลากลมได้

ในการทดลองได้ใช้กาบรองลื่นเพลากลมชนิดเต็มวงที่มีค่า  $L/D$  เท่ากับ 0.49 และระยะเคลียแลนด์เท่ากับ 0.08 และ 0.1 มิลลิเมตร โดยทำการทดลองที่ค่าภาระและความเร็วรอบ 98.1, 196.2, 294.3 นิวตัน และ 200, 600 และ 1000 รอบต่อนาที ตามลำดับ

จากผลการทดลองของกาบรองลื่นเพลากลมที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชทั้งหกชนิดที่ได้ผสมโพลีไอโซบิวทีลีน(PIB) หรือ โอลีฟินโคโพลีเมอร์(OCP) และน้ำมันซิลิโคน พบว่าที่ความเร็วคงที่เมื่อภาระเพิ่มขึ้น ค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันมีค่าสูงขึ้น และเมื่อทำการเปรียบเทียบผลการคำนวณกับผลการทดลองพบว่าให้ผลของแนวโน้มใกล้เคียงกัน

<b>Thesis Title</b>	Lubricating Characteristic of Journal Bearings with Vegetable Oils
<b>Student</b>	Mr. Prapat Arunmetta
<b>Student ID.</b>	41062024
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Programme</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2001
<b>Thesis Advisor</b>	Assoc. Prof. Dr. Mongkol Mongkolwongroj

### ABSTRACT

This research deal with the investigation of lubricating characteristic of full circular journal bearings with vegetable based oil lubricants. Three vegetable oils were mixed with two different viscosity index improver , polyisobutylene(PIB) and olefin copolymer(OCP) by a low concentration (4% by weight) and also mixed with silicone oil 2ppm. The relationship between shear stress and rate of shear of such oils was non-Newtonian property that the viscosity increases as the rate of shear increases. This phenomenon of viscosity change of such oils is known as dilatant behaviour(shear thickening) which can be expressed as power-law model. A modified Reynolds equation for steady state load under isothermal conditions has been derived for the non-Newtonial lubrication using the fluid flow equation combined with power law model. A modified Reynolds equation with the half-Sommerfeld boundary condition is solved by the finite difference method to obtain the pressure distribution.

In the experiment, the bearing test rig with a axial groove in the middle of the bearing has the slenderness ratios  $L/D$  of 0.49 and clearance 0.08 , 0.1 mm. at the rotational speeds  $N$  of 200 , 600 and 1000 rpm. The tests were conducted at bearing load  $W$  of 98.1, 196.2 and 294.3 N. From the results, the pressure distributions along the circumferential line are increase with increasing load for a fixed speed and also the trend of the experimental results are in good agreement with the theoretical ones.

# กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี เพราะได้รับความช่วยเหลือและสนับสนุนเป็นอย่างดีจากบุคคลที่จะกล่าวถึงดังต่อไปนี้

รศ.ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งท่านได้ให้คำแนะนำและให้ข้อคิดเห็นต่างๆที่เป็นประโยชน์ต่องานวิจัย รวมถึงการออกแบบชุดทดลอง วิธีการทดลอง และการแก้ปัญหาต่างๆที่พบในระหว่างการทดลอง

ผ.ศ. พรศักดิ์ อรรถวานิช ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือในส่วนของ เครื่องมือ และอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง ตลอดจนคำชี้แนะอื่นๆ

คุณมณฑา เทียมเมือง เจ้าหน้าที่ช่างเทคนิคที่ให้ความช่วยเหลือในส่วนของเครื่องมือ และช่วยแก้ปัญหาในด้านเทคนิค

คุณเกษม ชรรรมโกศล ที่ได้ให้คำปรึกษาด้านโปรแกรมและข้อแนะนำอื่นๆเกี่ยวกับการใช้คอมพิวเตอร์ภาษา C++

บริษัท ไวท์กรุป (ประเทศไทย)จำกัด ที่ได้รับความอนุเคราะห์ให้สารเคมีมาใช้ในการทำวิจัย ข้าพเจ้าขอขอบคุณบุคคลต่างๆดังที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น รวมทั้งเพื่อนๆ เป็นอย่างยิ่ง และขอขอบคุณบัณฑิตวิทยาลัยที่ได้ให้ทุนสนับสนุนการทำ วิทยานิพนธ์ครั้งนี้

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณ คุณแม่ และพี่ๆ ตลอดจนญาติมิตร ที่ได้สนับสนุนและเป็นกำลังใจด้วยดีเสมอมาจนทำให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงด้วยดี

ประภัสร์ อรุณเมตตา

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย .....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .....	II
กิตติกรรมประกาศ .....	III
สารบัญ .....	IV
สารบัญรูป .....	VII
สารบัญตาราง .....	XV
รายการคำย่อและสัญลักษณ์ .....	XVI
บทที่ 1 บทนำ .....	1
1.1 ความสำคัญและที่มา .....	1
1.2 บทความวิจัยที่ผ่านมา .....	2
1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษาและวิจัย .....	4
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย .....	5
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	5
บทที่ 2 น้ำมันหล่อลื่น .....	6
2.1 น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน .....	6
2.1.1 น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานจากปิโตรเลียมและน้ำมันแร่ .....	6
2.1.2 น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานจากการสังเคราะห์ .....	6
2.2 สารเพิ่มคุณภาพ .....	7
2.2.1 สารเพิ่มดัชนีความหนืด .....	7
2.2.2 สารต้านทานการเกิดออกซิเดชัน .....	7
2.2.3 สารช่วยกระจายเขม่าตะกอน .....	8
2.2.4 สารต้านทานการสึกหรอ .....	8
2.2.5 สารป้องกันการเกิดสนิม .....	8
2.2.6 สารช่วยชะล้างทำความสะอาด .....	8
2.2.7 สารลดจุดไหลเท .....	8
2.2.8 สารต้านทานการเกิดฟอง .....	9
2.3 คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น .....	9

# สารบัญ(ต่อ)

หน้า

บทที่ 3 น้ำมันพืช .....	14
3.1 การผลิตน้ำมันพืชภายในประเทศ.....	14
3.2 องค์ประกอบของน้ำมันพืช.....	15
3.3 ประเภทของกรดไขมัน.....	15
3.3.1 กรดไขมันอิ่มตัว.....	15
3.3.2 กรดไขมันไม่อิ่มตัว.....	15
3.4 กลไกของการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันของน้ำมันพืช .....	17
3.5 สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันในน้ำมันพืช.....	18
3.6 คุณสมบัติของน้ำมันพืช.....	20
3.6.1 ค่าไอโอดีน .....	20
3.6.2 จุดหลอมเหลว.....	20
3.6.3 ค่าความหนืด.....	21
3.6.4 ค่าซาโปนิฟิเคชัน.....	21
3.6.5 การดูดัชนีของน้ำมันพืชกับโลหะ.....	22
3.6.5.1 การดูดัชนีทางกายภาพ .....	22
3.6.5.2 การดูดัชนีทางเคมี .....	22
บทที่ 4 รีโอดี .....	24
4.1 ความหมายของรีโอดี .....	24
4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือน อัตราความเครียดเฉือน และความหนืด ....	24
4.3 เครื่องมือวัดทางรีโอดี .....	26
4.4 คุณสมบัติทางรีโอดีของน้ำมันหล่อลื่น.....	27
4.5 คุณสมบัติทางรีโอดีของน้ำมันพืช.....	28
บทที่ 5 ทฤษฎีพื้นฐาน .....	32
5.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการหล่อลื่น .....	32
5.2 ภาวะการรอนถิ่นของกาบรอนถิ่นและมูมแอตติจูด .....	42
5.4 การประยุกต์วิธีเชิงตัวเลข .....	44

# สารบัญ(ต่อ)

หน้า

บทที่ 6 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง .....	46
6.1 กาบรอลี่นเพลากลม .....	46
6.2 เพลากลม .....	46
6.3 เครื่องมือวัดความดัน (Pressure transducer) .....	47
6.4 อุปกรณ์วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน .....	48
6.5 น้ำมันพืชทดสอบ .....	49
บทที่ 7 วิธีการทดลอง .....	50
7.1 ขั้นตอนการทดลองทางรีโอโลยี .....	50
7.2 ขั้นตอนการสอบเทียบเครื่องมือที่ใช้ในการวัด .....	52
7.2.1 การสอบเทียบเครื่องมือวัดความดัน .....	52
7.2.2 การสอบเทียบอุปกรณ์วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน .....	53
7.3 ขั้นตอนการทดสอบหาพฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืช .....	54
บทที่ 8 ผลการทดลอง .....	56
บทที่ 9 เปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้กับทฤษฎี .....	80
บทที่ 10 บทสรุปและข้อเสนอแนะ .....	100
10.1 บทสรุป .....	100
10.2 ข้อเสนอแนะ .....	100
เอกสารอ้างอิง .....	102
ภาคผนวก .....	104
ภาคผนวก ก. กราฟแสดง Calibration curve ของ Pressure transducer.....	104
ภาคผนวก ข. กราฟแสดง Calibration curve ของ Gap sensor.....	106
ภาคผนวก ค. คุณสมบัติของน้ำมันพืชทดสอบ.....	107
ภาคผนวก ง. กราฟแสดงความหนืดกับอัตราความเครียดเฉือนของน้ำมันพืช.....	109

# สารบัญ(ต่อ)

หน้า

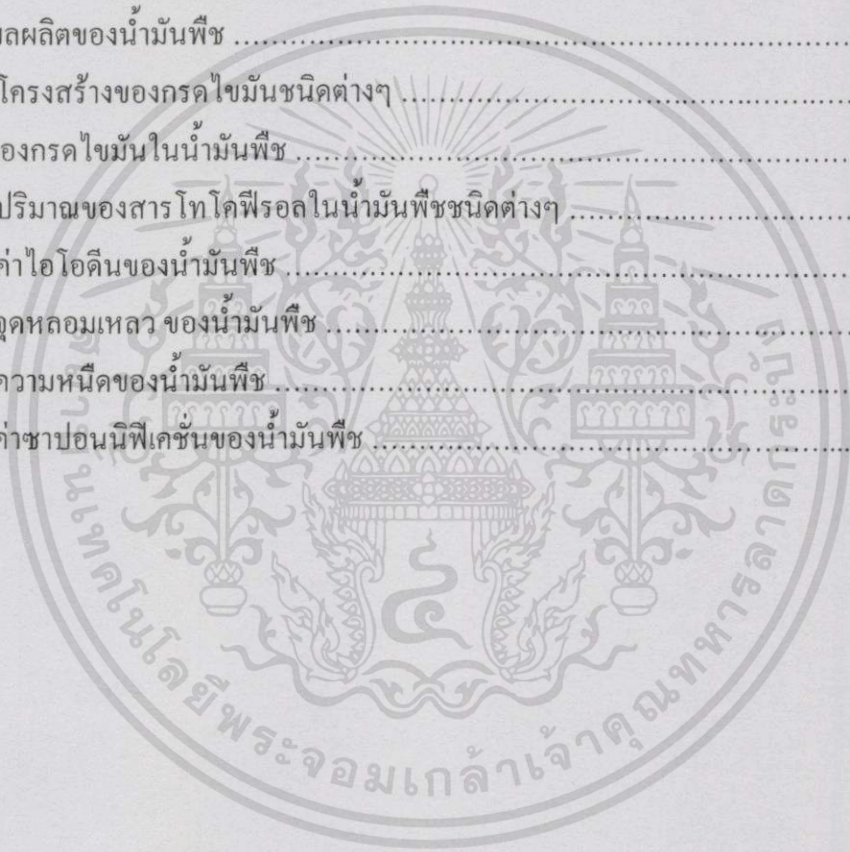
ภาคผนวก จ. แสดงผังไดอะแกรมของการคำนวณ .....	113
ภาคผนวก ฉ. ผลงานทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์ .....	114

ประวัติผู้เขียน .....	143
-----------------------	-----



# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงหน่วยวัดความหนืดของระบบต่างๆ .....	9
2.2 แสดงค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้จากน้ำมันปิโตรเลียม .....	10
2.3 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้จากปิโตรเลียม .....	10
2.4 แสดงการแบ่งค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นสำหรับเครื่องยนต์ .....	11
2.5 แสดงการแบ่งค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นสำหรับอุตสาหกรรม .....	11
3.1 แสดงผลผลิตของน้ำมันพืช .....	14
3.2 แสดงโครงสร้างของกรดไขมันชนิดต่างๆ .....	16
3.3 ชนิดของกรดไขมันในน้ำมันพืช .....	16
3.4 แสดงปริมาณของสารโทโคฟีรอลในน้ำมันพืชชนิดต่างๆ .....	18
3.5 แสดงค่าไอโอดีนของน้ำมันพืช .....	20
3.6 แสดงจุดหลอมเหลวของน้ำมันพืช .....	20
3.7 แสดงความหนืดของน้ำมันพืช .....	21
3.8 แสดงค่าซาปอเนนิฟิเคชันของน้ำมันพืช .....	21



# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 กราฟ Viscosity-temperature chart ของน้ำมันหล่อลื่นแบบเกรดเดี่ยว	12
2.2 กราฟ Viscosity-temperature chart ของน้ำมันหล่อลื่นแบบเกรดรวม	13
3.1 แสดงผลของการใส่สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันในน้ำมันปาล์ม	19
3.2 การดูดซับทางกายภาพของกรดไขมันบนผิวโลหะ	22
3.3 การดูดซับทางเคมีของกรดไขมันบนผิวโลหะ	23
3.4 การสร้างชั้นของสบู่ของกรดไขมันบนผิวโลหะ	23
4.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนกับอัตราความเครียดเฉือน	26
4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนืดสัมบูรณ์กับอัตราความเครียดเฉือน	26
4.3 เครื่องวัดความหนืดแบบแกนหมุน	27
4.4 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันสปีนเดิลผสมด้วย PIB2%	28
4.5 เส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน	28
4.6 เส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน	29
4.7 เส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันมะพร้าวที่ผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน	29
4.8 เส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันมะพร้าวที่ผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน	30
4.9 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันปาล์มที่ผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน	30
4.10 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันปาล์มที่ผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน	31
5.1 การไหลของฟิล์มน้ำมันผ่านช่องว่างระหว่างเพลากับก้านรองถิ้น	32
5.2 แสดงระบบพิกัด โคออร์ดิเนตของฟิล์มน้ำมันในก้านรองถิ้นเพลากลม	33
5.3 แสดงแรงกระทำบนก้อนปริมาตรสี่เหลี่ยม	33
5.4 แสดงแรงที่กระทำบนก้านรองถิ้น	42
5.5 แสดงการแบ่งกริดบนพื้นผิวของก้านรองถิ้น	44
6.1 แสดงตำแหน่งของการติดตั้ง Pressure transducer บนก้านรองถิ้น	46
6.2 แสดงลักษณะของเพลากลม	47
6.3 แสดงอุปกรณ์วัดความดัน (Pressure transducer)	47
6.4 แสดงเครื่องมือวัดค่า strain	48
6.5 อุปกรณ์วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน (Gap sensor)	48
7.1 แสดงผังโคอะแกรมของอุปกรณ์ Rheology lab test	51
7.2 แสดงภาพของอุปกรณ์ Rheology lab test	51

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.3 แสดงแผนผังอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอบเทียบอุปกรณ์วัดความดัน .....	52
7.4 แสดงการสอบเทียบค่าของอุปกรณ์วัดความหนาฟิล์มน้ำมัน(Gap sensor) .....	53
7.5 แสดงผังโคจรแกรมของการติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง .....	55
8.1 แสดงรูปร่างของกาบรองลื่นเพลากลม .....	56
8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการรองลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลที่ใช้้ำมันปาล์มเป็นสารหล่อลื่น .....	57
8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการรองลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลที่ใช้้ำมันถั่วเหลืองเป็นสารหล่อลื่น .....	58
8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการรองลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลที่ใช้น้ำมันมะพร้าวเป็นสารหล่อลื่น .....	58
8.5 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ N=200 รอบต่อนาที และC=0.08 มิลลิเมตร .....	59
8.6 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ N=600 รอบต่อนาที และC=0.08 มิลลิเมตร .....	60
8.7 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ N=1000 รอบต่อนาที และC=0.08 มิลลิเมตร .....	60
8.8 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ N=200 รอบต่อนาที และC=0.1 มิลลิเมตร .....	61
8.9 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ N=600 รอบต่อนาที และC=0.1 มิลลิเมตร .....	61
8.10 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ N=1000 รอบต่อนาที และC=0.1 มิลลิเมตร .....	62
8.11 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ N=200 รอบต่อนาที และC=0.08 มิลลิเมตร .....	63
8.12 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ N=600 รอบต่อนาที และC=0.08 มิลลิเมตร .....	63
8.13 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ N=1000 รอบต่อนาที และC=0.08 มิลลิเมตร .....	64

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.14 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ $N=200$ รอบต่อนาที และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	64
8.15 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันถั่วเหลือง ที่ $N=600$ รอบต่อนาที และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	65
8.16 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันถั่วเหลือง ที่ $N=1000$ รอบต่อนาที และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	65
8.17 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันมะพร้าว ที่ $N=200$ รอบต่อนาที และ $C=0.08$ มิลลิเมตร .....	66
8.18 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันมะพร้าว ที่ $N=600$ รอบต่อนาที และ $C=0.08$ มิลลิเมตร .....	67
8.19 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันมะพร้าว ที่ $N=1000$ รอบต่อนาที และ $C=0.08$ มิลลิเมตร .....	67
8.20 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันมะพร้าว ที่ $N=200$ รอบต่อนาที และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	68
8.21 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันมะพร้าว ที่ $N=600$ รอบต่อนาที และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	68
8.22 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองลันมีต่อการกระจายความดันของ น้ำมันมะพร้าว ที่ $N=1000$ รอบต่อนาที และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	69
8.23 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 98.1N และ $C=0.08$ มิลลิเมตร .....	70
8.24 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 196.2N และ $C=0.08$ มิลลิเมตร .....	71
8.25 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 294.3N และ $C=0.08$ มิลลิเมตร .....	71
8.26 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 98.1N และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	72
8.27 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 196.2N และ $C=0.1$ มิลลิเมตร .....	72

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.28 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 294.3N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	73
8.29 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 98.1N และC=0.08 มิลลิเมตร .....	74
8.30 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 196.2N และC=0.08 มิลลิเมตร .....	74
8.31 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 294.3N และC=0.08 มิลลิเมตร .....	75
8.32 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 98.1N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	75
8.33 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 196.2N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	76
8.34 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 294.3N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	76
8.35 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 98.1N และC=0.08 มิลลิเมตร .....	77
8.36 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 196.2N และC=0.08 มิลลิเมตร .....	77
8.37 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 294.3N และC=0.08 มิลลิเมตร .....	78
8.38 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 98.1N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	78
8.39 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 196.2N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	79
8.40 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 294.3N และC=0.1 มิลลิเมตร .....	79
9.1 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎี ที่ C=0.08 mm. และ N=200 rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm..	80

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

9.2 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	81
9.3 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	81
9.4 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	82
9.5 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	82
9.6 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	83
9.7 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	83
9.8 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	84
9.9 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	84
9.10 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	85

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่

หน้า

9.11 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	85
9.12 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	86
9.13 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	86
9.14 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	87
9.15 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	87
9.16 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	88
9.17 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	88
9.18 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	89
9.19 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และน้ำมันซลิโคน 2 ppm .....	89

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.20 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	90
9.21 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	90
9.22 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	91
9.23 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	91
9.24 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	92
9.25 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	92
9.27 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	93
9.28 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=200$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	93
9.29 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	94

# สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.30 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	94
9.32 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=600$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	95
9.33 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.08$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	95
9.36 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลอง และทางทฤษฎีที่ $C=0.1$ mm. และ $N=1000$ rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP4% และน้ำมันซิลิโคน 2 ppm .....	96
9.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วน ความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันปาล์มเป็นสารหล่อลื่น .....	97
9.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วน ความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันถั่วเหลืองเป็นสารหล่อลื่น .....	97
9.39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วน ความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันมะพร้าวเป็นสารหล่อลื่น .....	98
9.40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่น ของน้ำมันพืชชนิดต่างๆ .....	99

# รายการคำย่อและสัญลักษณ์

c	ระยะเคลื่อนที่ในแนวรัศมี
D	เส้นผ่าศูนย์กลางของเพลลา
e	ระยะเยื้องศูนย์กลาง(eccentricity)ของเพลลา
h	ความหนาของฟิล์มน้ำมัน
$\hat{h}$	ความหนาของฟิล์มน้ำมันในรูปไร้มิติ
$h_{\min}$	ความหนาต่ำสุดของฟิล์มน้ำมัน
$R_j$	รัศมีของเพลลา
E	อัตราส่วนการเยื้องศูนย์กลาง = $\frac{e}{c}$
L	ความยาวของกาบรองคลื่น
m	Viscosity consistency
n	Power law index
N	ความเร็วรอบการหมุนของเพลลา
p	ความดันของฟิล์มน้ำมัน
$\hat{p}$	ความดันของฟิล์มน้ำมันในรูปไร้มิติ, $\hat{p} = \frac{C^2}{6U\mu Rn} p$
U	ความเร็วที่ผิวของเพลลา
W	ภาระที่กระทำบนกาบรองคลื่น
$\hat{W}$	ภาระการรองคลื่นของกาบรองคลื่นในรูปไร้มิติ, $\hat{W} = \frac{C^2}{6U\mu R^2 L n} W$
$\mu$	ความหนืดสัมบูรณ์ของสารหล่อลื่น
$\theta$	พิกัดตามแนวเส้นรอบวงของเพลลาวัดจากจุดที่มีความหนาฟิล์มมากที่สุด
x	พิกัดตามแนวแกน x
z	พิกัดตามแนวแกน z
$\phi$	มุมแอตติจูด(attitude angle)

## รายการคำย่อ

OCP	Olefin copolymer
PIB	Poly isobutylene

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและที่มา

ปัจจุบันเศรษฐกิจของประเทศไทยมีการเจริญเติบโตในอัตราที่สูง ทั้งนี้เป็นผลอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงโครงสร้างทางเศรษฐกิจของภาคเกษตรกรรม โดยหันมาให้ความสำคัญและพัฒนาภาคอุตสาหกรรมมากขึ้น โดยรัฐบาลได้ให้การส่งเสริมและสนับสนุน เพราะเชื่อว่าการพัฒนาดังกล่าวสามารถทำให้ประชาชนในประเทศมีรายได้ต่อคนสูงขึ้น จึงทำให้ภาคเกษตรมีบทบาททางเศรษฐกิจน้อยลง ซึ่งจากการที่รัฐบาลให้ความสำคัญกับภาคอุตสาหกรรม ทำให้ภาคอุตสาหกรรมมีการขยายตัวสูงขึ้น และทำให้มีความต้องการใช้พลังงานเพิ่มตามไปด้วย

ในช่วงปี พ.ศ. 2517-2525 หวดน้ำมันเชื้อเพลิงมีมูลค่าการนำเข้าเป็นอันดับแรกคิดเฉลี่ยเป็นร้อยละ 24.0 ของมูลค่าการนำเข้าทั้งหมด แต่หลังจากปี พ.ศ. 2523 ประเทศไทยได้ค้นพบน้ำมันดิบ และก๊าซธรรมชาติเป็นปริมาณที่มากพอในเชิงพาณิชย์ จึงได้มีการจัดตั้งโรงกลั่นน้ำมันขึ้นเองภายในประเทศ ในปัจจุบันประเทศไทยมีโรงกลั่นน้ำมันจำนวน 8 โรง โดยมีกำลังการผลิตรวมเท่ากับ 1,300,000 บาร์เรลต่อวัน จากการที่ประเทศไทยมีความสามารถในการผลิตน้ำมันเชื้อเพลิงนี้เอง ทำให้สนองต่อความต้องการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงภายในประเทศได้มากขึ้น และทำให้ประเทศไทยลดการนำเข้าฟืนพาและการนำเข้าน้ำมันเชื้อเพลิงจากต่างประเทศเป็นจำนวนมาก

น้ำมันอีกประเภทหนึ่งที่มีบทบาท และความสำคัญต่ออุตสาหกรรมต่างๆค่อนข้างมากก็คือ น้ำมันหล่อลื่น น้ำมันหล่อลื่นจะทำหน้าที่เป็นสารหล่อลื่นที่มีคุณสมบัติช่วยลดความเสียดทาน และการสึกหรอระหว่างผิวสัมผัสของโลหะ รวมทั้งช่วยระบายความร้อน และช่วยถ่ายเทกำลังของเครื่องยนต์ในอุตสาหกรรมการผลิตทุกชนิด รวมทั้งอุตสาหกรรมการขนส่ง และยานยนต์ทุกประเภท ซึ่งกลุ่มอุตสาหกรรมยานยนต์เป็นกลุ่มที่มีส่วนแบ่งตลาดใหญ่ที่สุดคือ ประมาณร้อยละ 61.4 ของตลาดน้ำมันหล่อลื่นในประเทศ ส่วนกลุ่มอุตสาหกรรมมีส่วนแบ่งตลาดประมาณร้อยละ 21 ของตลาดน้ำมันหล่อลื่นในประเทศ และส่วนที่เหลือจะมีส่วนแบ่งตลาดไม่ค่อนมากนัก คาดว่าตลาดน้ำมันหล่อลื่นจะมีการเจริญเติบโตขึ้นในอัตราร้อยละ 7-8 ต่อปี (จากฐานเศรษฐกิจ, 2541) เพื่อที่จะสนองต่อความต้องการการใช้น้ำมันหล่อลื่นภายในประเทศซึ่งมีแนวโน้มสูงขึ้น ซึ่งจากการขยายตัวในอัตราที่สูงของตลาดน้ำมันหล่อลื่นนี้ จึงส่งผลให้ความต้องการน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน (Base-oil) ซึ่งเป็นวัตถุดิบสำคัญในการผลิตน้ำมันหล่อลื่นเพิ่มสูงตามไปด้วย โดยมูลค่าการนำเข้าน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานมีแนวโน้มสูงขึ้นในแต่ละปี นับตั้งแต่ปี พ.ศ. 2531 เป็นต้นมา

จากอดีตจนถึงปัจจุบัน น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้กันอย่างกว้างขวางส่วนมากผลิตมาจาก น้ำมันแร่

เอกล (Mineral oil) หรือน้ำมันปิโตรเลียม (Petroleum oil) และน้ำมันสังเคราะห์ (Synthetic oil) เป็นต้น

ในปัจจุบันนิยมใช้น้ำมันหล่อลื่นที่ได้จากปิโตรเลียมกันมาก อย่างไรก็ตาม น้ำมันหล่อลื่นที่ผลิตมาจากปิโตรเลียม จะส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมเป็นอย่างมาก อีกทั้งยังเสื่อมสลายและยากแก่การทำลาย

ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ได้นำน้ำมันพืชมาทำการศึกษาถึงพฤติกรรมการหล่อลื่นในกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวงที่มีความยาวจำกัด โดยใช้ น้ำมันพืช 3 ชนิด เป็นน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน (Based oil) อันได้แก่ น้ำมันถั่วเหลือง น้ำมันปาล์ม และน้ำมันมะพร้าว ในการศึกษานี้ได้ทำการผสมสารเพิ่มคุณภาพ(Additives)ลงไป ในน้ำมันพืชเพื่อทำให้น้ำมันพืชมีความหนืดเพิ่มขึ้น และไม่เกิดการออกซิเดชันได้ง่าย

## 1.2 บทความวิจัยที่ผ่านมา

ในราวปี พ.ศ. 2329 Reynolds[1] ได้นำเสนอสมการเรย์โนลด์ สำหรับสารหล่อลื่นที่เป็นนิวโตเนียนขึ้นเป็นครั้งแรก ซึ่งทฤษฎีดังกล่าวนี้ว่าเป็นประโยชน์อย่างมาก ต่อการวิเคราะห์และการคำนวณหาพฤติกรรมการหล่อลื่นของกาบรองลื่นชนิดต่างๆ ในเวลาต่อมาวิวัฒนาการเกี่ยวกับสารหล่อลื่นได้มีการพัฒนาและวิจัยเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เช่น การพัฒนาให้สารหล่อลื่นมีอายุการใช้งานยาวนานขึ้น ตลอดจนการปรับปรุงคุณภาพของน้ำมันหล่อลื่นให้สามารถทำงานภายใต้สภาวะต่างๆ ได้ เป็นต้น ในการปรับปรุงคุณภาพของสารหล่อลื่นที่ใช้กันส่วนใหญ่ได้แก่ การผสมสารเพิ่มคุณภาพ (additives) ประเภทต่างๆลงไป สารเพิ่มคุณภาพที่นิยมใช้ในการเพิ่มความหนืดในน้ำมันหล่อลื่นโดยทั่วไปมักเป็น สารเพิ่มคุณภาพประเภทโพลีเมอร์ ซึ่งได้แก่ โพลีไอโซบิวทิลีน (Polyisobutylene, PIB) และ โอลีฟินโคโพลีเมอร์ (Olefin copolymer, OCP) เป็นต้น ซึ่งจากการทดลองพบว่าเมื่อผสมสารเพิ่มคุณภาพประเภทโพลีเมอร์ลงไป ในน้ำมันหล่อลื่นจะทำให้น้ำมันหล่อลื่นนั้นมีคุณสมบัติเป็น Non-newtonian จึงทำให้สมการที่นำเสนออยู่เดิม ไม่สามารถที่ใช้ในการคำนวณและวิเคราะห์เพื่อหาพฤติกรรมการหล่อลื่นของสารหล่อลื่นดังกล่าวได้ ดังนั้นจึงได้มีนักวิจัยหลายท่านได้พยายามนำเสนอสมการการหล่อลื่นของสารหล่อลื่นที่เป็น Non-newtonian กันอย่างมากมายดังต่อไปนี้

Horowitz H.H และSteider F.E [2] ในปี พ.ศ. 2504 ได้ทำการศึกษาสารหล่อลื่น ที่ผสมสาร VI improver และได้นำเสนอสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์สำหรับกาบรองลื่นเพลากลมแบบความยาวจำกัด(finite width) โดยในการศึกษาได้พิจารณาให้สมการความหนืดขึ้นอยู่กับฟังก์ชันลอการิทึมของความเค้นเฉือน และได้ใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ในการแก้สมการเรย์โนลด์ เพื่อศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่น เช่น การกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันที่หล่อลื่นด้วยทั้งสารหล่อลื่นที่เป็น Newtonian และ Non-newtonian พร้อมทั้งหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสารหล่อลื่นทั้งสองชนิด โดยใช้คอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ

Tanner R.I[3] ในปี พ.ศ. 2506 ได้นำเสนอทฤษฎีการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกของกาบรองลื่นเพลากลมแบบสั้น(short) สำหรับสารหล่อลื่นที่เป็น Non-newtonian โดยใช้สมการ Power law และพิจารณาให้สารหล่อลื่นเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ และอยู่ภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงที่(Isothermal condition) เพื่อศึกษาผลของความเสียดทานที่มีต่อการหล่อลื่นของสารหล่อลื่นที่เป็น Newtonian และ Non-newtonian

Tanner R.I [4] ในปี พ.ศ. 2507 ได้ทำการศึกษาหาพฤติกรรมสถิติของสารหล่อลื่นที่เป็น Non-newtonian ในกาบรองลื่นเพลากลมแบบยาวมาก(Infinitely long) โดยใช้สมการ Cubic shear stress และพิจารณาให้ความดันรวมทั้งสมการการไหลสามารถกระจายอยู่ในรูปของอนุกรมเลขยกกำลัง(power series) เพื่อศึกษาสัมประสิทธิ์ความเสียดทานของสารหล่อลื่นที่เป็น Newtonian และ Non-newtonian ซึ่งจากการศึกษาพบว่าสารหล่อลื่นที่เป็น Non-newtonian ให้ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่ำกว่าสารหล่อลื่นที่เป็น Newtonian โดยประมาณ 22.5 เปอร์เซ็นต์

Wada S. และ Hayashi H. [5] ในปี พ.ศ. 2514 ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมกาบรองลื่นของสารหล่อลื่นที่เป็นนอนนิวโตเนียนแบบซูโดพลาสติก(pseudo-plastic)ในกาบรองลื่นเพลากลม โดยใช้สมการ Cubic shear stress ในการศึกษาได้แบ่งออกเป็นสองส่วน โดยส่วนแรกได้ทำการศึกษิงทฤษฎี ซึ่งจากการศึกษาเชิงทฤษฎี พบว่าพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบนอนนิวโตเนียนมีอิทธิพลต่อสมรรถนะของกาบรองลื่น โดยพบว่าที่อัตราส่วนการเชื่อมศูนย์เดียวกันค่าการกระจายความดันฟิล์มน้ำมัน รวมทั้งความสามารถในการรับภาระการรองลื่นของกาบรองลื่น มีค่าต่ำกว่าสารหล่อลื่นที่เป็นนิวโตเนียน ภายใต้ความหนืดเริ่มต้นเดียวกัน และในส่วนที่สองได้ทำการศึกษาเชิงการทดลอง โดยได้ทำการสร้างเครื่องมือวัดความหนืดชนิดแกนหมุน(rotational viscometer)เพื่อหาเส้นโค้งการไหล(flow curve) ของสารหล่อลื่นที่ผสมสารเพิ่มความดัชนีความหนืด(viscosity index improver) ซึ่งได้แก่ สารโพลีไอโซบิวทีลิน(PIB) โดยทำการผสมลงไปนน้ำมันสปินเดิล(spindle)ในอัตราส่วน 0.3 , 1 และ 2% โดยน้ำหนัก ตามลำดับ จากการวัดพบว่าสารหล่อลื่นดังกล่าวมีคุณสมบัติเป็นนอนนิวโตเนียนแบบซูโดพลาสติก จากนั้นจึงได้ทำนําสารดังกล่าวไปทดสอบในกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวง ที่ความเร็วรอบการหมุนของเพลเท่ากับ 308 รอบต่อนาที จากการศึกษพบว่าค่าที่ได้จากการทดลองให้ผลใกล้เคียงกับทางทฤษฎี

Safar Z.S [6] ในปี พ.ศ. 2522 ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมสถิติของกาบรองลื่นที่มีความยาวมาก(Infinitely long) ที่หล่อลื่นด้วยสารหล่อลื่นที่เป็น Non-newtonian โดยใช้สมการ Power law และได้ทำการสมมุติความเร็วให้อยู่ในรูปของสมการโพลีโนเมียล เพื่อให้ได้สมการเรย์โนลด์สำหรับหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมัน และค่าการระของกาบรองลื่น จากผลการศึกษาเชิง

ทฤษฎีพบว่าที่ค่าอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางต่างๆ ค่าดัชนีเลขยกกำลัง(Power law index) จะมีผลต่อค่าการกระจายความดัน โดยเมื่อค่าดัชนีเลขยกกำลังมีค่าเพิ่มขึ้น จะส่งผลทำให้ค่าการกระจายความดันมีค่าสูงขึ้นด้วย และเมื่อค่าดัชนีเลขยกกำลังมีค่าเพิ่มขึ้นค่าการระของกาบรองถื่นจะมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

Mongkolwongroj M. และ Arunmetta A.[7] ในปี พ.ศ. 2543 ได้ทำการศึกษาถึงพฤติกรรมการหล่อลื่นในกาบรองถื่นเพลากลมโดยใช้สารหล่อลื่นที่เป็นพืช ซึ่งในการศึกษาได้ใช้น้ำมันถั่วเหลืองเป็นน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน(based oil) และได้ผสมสารโพลีไอโซบิวทีลีน (Polyisobutylene,PIB) สารไดเอสเตอร์ (Diester) รวมทั้งน้ำมันซิลิโคนลงในน้ำมันถั่วเหลือง เพื่อเพิ่มค่าความหนืด และป้องกันการเกิดออกซิเดชันของน้ำมันพืชกับอากาศรวมทั้งเพื่อป้องกันการเกิดฟองในน้ำมันพืชด้วย จากนั้นจึงทำการทดลองหาเส้นโค้งการไหล(Flow curve) ของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพดังกล่าว ซึ่งจากกราฟของเส้นโค้งการไหลพบว่าน้ำมันดังกล่าวมีคุณสมบัติเป็น Non-newtonian แบบไดลาแตนท์(Dilatant) ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการ Cubic shesr stress ในการศึกษาได้ทำการศึกษาที่ค่า radial clearance ratio เท่ากับ 0.004 จากการศึกษาทางทฤษฎีที่สภาวะอุณหภูมิต่างๆพบว่าที่ค่าอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลาง เท่ากับ 0.6 ค่าการกระจายความดันมีค่าที่ใกล้เคียงกัน และที่ 0.8 ค่าการกระจายความดันมีค่าแตกต่างกันเล็กน้อย

### 1.3 วัตถุประสงค์ของการศึกษาและวิจัย

ในวิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อ

1. เพื่อศึกษาคุณสมบัติเบื้องต้นของน้ำมันพืชที่จะนำมาทดสอบ อันได้แก่ น้ำมันถั่วเหลือง น้ำมันมะพร้าว และน้ำมันปาล์ม
2. เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่าง Shear stress และ Shear strain rate ของน้ำมันพืชที่ผสมสารโพลีไอโซบิวทีลีน(PIB) โอลีฟิน โคโพลีเมอร์ (OCP) และน้ำมันซิลิโคน
3. เขียน โปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันในกาบรองถื่นเพลากลม
4. ทำการออกแบบเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบเพื่อศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของน้ำมันพืชที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพเป็นสารหล่อลื่น
5. ทำการเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการคำนวณและจากการทดลอง

## 1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ทำการศึกษาน้ำมันพืชทั้ง 3 ชนิด ซึ่งได้แก่ น้ำมันถั่วเหลือง น้ำมันปาล์ม และน้ำมันมะพร้าว ที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ อันได้แก่ โพลีไอโซบิวทีลีน(Polyisobutyle, PIB) และโอลีฟินโคโพลีเมอร์(Olefin Copolymer, OCP)เพื่อเพิ่มค่าความหนืด และน้ำมันซิลิโคน เพื่อป้องกันการเกิดฟองและการเกิดออกซิเดชันของน้ำมัน
2. ทำการทดสอบหาค่าความหนืดของน้ำมันพืช ทั้ง 3 ชนิด ที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ ด้วยเครื่องวัดความหนืดแบบแกนหมุน(Rotational Viscometer) ในห้อง Lubrication Lab ที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
3. เขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยใช้ไฟไนท์คิฟเฟอร์เรนซ์แก้สมการ Modified Reynold's เพื่อศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวงความยาวจำกัดที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ
4. ทำการติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบ และทำการทดสอบน้ำมันพืชที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพแล้วทั้ง 3 ชนิด โดยใช้เป็นสารหล่อลื่นในกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวงความยาวจำกัด

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาคุณสมบัติเบื้องต้นของน้ำมันพืชทั้ง 3 ชนิด ซึ่งคาดว่าจะมีประโยชน์ 3 ข้อด้วยกันดังนี้

1. ในด้านเศรษฐกิจ คาดว่าจะสามารถนำผลการวิจัยฉบับนี้ ไปใช้เป็นแนวทางเบื้องต้นในการวิจัยและพัฒนา น้ำมันพืช เพื่อตอบสนองต่อความต้องการการใช้ภายในประเทศ ซึ่งจะช่วยลดการพึ่งพาและการนำเข้าน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน อันเป็นสาเหตุของการขาดดุลการค้า และดุลการชำระเงินจากต่างประเทศได้
2. ในด้านสิ่งแวดล้อม น้ำมันพืชจะส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยกว่าน้ำมันหล่อลื่นที่ผลิตจากน้ำมันปิโตรเลียม ทั้งนี้เนื่องจากว่าน้ำมันพืชสามารถเสื่อมสลายเองได้ง่ายในธรรมชาติ
3. เพิ่มคุณค่าให้กับน้ำมันพืช รวมทั้งเป็นการส่งเสริมอาชีพให้กับเกษตรกร และเป็นใช้ทรัพยากรในประเทศให้เป็นประโยชน์มากที่สุด

## บทที่ 2

# น้ำมันหล่อลื่น(Lubricating Oils)

น้ำมันหล่อลื่น คือสารหล่อลื่นที่มีลักษณะเป็นของเหลว ทำหน้าที่ลดแรงเสียดทานระหว่างผิวที่สัมผัส ในชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องจักรที่มีการเคลื่อนที่และสัมผัสกัน ในน้ำมันหล่อลื่นประกอบด้วย น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน(Base oil) และสารเพิ่มคุณภาพ(Additives)

### 2.1 น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน(Base oil)

น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานแบ่งออกเป็น 3 ประเภทดังนี้

#### 2.1.1 น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานจากปิโตรเลียม หรือน้ำมันแร่(Mineral base oil)

น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานประเภทนี้เป็นผลผลิตที่ได้มาจากกระบวนการกลั่นน้ำมันดิบในหอกลั่นบรรยากาศ โดยส่วนที่เบาที่มีจุดเดือดต่ำ อันได้แก่ ก๊าซ น้ำมันเบนซิน น้ำมันก๊าด และน้ำมันดีเซล จะระเหยเป็นไอแยกออกมา และส่วนที่หนักที่มีจุดเดือดสูงจะไม่ระเหยเป็นไอ

#### 2.1.2 น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานจากการสังเคราะห์(Synthetic base oil)

น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานประเภทนี้ ได้จากการสังเคราะห์ขึ้นด้วยกระบวนการทางเคมี วัสดุที่นำมาสังเคราะห์มักนำมาจากน้ำมันปิโตรเลียม น้ำมันสังเคราะห์ส่วนใหญ่จะนำมาใช้ในงานที่ต้องการคุณสมบัติพิเศษเฉพาะในการหล่อลื่น ซึ่งในปัจจุบันนี้มีอยู่ด้วยกัน ประเภท หลายชนิด โดยจะมีชื่อเรียกแตกต่างกันออกไปตามแต่ละบริษัทผู้ผลิต ซึ่งราคาค่อนข้างจะสูง เมื่อเทียบกับน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานชนิดอื่น ตัวอย่างของน้ำมันสังเคราะห์ที่นิยมใช้กัน มีดังนี้

ก) โพลีแอลฟาโอเลฟิน(Polyalphaolefin , PAO) เป็นสารที่มีค่าดัชนีความหนืดค่อนข้างสูง มีจุดไหลเทและการระเหยตัวต่ำ และมีความต้านทานต่อปฏิกิริยาออกซิเดชันได้ดี

ข) เอสเตอร์ (Ester) เป็นสารที่มีค่าดัชนีความหนืดสูงมาก มีการระเหยตัวต่ำ และมีความคงตัวต่อสภาวะที่อุณหภูมิมีการเปลี่ยนแปลงมากๆ

ค) โพลีไกลคอล(Polyglycol) เป็นสารที่มีจุดเดือดและจุดไหลเทต่ำ นิยมนำมาใช้ในงานในที่มีอุณหภูมิสูง เช่น ใช้ทำน้ำมันเบรก และน้ำมันไฮดรอลิก เป็นต้น

ง) ซิลิโคน (Silicone) ใช้เป็นน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานสำหรับในงานที่มีอุณหภูมิสูง

## 2.2 สารเคมีเพิ่มคุณภาพ (Additives)

ในน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานล้วนๆ มักจะมีคุณสมบัติไม่เพียงพอที่จะนำมาใช้เป็นน้ำมันหล่อลื่น ดังนั้นจึงต้องมีการเติมสารเพิ่มคุณภาพลงไป ในน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน เพื่อเพิ่มคุณสมบัติให้กับน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานให้สามารถนำมาใช้กับงานที่ต้องการได้ดี

Ranny [8] ได้แบ่งชนิดของสารเพิ่มคุณภาพให้กับน้ำมันเครื่องไว้ดังนี้

- ก) สารเพิ่มดัชนีความหนืด
- ข) สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันกับอากาศ
- ค) สารช่วยกระจายเขม่าตะกอน
- ง) สารต้านทานการสึกหรอ
- จ) สารป้องกันการเกิดสนิม
- ฉ) สารช่วยชะล้างทำความสะอาด
- ช) สารลดจุดไหลเท
- ซ) สารต้านทานการเกิดฟอง

### 2.2.1 สารเพิ่มดัชนีความหนืด

สารเพิ่มดัชนีความหนืด เป็นสารที่ใช้ลดอัตราการเปลี่ยนแปลงความหนืด เมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไป เพื่อให้ น้ำมันหล่อลื่นสามารถใช้งานได้ในช่วงอุณหภูมิที่ต่าง ๆ กัน สารเพิ่มดัชนีความหนืดที่ใช้กัน ได้แก่

1. Polyisobutylene
2. Polymethacrylate
3. Styrene based polyester
4. Styrene based copolymer
5. Ethylene propylene copolymer

### 2.2.2 สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันกับอากาศ

สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันกับอากาศ เป็นสารที่ใช้หน่วง หรือต้านทานการรวมตัวกับออกซิเจนในอากาศ ไม่ให้ทำปฏิกิริยากับน้ำมัน โดยเฉพาะที่ อุณหภูมิสูงๆ สารที่ใช้ได้แก่

1. Zinc dithiophosphate
2. Phenate sulfide
3. Phospho sulfide
4. Aromatic amine
5. Sulfurized esters

### 2.2.3 สารช่วยกระจายเขม่าตะกอน(Dispersants)

สารช่วยกระจายเขม่าตะกอนนี้ สารชนิดนี้จะทำหน้าที่คอยจับสิ่งสกปรก หรือสิ่งแปลกปลอมที่ปนอยู่ในน้ำมันให้รวมตัวกันอยู่ที่ก้นอ่างน้ำมัน ในรูปของตะกอนน้ำมัน หรือวานิช สารที่ใช้กันโดยทั่วไปได้แก่

1. Polyisobutenyl succinimide
2. Polyisobutenyl succinic ester

### 2.2.4 สารต้านทานการสึกหรอ

สารต้านทานการสึกหรอ เป็นสารที่ช่วยลดการสึกหรอ ที่เกิดจากการกัดกร่อน สารที่ใช้กันส่วนมากได้แก่

1. Zinc dithiophosphate
2. Dithiocarbamate
3. Alkaline detergent

### 2.2.5 สารป้องกันการเกิดสนิม

สารป้องกันการเกิดสนิม ที่ใช้กันได้แก่

1. Alkaline detergent
2. Alkenylsuccinic acid
3. Alkelate phenoxy alkalene oxide

### 2.2.6 สารช่วยชะล้างทำความสะอาด(Detergents)

สารช่วยชะล้างทำความสะอาด จะทำหน้าที่ป้องกันการรวมตัวของคราบตะกอนที่เกิดขึ้น สารที่ใช้ได้แก่

1. Sulfonate
2. Phenate
3. Phosphonate
4. Salicylate

### 2.2.7 สารลดจุดไหลเทเท (Pour point depressants)

สารลดจุดไหลเทเท เป็นสารที่ใช้ควบคุมการเกิดเป็นขี้ผึ้ง(Wax) ในน้ำมันโดยเฉพาะในที่อุณหภูมิต่ำๆ ทำให้น้ำมันไหลลื่นไม่แข็งตัว สารพวกนี้ ได้แก่

1. Polymethacrylate
2. Styrene based polyester
3. Crosslinked alkyl phenols
4. Alkyl naphthalene

### 2.2.8 สารต้านทานการเกิดฟอง(Anti-foaming agents)

สารต้านทานการเกิดฟองนี้ มีหน้าที่ขจัดขวาง หรือลดการเกิดฟอง ทั้งที่เกิดจากน้ำมัน และจากสารเพิ่มคุณภาพตัวอื่น โดยจะทำหน้าที่ลดแรงตึงผิวของสารหล่อลื่น สารพวกนี้ได้แก่

1. Silicone
2. Polycrylates

## 2.3 คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น

### 2.3.1 ความหนืด (Viscosity)

ความหนืดหมายถึงความใส หรือความข้นของน้ำมัน โดยวัดที่อุณหภูมิใดอุณหภูมิหนึ่ง น้ำมันที่มีความหนืดต่ำจะไหลได้ง่าย และชั้นฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นที่บาง ส่วนน้ำมันที่มีความหนืดสูงจะไหลได้ยาก และจะให้ชั้นฟิล์มน้ำมันหล่อลื่นที่หนากว่าของเหลวที่มีความหนืดต่ำ หน่วยวัดความหนืดมีอยู่หลายระบบ ซึ่งแต่ละระบบก็จะอ้างอิงอุณหภูมิที่ใช้ในการวัดแตกต่างกันออกไป ซึ่งอาจสรุปได้ดังแสดงในตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 แสดงหน่วยวัดความหนืดของระบบต่างๆ

ประเทศ หรือระบบ	หน่วยความหนืด	อุณหภูมิอ้างอิงที่ใช้ในการวัด
1. ระบบสากล (เมตริก)	Centistoke (cSt)	40 °C และ 100 °C
2. สหรัฐอเมริกา	Saybolt Universal Second(SUS หรือ SSU)	100°F และ 210°F
3. สหราชอาณาจักร	Redwood No.1 (RW1)	70°F, 100°F, 140°F และ 200°F
4. เยอรมัน	Engler ( °E)	20 °C, 50 °C และ 100 °C

จากที่กล่าวมาแล้วในข้างต้นว่าในน้ำมันหล่อลื่นจะประกอบด้วย น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐาน (Base oil) และสารเพิ่มคุณภาพ(Additives) ซึ่งน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ใช้กันส่วนใหญ่ มักได้มาจากน้ำมันปิโตรเลียม อันได้แก่ พาราฟินิก(Paraffinic) และเนฟทีนิก(Naphthenic) เป็นต้น น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานประเภทนี้เป็นผลผลิตที่ได้มาจากระบวนการกลั่นน้ำมันดิบ ในตารางที่ 2.2 แสดงคุณสมบัติค่าความหนืดและค่าดัชนีความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้มาจากปิโตรเลียม

ตารางที่ 2.2 แสดงค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้จากน้ำมันปิโตรเลียม[9]

Molecular weight	Viscosity, mPa.s		Viscosity index
	40 °C	100 °C	
Paraffinic petroleum based oil			
450	48.0	5.9	96
576	144.3	12.2	99
700	523	27.4	91
Naphthenic petroleum based oil			
oil	49.9	5.1	23
349	131.4	8.3	8
383	485	15.5	-42
400			

ในการที่จะเลือกใช้น้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานประเภทใดนั้น ควรที่จะต้องคำนึงถึงคุณสมบัติเบื้องต้นของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานนี้ๆด้วย เช่นความหนืด ความหนาแน่น จุดไหลเท รวมทั้งความสามารถในการต้านการรวมตัวกับออกซิเจนในอากาศได้ดีอีกด้วย และทางด้านราคา เป็นต้น ตารางที่ 2.3 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้จากปิโตรเลียม

ตารางที่ 2.3 แสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นพื้นฐานที่ได้จากปิโตรเลียม

คุณสมบัติ	Paraffinic	Naphthenic
ความหนาแน่น	ต่ำ	สูง
จุดไหลเท	สูง	ต่ำ
การต้านทานการรวมตัวกับออกซิเจน	ไม่ดี	ไม่ดี
ดัชนีความหนืด	สูง	ต่ำ

น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันมีมากมายหลายประเภท หลายชนิด ซึ่งจะมีชื่อเรียกกันต่างๆแล้วแต่ผู้ผลิตจะกำหนดขึ้น ในการเลือกว่าจะใช้น้ำมันหล่อลื่นประเภทใดนั้นก็ขึ้นอยู่กับว่าผู้ใช้จะนำไปใช้กับงานประเภทใด หากต้องการนำไปใช้ในงานอุตสาหกรรมควรเลือกใช้น้ำมันหล่อลื่นที่ไม่จำเป็นต้องมีค่าดัชนีความหนืดสูงมากนัก และถ้าหากต้องการนำมาใช้กับเครื่องยนต์ จำเป็นที่จะต้องเลือกใช้น้ำมันหล่อลื่นที่มีช่วงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิค่อนข้างกว้าง ซึ่งก็คือค่าความหนืด

จะต้องไม่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิมากนัก หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งว่ามีค่าดัชนีความหนืดสูงนั่นเอง นอกจากนี้จะมีค่าดัชนีความหนืดสูงแล้ว ยังจะต้องมีคุณสมบัติอื่นๆเพิ่มเติมด้วย เช่นจะต้องไม่เกิดการกัดกร่อนต่อชิ้นส่วนหรืออุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในระบบการหล่อลื่น รวมทั้งจะต้องมีอายุการใช้ที่ยาวนาน เป็นต้น ดังนั้นทางสมาคมวิศวกรรถยนต์(Society of Automotive Engineers)หรือที่เรียกกันว่า SAE จึงได้การกำหนดมาตรฐานเกี่ยวกับความหนืดของน้ำมันของน้ำมันหล่อลื่นสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ และในอุตสาหกรรม ดังแสดงในตารางที่ 2.4 และ ตารางที่ 2.5 ตามลำดับ ซึ่งมาตรฐานดังกล่าวได้รับการยอมรับและใช้กันอย่างแพร่หลายทั่วโลก

ตารางที่ 2.4 แสดงการแบ่งค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นสำหรับเครื่องยนต์

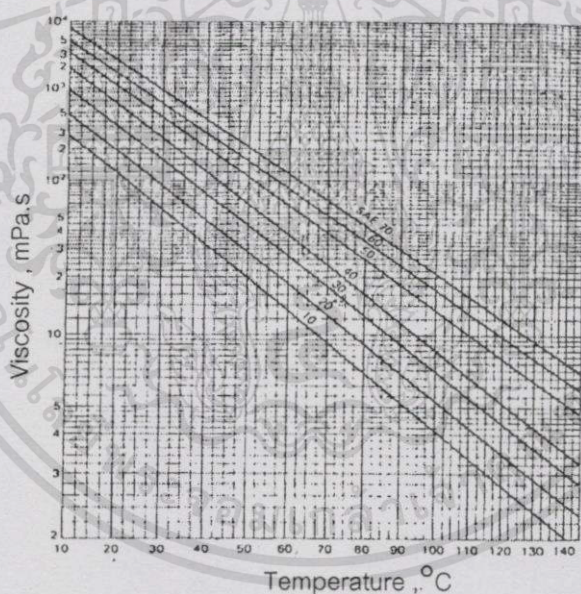
SAE viscosity no.	Viscosity in cSt ( $\mu\text{m}^2/\text{s}$ )			
	0 °F (-18 °C)		210 °F (100 °C)	
	Minimum	Maximum	Minimum	Maximum
<b>Crankcase oils</b>				
5W	—	869	—	—
10W	1,303	2,606	—	—
20W	2,606	10,423	—	—
20W	—	—	5.73	9.62
30W	—	—	9.62	12.93
40W	—	—	12.93	16.77
50W	—	—	16.77	22.68

ตารางที่ 2.5 แสดงการแบ่งค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นสำหรับอุตสาหกรรม

Grade identification (ISO VG)	Midpoint viscosity [ $\mu\text{m}^2/\text{s}$ (cSt) at 40°C]	Viscosity limits [ $\mu\text{m}^2/\text{s}$ (cSt) at 40°C]	
		Minimum	Maximum
2	2.2	1.98	2.42
3	3.2	2.88	3.52
5	4.6	4.14	5.06
7	6.8	6.12	7.48
10	10	9.0	11
15	15	13.5	16.5
22	22	19.8	24.2
32	32	28.8	35.2
46	46	41.4	50.6
68	68	61.2	74.8
100	100	90	110
150	150	135	165
220	220	198	242
320	320	288	352
460	460	414	506
680	680	612	748
1000	1000	900	1100
1500	1500	1350	1650

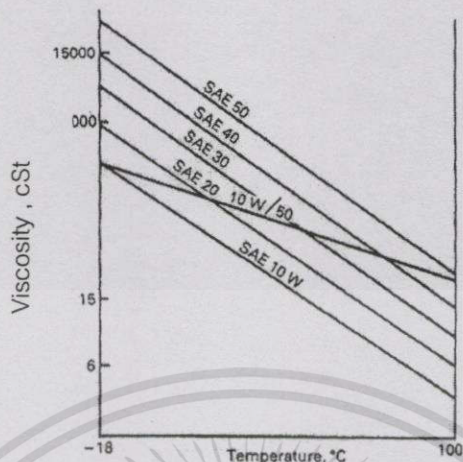
### 2.3.2 ดัชนีความหนืด (Viscosity index หรือ VI)

โดยปกติแล้วค่าความหนืดของน้ำมันจะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไป ดังนั้นจึงได้มีการกำหนดค่าดัชนีความหนืดขึ้นมาเพื่อใช้เป็นตัวเลขที่บ่งบอกถึงคุณสมบัติของน้ำมันชนิดไหนว่ามีการเป็นเปลี่ยนแปลงของความหนืดมากกว่า ซึ่งในการวัดค่าการเปลี่ยนแปลงของความหนืดจะวัดระหว่างอุณหภูมิหนึ่งกับอีกอุณหภูมิหนึ่ง แล้วนำค่าที่ได้ไปเปรียบเทียบกับน้ำมันมาตรฐาน ถ้าค่าดัชนีความหนืดยิ่งสูงก็จะยิ่งมีการเปลี่ยนแปลงของความหนืดน้อย เมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไป ในน้ำมันหล่อลื่นที่มีค่าความหนืดไม่สูงมากนักและมีค่าตรงกับมาตรฐานของ SAE เพียงจุดเดียว เราจะเรียกน้ำมันประเภทนี้ว่า น้ำมันประเภทเกรดเดียว(single grade) เช่น SAE 10 , SAE 20, SAE30, SAE40 และ SAE 50 เป็นต้น (ดังแสดงในรูปที่ 2.1) ส่วนน้ำมันหล่อลื่นที่มีค่าความหนืดสูงและให้ค่าความหนืดตรงกับมาตรฐานของ SAE มากกว่าหนึ่งจุด เราจะเรียกน้ำมันประเภทนี้ว่า น้ำมันประเภทเกรดรวม(multi grade) เช่น น้ำมัน SAE10W/50 (ดังแสดงในรูปที่ 2.2) เป็นต้น



รูปที่ 2.1 กราฟ Viscosity-temperature chart ของน้ำมันหล่อลื่นแบบเกรดเดียว

จากรูปที่ 2.2 จะเห็นว่าน้ำมันหล่อลื่น SAE10W/50 จะมีค่าความหนืดอยู่ระหว่าง SAE 10 กับ SAE 50 ทั้งนี้เป็นเพราะว่ามีการผสมสารเพิ่มค่าดัชนีความหนืด(VI improver) ลงไปในน้ำมันประเภทเกรดเดียว(single grade) SAE 10 ตัวอย่างของน้ำมันเกรดรวมได้แก่ SAE10W/50 ซึ่งสามารถใช้งานได้กว้างกว่า SAE 10 นั่นคือที่อุณหภูมิต่ำ  $-18^{\circ}\text{C}$  จะมีค่าความหนืดเท่ากับ น้ำมันหล่อลื่น SAE10 และเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ประมาณ  $100^{\circ}\text{C}$  จะมีค่าความหนืดเท่ากับ น้ำมันหล่อลื่น SAE 50



รูปที่ 2.2 กราฟ Viscosity-temperature chart ของน้ำมันหล่อลื่นแบบเกรดรวม

### 2.3.3 ด้านทานการรวมตัวกับออกซิเจน(Anti-oxidation)

เนื่องจากน้ำมันเป็นส่วนผสมของไฮโดรคาร์บอน และเมื่อเกิดการสัมผัสกับอากาศแล้ว ก็อาจเกิดการทำปฏิกิริยากัน เกิดเป็น คราบยางเหนียว(gum) และครัด เป็นต้น และยังถ้ามีสิ่งเร้าภายนอกมากระตุ้นด้วยแล้ว เช่น แสงสว่าง ความร้อน หรือโลหะต่างๆ ก็จะก่อให้เกิดการรวมตัวกับออกซิเจนในอากาศเกิดเร็วขึ้นอีก

### 2.3.4 จุดวาบไฟ(Flash point)

อุณหภูมิจุดวาบไฟ เป็นอุณหภูมิที่น้ำมันเริ่มระเหยกลายเป็นไอ และหากนำเข้าไปใกล้เปลวไฟก็จะเกิดการลุกติดไฟขึ้นมา ดังนั้นหากน้ำมันหล่อลื่นมีจุดวาบไฟสูง ก็จะมีความปลอดภัยในการทำงานสูงขึ้น

### 2.3.5 จุดติดไฟ(Fire point)

จุดติดไฟ คืออุณหภูมิที่น้ำมันสามารถจุดติดไฟได้อย่างต่อเนื่อง โดยจะมีอุณหภูมิสูงกว่าจุดวาบไฟ โดยทั่วไปประมาณ 50-75 °F

### 2.3.6 จุดไหลเท (Pour point)

คืออุณหภูมิต่ำที่สุดที่น้ำมันสามารถลื่นไหลได้โดยไม่มีสิ่งมารบกวน(ยังไม่แข็งตัว) ในการเลือกใช้น้ำมันหล่อลื่นภายใต้สภาวะอุณหภูมิต่ำ เช่นในที่ที่มีอากาศหนาว ควรพิจารณาเลือกใช้น้ำมันหล่อลื่นที่มีจุดไหลเทต่ำ เพื่อป้องกันการแข็งตัวของน้ำมัน

# บทที่ 3

## น้ำมันพืช

### 3.1 การผลิตน้ำมันพืชภายในประเทศ

ในระยะเวลาที่ผ่านมาผลผลิตน้ำมันพืชในประเทศไทยมักไม่เพียงพอต่อความต้องการของตลาด ทั้งนี้เนื่องจากกระบวนการผลิตไม่ค่อยมีประสิทธิภาพ ทำให้ผลผลิตที่ได้มีน้อย ต่อมาได้มีการนำเอาเครื่องจักรมาช่วยในการผลิตทำให้สามารถผลิตน้ำมันพืชได้มากขึ้น สำหรับผลผลิตของน้ำมันพืชจากตารางที่ 3 จะพบว่าในปี พ.ศ. 2524 มีทั้งสิ้น 100, 500 เมตริกตัน ผลผลิตที่เพิ่มขึ้นมากที่สุดได้แก่ น้ำมันปาล์ม รองลงมาได้แก่ น้ำมันละหุ่ง น้ำมันมะพร้าว น้ำมันถั่วเหลือง น้ำมันรำข้าว และน้ำมันถั่วเหลือง ตามลำดับ

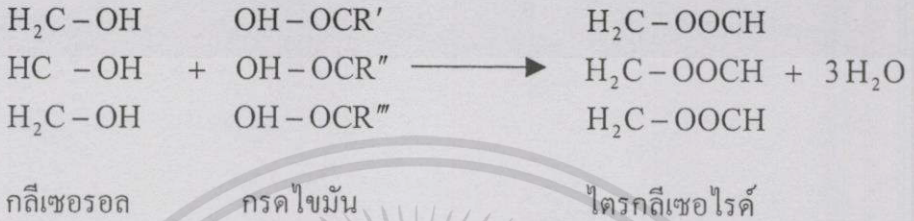
ตารางที่ 3.1 แสดงผลผลิตของน้ำมันพืช (หน่วย:เมตริกตัน)

ชนิดของน้ำมันพืช	ผลผลิต*		
	2522	2523	2524
น้ำมันมะพร้าว	14,965	19,000	14,000
น้ำมันถั่วลิสง	3,028	14,000	12,000
น้ำมันรำข้าว	10,288	16,500	14,000
น้ำมันถั่วเหลือง	6,104	13,200	11,000
น้ำมันเมล็ดนุ่น	1,979	6,200	5,000
น้ำมันเมล็ดฝ้าย	5,455	3,000	2,500
น้ำมันปาล์ม	12,000	16,000	20,000
น้ำมันละหุ่ง	2,704	13,000	17,000
อื่นๆ	4,000	5,500	5,000
<b>รวม/เฉลี่ย</b>	<b>60,523</b>	<b>106,400</b>	<b>100,000</b>

\*ที่มา : ฝ่ายวิชาการ ธนาคารแห่งประเทศไทย

### 3.2 องค์ประกอบของน้ำมันพืช

น้ำมันพืชเป็นสารอินทรีย์จำพวกหนึ่ง ซึ่งส่วนประกอบของกลีเซอรอล(glycerol) กับกรดไขมัน(fatty acid)ดังนี้



เมื่อ R', R'', R''' = โซ่ของกรดไขมัน

### 3.3 ประเภทของกรดไขมัน

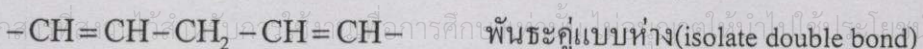
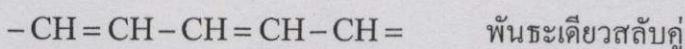
กรดไขมันเป็นสารซึ่งประกอบด้วยหมู่คาร์บอกซิล(carboxyl group) ต่ออยู่กับโซ่ไฮโดรคาร์บอน(hydrocarbon chain) ในโมเลกุลของกรดไขมันอาจมีการจับกันระหว่างธาตุของคาร์บอนทั้ง 1 บอนด์ และ 2 บอนด์ โดยพวกที่มี 1 บอนด์ จะเป็นกรดไขมันอิ่มตัว(saturated) พวกที่มี 2 บอนด์ จะเป็นกรดไขมันไม่อิ่มตัว(unsaturated)

#### 3.3.1 กรดไขมันอิ่มตัว(Saturated fatty acids)

กรดไขมันอิ่มตัวเป็นกรดไขมันที่ไม่มีพันธะคู่(double bond) อยู่ในโครงสร้าง ซึ่งคาร์บอนแต่ละตัวบนสายโซ่จะต่ออยู่กับไฮโดรเจนอย่างน้อย 2 ตัว หากในน้ำมันพืชมีกรดไขมันอิ่มตัวอยู่มากจะทำให้ น้ำมันพืช นั้นเป็นไขมัน ตัวอย่างของกรดไขมันอิ่มตัวนี้ได้แก่ กรดสเตียริก(Stearic acid) กรดปาล์มมิติก(Palmitic acid) กรดลอริก(Lauric) และ กรดไมริสติก(Myristic) เป็นต้น โครงสร้างของกรดไขมันเหล่านี้ได้แสดงไว้ในตารางที่ 3.2

#### 3.3.2 กรดไขมันไม่อิ่มตัว(Unsaturated fatty acids)

กรดไขมันไม่อิ่มตัว ที่โซ่ไฮโดรคาร์บอนจะประกอบด้วยพันธะคู่ตั้งแต่ 1 คู่พันธะขึ้นไป ซึ่งตำแหน่งของพันธะคู่ของกรดไขมันแต่ละชนิดก็จะแตกต่างกันออกไป โดยถ้ามีพันธะเดียวกันอยู่ระหว่างพันธะคู่จะเรียกพันธะแบบนี้ว่า พันธะเดี่ยวสลับคู่ (conjugate double bond) ดังแสดงเป็นตัวอย่างดังนี้



ตารางที่ 3.2 แสดง โครงสร้างของกรดไขมันชนิดต่างๆ

ชื่อของกรดไขมัน	จำนวนคาร์บอน	สูตรโครงสร้าง
กรดลอริก(Lauric)	C 12	$\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{10}-\text{COOH}$
กรดไมริสติก(Myristic)	C 14	$\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{12}-\text{COOH}$
กรดปาล์มมิติก(palmitic)	C16	$\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{14}-\text{COOH}$
กรดสเตียริก(stearic)	C18	$\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_{16}-\text{COOH}$
กรดโอลีอิก(Oleic)	C18:1	$\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_7-\text{CH}=\text{CH}-(\text{CH}_2)_7-\text{COOH}$
กรดลิโนลีโอิก(Linoleic)	C18:2	$\text{CH}_3-(\text{CH}_2)_4-\text{CH}=\text{CH}-\text{CH}_2-\text{CH}=\text{CH}-(\text{CH}_2)_7-\text{COOH}$
กรดลิโนลีนิก(Linolenic)	C18:3	$\text{CH}_3-\text{CH}_2-\text{CH}=\text{CH}-\text{CH}_2-\text{CH}=\text{CH}-\text{CH}_2-\text{CH}=\text{CH}-(\text{CH}_2)_7-\text{COOH}$

ตารางที่ 3.3 ชนิดของกรดไขมันในน้ำมันพืช[8]

No. of carbon atoms	Name of acid	Coconut oil	Palm kernel oil	Palm oil	Cotton-seed oil	Rape-seed oil	Tallow (beef)	Tallow (mutton)	Lard	Soybean oil
<b>Saturated Acids</b>										
12	Lauric	44-51	47-52	..	..	..	..	..	..	..
14	Myristic	13-19	14-18	0.5-3	1	1	3-6	4-10	1-2	1
16	Palmitic	8-11	7-9	32-45	26-31	1-5	25-37	24-38	22-31	10
18	Stearic	1-3	1-3	4-7	3-5	1-3	14-29	15-30	16-24	2
Total (typical)		92	81	40-50	28-35	3-8	50-55	52-57	35-40	13
<b>Unsaturated Acids</b>										
<b>Monounsaturated</b>										
18	Oleic	5-8	11-19	38-53	19-26	14-38	26-50	38-48	38-44	29
<b>Diunsaturated</b>										
18	Linoleic	1.0-2.5	0.5-2	6-12	37-50	10-22	1-3	..	4-9	51
22	Erucic	..	..	..	..	40-64	..	..	..	..
<b>Triunsaturated</b>										
18	Linolenic	..	..	..	..	8-12	..	..	1-2	7
Total (typical)		8	19	50-60	60-70	92-97	44-52	40-50	60-65	87

### 3.4 กลไกของการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันของน้ำมันพืช (Oxidation Mechanisms)

น้ำมันพืชเป็นสารประกอบอินทรีย์(organic compound) สามารถเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชันได้ง่าย ซึ่งการเกิดปฏิกิริยาอาจเป็นปฏิกิริยาแบบลูกโซ่(chain reaction) ซึ่งจะประกอบไปด้วย 3 ขั้นตอน ดังนี้

- 1) ขั้นเริ่มต้น(initiation) เป็นขั้นตอนที่มีการเกิดอนุมูลอิสระ หรือที่เรียกว่า radical chain reaction

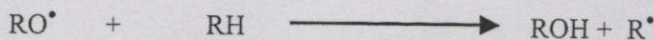
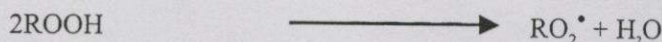
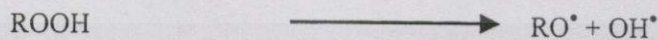
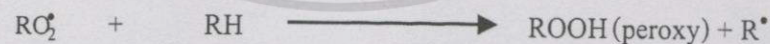
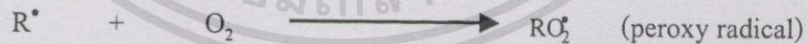


เมื่อ RH คือ กรดไขมัน

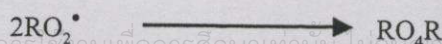
$\text{R}^{\bullet}$  คือ alkyl radical

$\text{RO}_2^{\bullet}$  คือ alkylperoxy radical

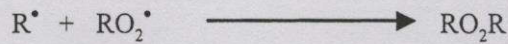
- 2) ขั้นแพร่กระจาย(Propagation) เป็นขั้นตอนที่อนุมูลอิสระ หรือ free radical จับกับโมเลกุลของออกซิเจนเกิดเป็น เปอร์ออกซิอิสระ(peroxy radical) ซึ่งจะทำปฏิกิริยากับโมเลกุลของกรดไขมัน(RH) เพื่อเกิดเป็น เปอร์ออกไซด์ และอนุมูลอิสระตัวใหม่ ( $\text{R}^{\bullet}$ ) ซึ่งสามารถจับโมเลกุลของออกซิเจน( $\text{O}_2$ )ในอากาศได้อีก ปฏิกิริยาจะดำเนินต่อไปเรื่อยๆจนกว่า ออกซิเจน หรือ RH จะหมดไป ส่วนสารเปอร์ออกไซด์ที่ได้จะเป็นสารที่ไม่เสถียรซึ่งจะสลายตัวได้ง่าย สารเปอร์ออกไซด์เหล่านี้จะเป็นตัวทำให้เกิดตะกอน (sludge) หรือ ยางเหนียว(gum)ในน้ำมันพืช



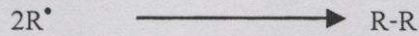
- 3) ขั้นสิ้นสุด(Terminal) ของปฏิกิริยา เป็นขั้นที่อนุมูลอิสระ หรือ free radical เข้าทำปฏิกิริยากันเอง ได้สารที่ไม่ไวต่อการทำปฏิกิริยา(nonradical products)ซึ่งเกิดจาก
  - ก. อนุมูลอิสระของ peroxy radicals ( $\text{RO}_2^{\bullet}$ ) เข้าทำปฏิกิริยากันเองดังนี้



ข. เกิดการ cross terminal ของ alkyl radical ( $R^\bullet$ ) กับ peroxy radicals ( $RO_2^\bullet$ ) ดังนี้



ค. เกิดการทำปฏิกิริยากันเอง ของ alkyl radical ( $R^\bullet$ ) ด้วยกันเองดังนี้



### 3.5 สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันในน้ำมันพืช

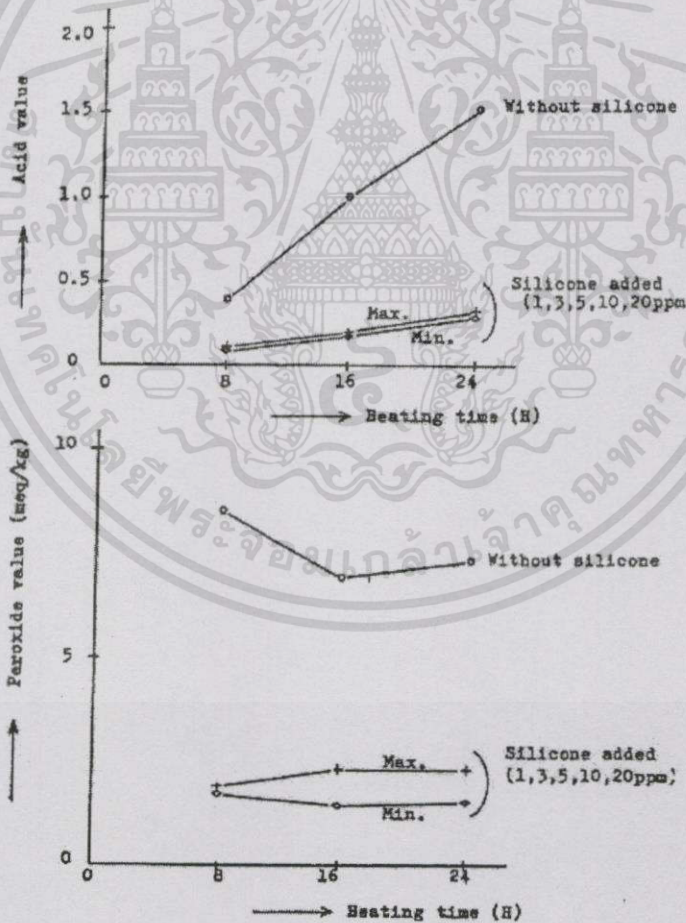
จากที่กล่าวมาแล้วข้างต้นว่า น้ำมันพืชเป็นสารประกอบอินทรีย์ จึงสามารถเกิดปฏิกิริยาออกซิไดเซชันได้ง่าย โดยเฉพาะถ้าในน้ำมันพืชมีกรดไขมันไม่อิ่มตัวอยู่ในโมเลกุลมาก จะเกิดปฏิกิริยาออกซิไดเซชันได้ง่าย ดังนั้นจึงได้มีการพยายามหาสารที่จะมาช่วยยับยั้งหรือ หน่วงให้การเกิดปฏิกิริยาออกซิไดเซชันเกิดได้ช้าลง หรือไม่เกิดขึ้นเลย

โดยปกติในน้ำมันพืชจะมีสารต้านทานการเกิดออกซิไดเซชันอยู่ในโมเลกุลของน้ำมันพืชด้วย เช่น สารโทโคฟีรอล(Tocopherol) และอื่นๆ เป็นต้น ซึ่งในน้ำมันพืชแต่ละชนิดก็จะมีปริมาณของสารมากน้อยไม่เท่ากัน ดังแสดงในตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.4 แสดงปริมาณของสารโทโคฟีรอลในน้ำมันพืชชนิดต่างๆ

	Tocopherols (mg/kg)						
	$\alpha$ -T	$\beta$ -T	$\gamma$ -T	$\delta$ -T	Total	$\alpha$ -T <sub>3</sub>	$\gamma$ -T <sub>3</sub>
Anchovy					60		
Capelin					45		
Cocoa butter	11		170	17		2	
Coconut				4		20	
Corn	134	18	412	39			
Cottonseed	573	40	317	10			
Ground nut	169	5	144	13			
Lard	7					2	
Menhaden					30		
Olive	93		7				
Palm	279		61			274	398
Rape	70	16	178	7			
Safflower	477		44	10			
Sesame	12	6	244	32			
Soyabean	116	34	737	275			
Sunflower	608	17	11				

สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันที่มีอยู่ในน้ำมันพืชนั้นอาจถูกทำลายหรือสูญเสียไปในช่วงขั้นตอนกระบวนการผลิต ดังนั้นจึงได้มีการเติมสารต้านทานการเกิดออกซิเดชันเพิ่มเข้าไปในน้ำมันพืชด้วย สารที่เติมเข้าไปจะไปยังยัง หรือเข้าไปหยุดปฏิกิริยาลูกโซ่(chain reaction) ซึ่งอาจเป็นขั้น ตอนเริ่มต้น(initiation)หรือในขั้นตอนการแพร่กระจาย(propagation)ก็ได้ ขึ้นอยู่กับประเภทและชนิดของสารต้านทานการเกิดออกซิเดชันนั้น สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันกับอากาศมีอยู่ด้วยกันหลายชนิดซึ่งแต่ละชนิดก็มีโครงสร้างที่แตกต่างกันออกไป ในรูปที่3.1เป็นการแสดงผลของการใช้น้ำมันซิลิโคน(silicone)เป็นสารต้านทานการเกิดออกซิเดชันใส่ลงในน้ำมันปาล์ม[5] จากรูปจะเห็นว่าค่าของกรด และค่าเปอร์ออกไซด์ที่เกิดขึ้นจะมีค่าน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันพืชที่ไม่ได้ใส่น้ำมันซิลิโคน และจากการวิจัยของ Freeman[10] พบว่าการผสมน้ำมันซิลิโคนลงไปนน้ำมันพืชยังสามารถป้องกันการเกิดฟองได้ด้วยซึ่ง โดยปกติจะใช้ในปริมาณน้อยโดยประมาณ 1-2 ppm.



รูปที่ 3.1 แสดงผลของการใส่สารต้านทานการเกิดออกซิเดชันในน้ำมันปาล์ม

### 3.6 คุณสมบัติของน้ำมันพืช

#### 3.6.1 ค่าไอโอดีน(Iodine number)

ค่าไอโอดีน คือจำนวนกรัมของไอโอดีนซึ่งถูกดูดซับไว้ด้วยไขมัน 100 กรัม ซึ่งค่าไอโอดีนนี้ยังสามารถแสดงถึงความอึดตัวมากน้อยของกรดไขมันในน้ำมันพืช และการแห้งตัว(drying) ได้มากหรือน้อยของน้ำมันพืชแต่ละชนิดอีกด้วย ยกตัวอย่างเช่น ถ้าน้ำมันพืชใดมีค่าไอโอดีนสูง (ประมาณ 160-230)ก็แสดงว่าน้ำมันพืชชนิดนั้นเป็นน้ำมันพืชประเภทแห้งเร็ว(dry oil) และถ้ามีค่าไอโอดีนปานกลาง(ประมาณ 125-150)ก็แสดงว่าน้ำมันพืชชนิดนั้นเป็นน้ำมันพืชประเภทกึ่งแห้งเร็ว(semi-drying oil) แต่ถ้ามีค่าไอโอดีนต่ำ(น้อยกว่า 120)ก็แสดงว่าน้ำมันพืชชนิดนั้นเป็นน้ำมันพืชประเภทไม่แห้งเร็ว(non-drying oil) ซึ่งค่าไอโอดีนได้แสดงไว้ในตารางที่ 3.5

ตารางที่ 3.5 แสดงค่าไอโอดีนของน้ำมันพืช

ชนิดของน้ำมันพืช	ค่าไอโอดีน
น้ำมันมะพร้าว	7.5 - 10
น้ำมันปาล์ม	44-60
น้ำมันถั่วเหลือง	120-141

#### 3.6.2 จุดหลอมเหลว(Melting point)

คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันพืชที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งได้แก่จุดหลอมเหลว ในซึ่งจากตารางที่3.6 จะเห็นว่าน้ำมันปาล์มมีจุดหลอมเหลวสูง จึงทำให้น้ำมันปาล์มปรากฏเป็นไขมันเหลว ที่อุณหภูมิ 35°C ส่วนน้ำมันมะพร้าวและน้ำมันถั่วเหลือง จะมีจุดหลอมเหลวอยู่ที่ประมาณ 25° และ -16°C ตามลำดับ ซึ่งต่ำกว่าน้ำมันปาล์ม

ตารางที่ 3.6 แสดงจุดหลอมเหลว ของน้ำมันพืช

ชนิดของน้ำมันพืช	จุดหลอมเหลว, °C
น้ำมันปาล์ม	35°C
น้ำมันมะพร้าว	25°C
น้ำมันถั่วเหลือง	-16°C

### 3.6.3 ค่าความหนืด(Viscosity)

ค่าความหนืดเป็นคุณสมบัติที่แสดงถึงความสามารถในการต้านทานการไหล หากน้ำมันพืชมีค่าความหนืดต่ำก็จะไหลได้ง่ายและให้ชั้นฟิล์มน้ำมันที่บาง ส่วนในน้ำมันพืชที่มีค่าความหนืดสูง ก็จะให้ชั้นฟิล์มที่หนากว่า ค่าความหนืดของน้ำมันพืชในแต่ละชนิดก็จะมีค่าแตกต่างกันออกไป ดังแสดงไว้ในตารางที่ 3.7

ตารางที่ 3.7 แสดงค่าความหนืดของน้ำมันพืช

อุณหภูมิ (องศาเซลเซียส)	ความหนืด , mPa.s		
	น้ำมันมะพร้าว	น้ำมันถั่วเหลือง	น้ำมันปาล์ม
25	51.7	52.3	73.3
40	31.7	33.4	42.3
60	18.5	20	23.7
80	11.1	12.9	12.9
100	9.5	9.09	9.09

### 3.6.4 ค่าซาปอนิฟิเคชัน(Saponification number)

ค่าซาปอนิฟิเคชัน คือจำนวนมิลลิกรัมของโพตัสเซียมไฮดรอกไซด์(KOH) ที่ใช้ในการทำให้น้ำมันหรือไขมันหนัก 1 กรัม กลายเป็นสบู่ ค่าซาปอนิฟิเคชันนี้ยังสามารถใช้เป็นตัวบ่งบอกถึงจำนวนพันธะคู่(double bond) ของกรดไขมันที่ไม่อิ่มตัวว่ามีอยู่มากหรือน้อย เช่น ถ้าค่าซาปอนิฟิเคชันมีค่าสูงก็แสดงว่าจะมีพันธะคู่ของกรดไขมันที่ไม่อิ่มตัวอยู่น้อย ในทางกลับกันถ้าค่าซาปอนิฟิเคชันมีค่าต่ำก็แสดงว่าจะมีพันธะคู่ของกรดไขมันที่ไม่อิ่มตัวอยู่มาก ซึ่งค่าซาปอนิฟิเคชันของน้ำมันพืชชนิดต่างๆ ได้แสดงไว้ในตารางที่ 3.8

ตารางที่ 3.8 แสดงค่าซาปอนิฟิเคชันของน้ำมันพืช

ชนิดน้ำมันพืช	ค่าซาปอนิฟิเคชัน
น้ำมันมะพร้าว	246 – 265
น้ำมันปาล์ม	190 – 195
น้ำมันถั่วเหลือง	190 – 197

### 3.6.5 การดูดซับของน้ำมันพืชกับโลหะ(Adsorption)

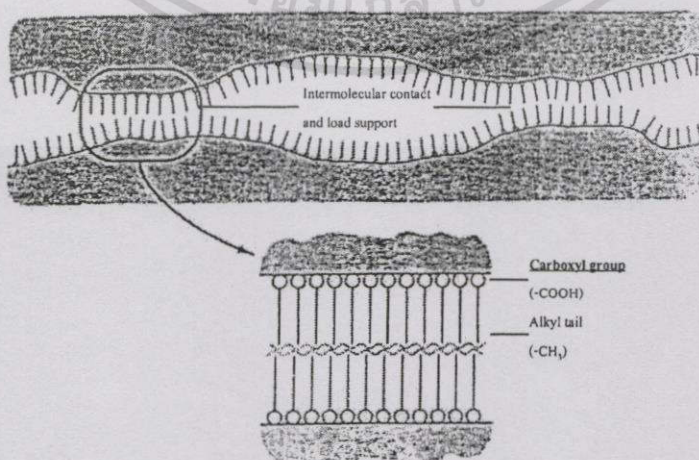
จากที่กล่าวมาข้างต้นแล้วว่าในน้ำมันพืชจะประกอบไปด้วยโมเลกุลของกรดไขมัน(fatty acid) ซึ่งจะประกอบไปด้วยหมู่ที่มีขั้ว(polar group) ซึ่งก็คือส่วนของ  $-\text{COOH}$  และหมู่ที่ไม่มีขั้ว(non-polar group) คือส่วนของ  $-\text{CH}_2$  ซึ่งการมีขั้วของกรดไขมันในน้ำมันพืชนี้มีความสำคัญอย่างมากต่อกลไกการยึดเกาะของกรดไขมันกับผิวของโลหะ กลไกการยึดเกาะของกรดไขมันนี้เราเรียกว่า การดูดซับ(adsorption) ซึ่งสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 แบบ ดังนี้

#### 3.6.5.1 การดูดซับทางกายภาพ(Physical adsorption หรือ Physisorption)

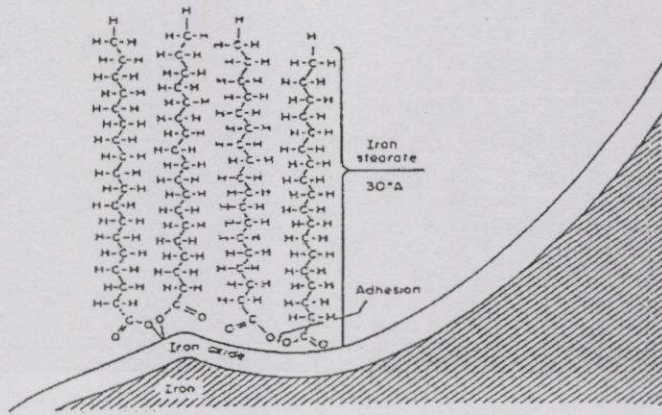
การดูดซับทางกายภาพของกรดไขมันบนผิวโลหะนี้ เกิดจากการที่หมู่ที่มีขั้ว ( $-\text{COOH}$ ) หันเข้าหาผิวโลหะ อันเนื่องจากแรงดึงดูดทางฟิสิกส์ หรือที่เรียกกันว่าแรงวานเดอวาลล์(van der Waals) ในขณะเดียวกันก็จะเอาส่วนที่ไม่มีขั้ว ( $-\text{CH}_2$ ) หันเข้าหาส่วนที่ไม่มีขั้วของโมเลกุลพวกเดียวกัน ทำให้เกิดการเรียงตัวกันอย่างเป็นระเบียบของโมเลกุลของกรดไขมันตลอดพื้นผิวโลหะ (ดังแสดงในรูปที่ 3.2) ซึ่งความสามารถในการดูดซับทางกายภาพนี้จะขึ้นอยู่กับขั้ว(polar) โมเลกุลของกรดไขมันชนิดนั้นๆด้วย

#### 3.6.5.2 การดูดซับทางเคมี(Chemical adsorption หรือ Chemisorption)

การดูดซับทางเคมีของกรดไขมันบนผิวโลหะนี้ เกิดจากการทำปฏิกิริยากันของกรดไขมันกับโลหะ ซึ่งจะได้สารประกอบของโลหะ หรือที่เรียกว่าออกไซด์ ยกตัวอย่างเช่น การเกิดปฏิกิริยากันของกรดสเตียริก(stearic acid) กับโลหะที่เป็นเหล็ก จะก่อให้เกิดสารประกอบของโลหะที่เรียกว่าเหล็กสเตียเรท(iron stearate) และสบู่ออกไซด์ ดังแสดงในรูปที่ 3.3 ซึ่งจะเห็นว่าการดูดซับทางเคมีนี้จะทำให้เกิดการสร้างชั้นของสบู่ออกไซด์ ซึ่งจะก่อตัวเป็นชั้นบางๆ(surface layer) ล้อมรอบผิวโลหะนั้นไว้

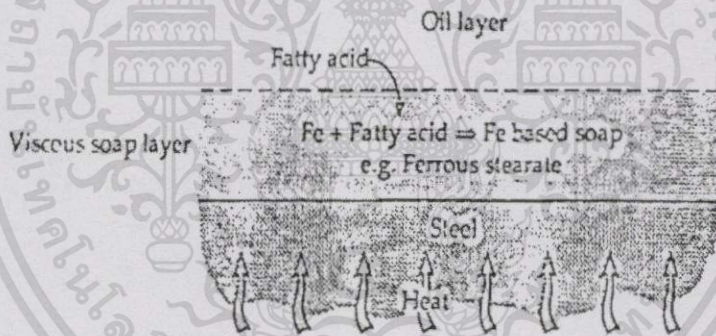


รูปที่ 3.2 การดูดซับทางกายภาพของกรดไขมันบนผิวโลหะ



รูปที่ 3.3 การดูดซับทางเคมีของกรดไขมันบนผิวโลหะ

การดูดซับทางเคมีนี้อาจจะมีการสร้างชั้นของกรดไขมันบนผิวโลหะขึ้น ซึ่งจากรูปที่ 3.4 ได้แสดงให้เห็นว่า การดูดซับทางเคมีนี้จะมีการสร้างชั้นของกรดไขมันบนผิวโลหะ ซึ่งจะก่อตัวเป็นชั้นบางๆตลอดรอบพื้นผิวของโลหะ



รูปที่ 3.4 การสร้างชั้นของสบู่ของกรดไขมันบนผิวโลหะ

## บทที่ 4

# รีโอยโลยี(Rheology)

### 4.1 ความหมายของรีโอยโลยี

รีโอยโลยีเป็นวิชาที่เกี่ยวกับการไหล โดยมีตัวแปรสำคัญที่เกี่ยวข้อง อันได้แก่ ความเค้นเฉือน อัตราความเครียดเฉือน และความหนืด เป็นต้น

### 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือน อัตราความเครียดเฉือน และความหนืด

เมื่อพิจารณาถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความเครียดเฉือน และความเค้นเฉือนแล้ว เราสามารถแบ่งของไหลออกเป็น 2 ประเภท คือ

#### 4.2.1 ของไหลนิวโตเนียน(Newtonian fluid)

เราจะเรียกของไหลที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนเป็นสัดส่วนโดยตรง หรือเป็นเชิงเส้นกับอัตราความเครียดเฉือนว่า ของไหลนิวโตเนียน ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (4.1)$$

สมการที่ (4.1) เรียกว่ากฎของนิวตันสำหรับความหนืด(Newton's law of viscosity) โดยที่  $\tau$  คือความเค้นเฉือน(shear stress)และ  $\frac{du}{dy}$  คือ อัตราความเครียดเฉือน(shear strain rate) ส่วน  $\mu$  คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์(absolute viscosity)ซึ่งสามารถเขียนความสัมพันธ์ให้อยู่ในรูปของความหนาแน่น  $\rho$  และความหนืดจลน์  $\nu$  ได้ดังนี้

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.2)$$

#### 4.2.2 ของไหลนอนนิวโตเนียน (Non-newtonian fluid)

ของไหลนอนนิวโตเนียนจะแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนและ อัตราความเครียดเฉือนไม่เป็นเชิงเส้น ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการต่างๆ ได้ดังนี้

$$\tau = m \left( \frac{du}{dy} \right)^n \quad (4.3)$$

$$\tau + k\tau^3 = \mu \frac{du}{dy} \quad (4.4)$$

$$\tau = \tau_y + \mu_p \frac{du}{dy} \quad (4.5)$$

ในสมการที่ (4.3) ถ้า  $n = 1$  ของไหลนั้นจะเป็นของไหลนิวโตเนียน และถ้า  $n > 1$  ของไหลนั้นจะเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนชนิดไดลาแตนท์(dilatant) หรือ ถ้า  $n < 1$  ของไหลนั้นจะเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนชนิดซูโดพลาสติก(pseudoplastic) ส่วนในสมการที่ (4.4) ถ้า  $k = 0$  ของไหลนั้นจะเป็นของไหลนิวโตเนียน และ ถ้า  $k > 0$  ของไหลนั้นจะเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนชนิดซูโดพลาสติก(pseudoplastic) หรือ ถ้า  $k < 0$  ของไหลนั้นจะเป็นของไหลนอนนิวโตเนียนชนิดไดลาแตนท์(dilatant)

สำหรับสมการที่ (4.5) เราเรียกของไหลชนิดนี้ว่าของไหลชนิดพลาสติกบิงแฮม ซึ่งจะมีความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเค้นเฉือนกับอัตราการความเครียดเฉือนเป็นแบบเชิงเส้นเหมือนกับของไหลนิวโตเนียน แต่จะต่างกับสารหล่อลื่นนิวโตเนียนตรงที่ค่าความเค้นเฉือนเริ่มต้นของของไหลไม่เริ่มต้นที่ศูนย์ ซึ่ง เราเรียกค่าความเค้นเฉือนที่จุดเริ่มต้นนี้ว่า ความเค้นเฉือนที่จุดคราก(yield point)  $\tau_y$  โดย ถ้า  $\tau_y = 0$  จะมีคุณสมบัติเป็นสารหล่อลื่นนิวโตเนียน

ยังมีสมการอื่นๆอีกที่ใช้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนและ อัตราความเครียดเฉือนไม่เป็นเชิงเส้น ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการต่างๆได้ดังนี้

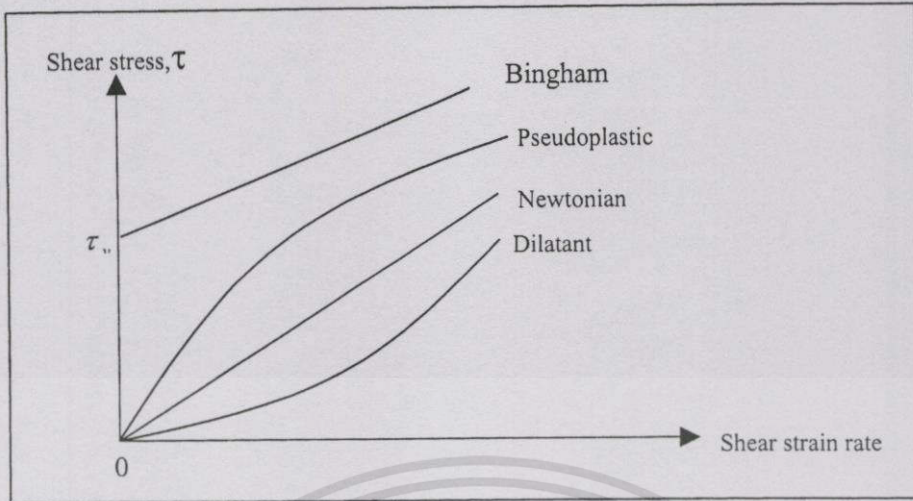
$$\text{Prandtl} \quad : \quad \tau = A \sin^{-1} \left( \frac{du/dy}{C} \right) \quad (4.6)$$

$$\text{Eyring} \quad : \quad \tau = \left( \frac{du/dy}{B} \right) + C \sin \left( \frac{\tau}{A} \right) \quad (4.7)$$

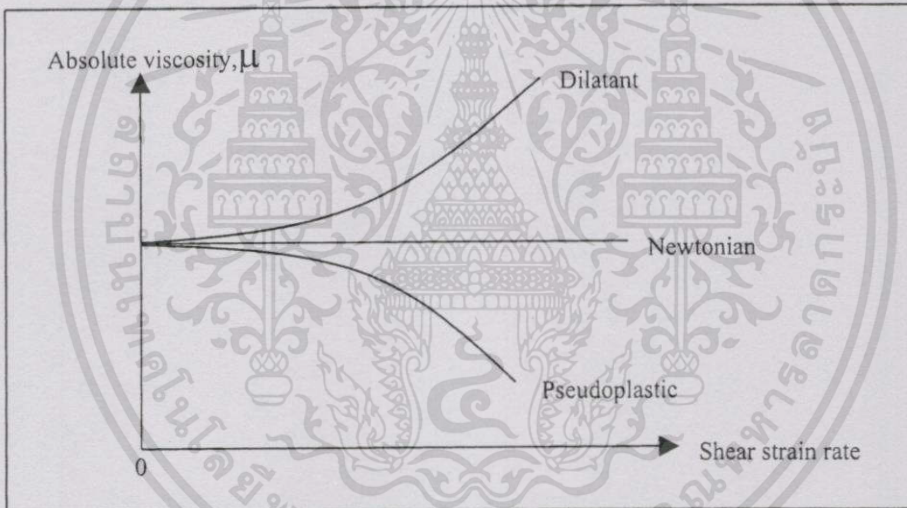
$$\text{Power-Eyring} \quad : \quad \tau = A \left( \frac{du}{dy} \right) + B \sinh^{-1} \left( C \frac{du}{dy} \right) \quad (4.8)$$

$$\text{Williamson} \quad : \quad \tau = \left( \frac{A}{du/dy} \right) \left( B + \frac{du}{dy} \right) + \mu_\infty \left( \frac{du}{dy} \right) \quad (4.9)$$

โดยที่ A, B และ C เป็นค่าคงที่ (ซึ่งจะมีค่าแตกต่างกันไปตามแต่ละแบบจำลอง)



รูปที่ 4.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนกับความเครียดเฉือน

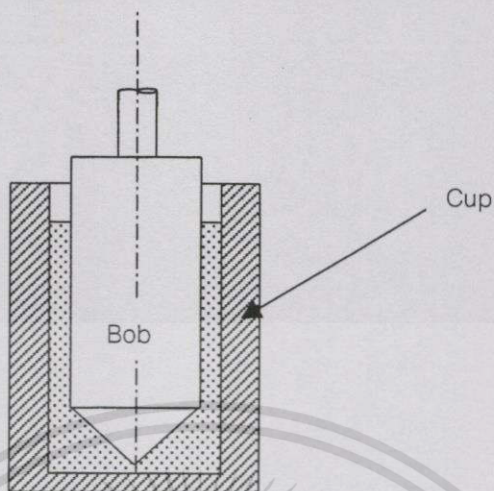


รูปที่ 4.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนืดสัมบูรณ์กับความเครียดเฉือน

#### 4.3 เครื่องมือวัดทางรีโวลโยยี

เครื่องมือวัดทางรีโวลโยยีที่ใช้กันในปัจจุบันมีอยู่มากมายหลายชนิด ซึ่งในการเลือกใช้เครื่องมือชนิดใดนั้นสิ่งสำคัญอย่างหนึ่งที่จะต้องคำนึงถึงได้แก่ชนิดของของไหลที่จะนำมาทดสอบด้วย ยกตัวอย่างเช่น หากต้องการใช้เครื่องมือวัดทางรีโวลโยยีกับจารบี ควรที่จะใช้กับเครื่องวัดความหนืดแบบกรวยบนแผ่นระนาบ(Cone and plate viscometer)เป็นต้น เครื่องมือวัดทางรีโวลโยยีที่ใช้กันส่วนใหญ่ได้แก่ เครื่องวัดความหนืดแบบแกนหมุน(Rotational viscometer)

#### 4.3.1 เครื่องวัดความหนืดแบบแกน(Rotational viscometer)

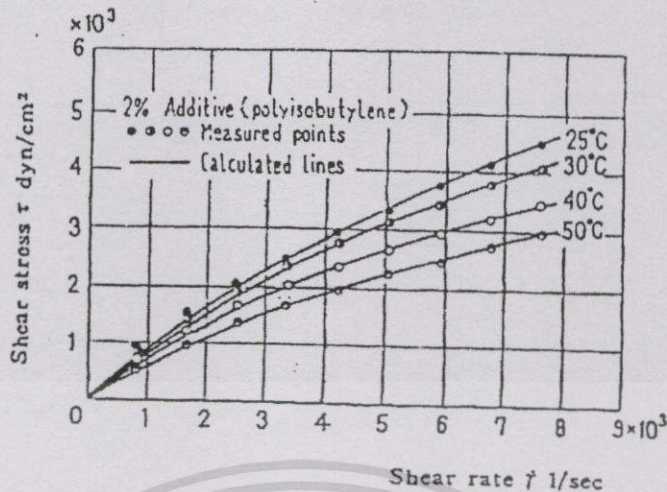


รูปที่ 4.3 เครื่องวัดความหนืดแบบแกนหมุน

เครื่องวัดความหนืดแบบแกนหมุน(Rotational viscometer)นี้ จะประกอบไปด้วยทรงกระบอกสองอัน ที่มีรัศมีต่างกัน โดยทรงกระบอกอันในจะเป็นท่อทรงกระบอกตันที่หมุนอยู่ภายในท่อทรงกระบอกกลวงซึ่งอยู่กับที่ ในการใช้งานจะใส่ของเหลวลงไประหว่างช่องว่างของท่อทรงกระบอกทั้งสอง เมื่อท่อทรงกระบอกอันในหมุนจะทำให้ของเหลวเคลื่อนที่ภายใต้ความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นจากการหมุนของทรงกระบอกอันใน และเกิดอัตราความเครียดเฉือนเกิดขึ้น ซึ่งความสัมพันธ์ระหว่าง ความเค้นเฉือน และอัตราความเครียดเฉือน สามารถอธิบายได้ด้วยเส้นกราฟแสดงการไหล(flow curve) ได้

#### 4.4 คุณสมบัติทางรีโอโลยีของน้ำมันหล่อลื่น

จากรูปที่ 4.4 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันสปินเดิล(spindle oil)ที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ ประเภทโพลีเมอร์ ชนิด PIB ในปริมาณ 2 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก เพื่อเพิ่มค่าดัชนีความหนืดให้กับน้ำมันสปินเดิล



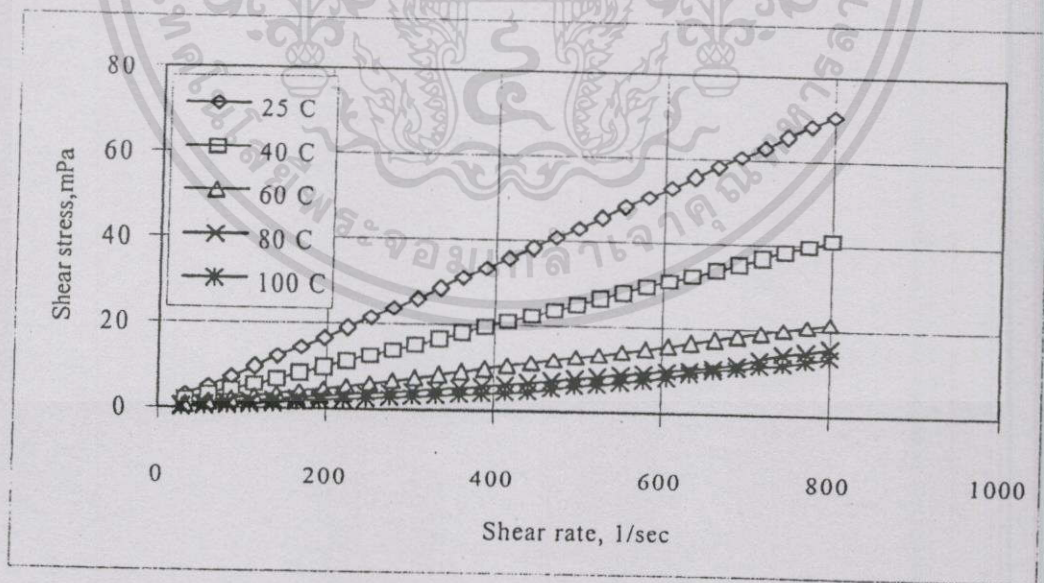
รูปที่ 4.4 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันสปีนเคิลผสมด้วยPIB2%

4.5 คุณสมบัติทางรีโอโลยีของน้ำมันพืช

4.5.1 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันถั่วเหลือง

4.5.1.1 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองผสมPIBและน้ำมันซิลิโคน

จากรูปที่ 4.5 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ PIB ในปริมาณ 4 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักเพื่อเพิ่มค่าดัชนีความหนืด และผสมน้ำมันซิลิโคนในปริมาณ 2ppm เพื่อป้องกันการเกิดออกซิเดชันในน้ำมันถั่วเหลือง

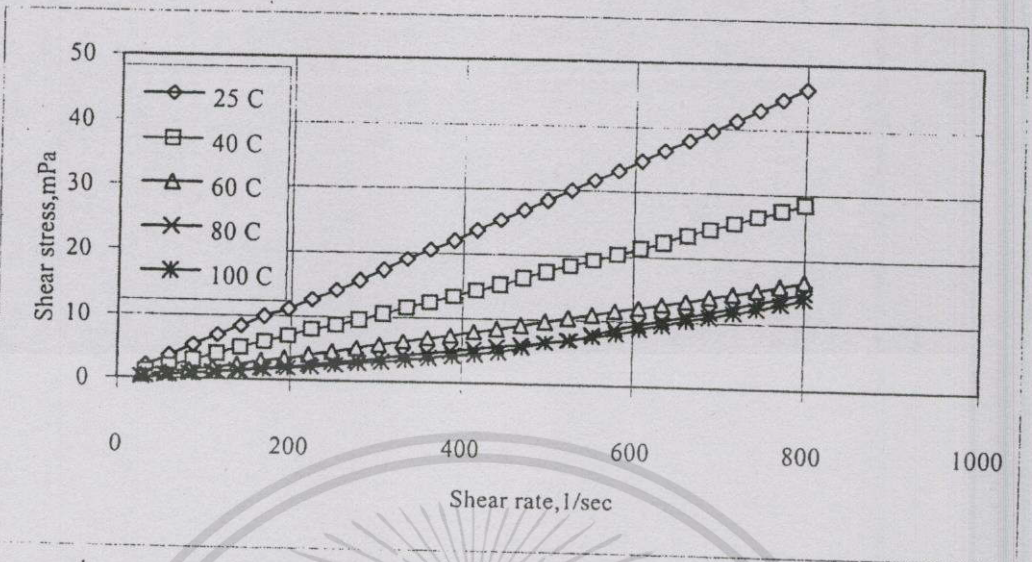


รูปที่ 4.5 เส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสมOCPและน้ำมันซิลิโคน

4.5.1.2 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองผสมOCPและน้ำมันซิลิโคน

จากรูปที่ 4.6 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ

OCP ในปริมาณ 4 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก และน้ำมันซิลิโคนในปริมาณ 2ppm

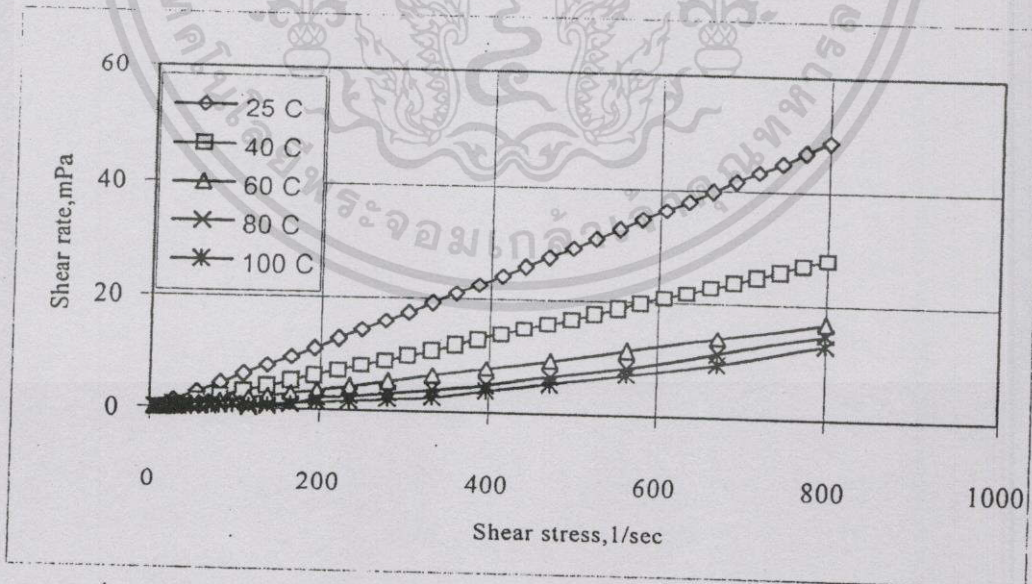


รูปที่ 4.6 เส้นกราฟแสดงการไหลของ น้ำมันถั่วเหลืองที่ผสมOCPและน้ำมันซิลิโคน

#### 4.5.2 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันมะพร้าว

##### 4.5.2.1 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันมะพร้าวผสมPIBและน้ำมันซิลิโคน

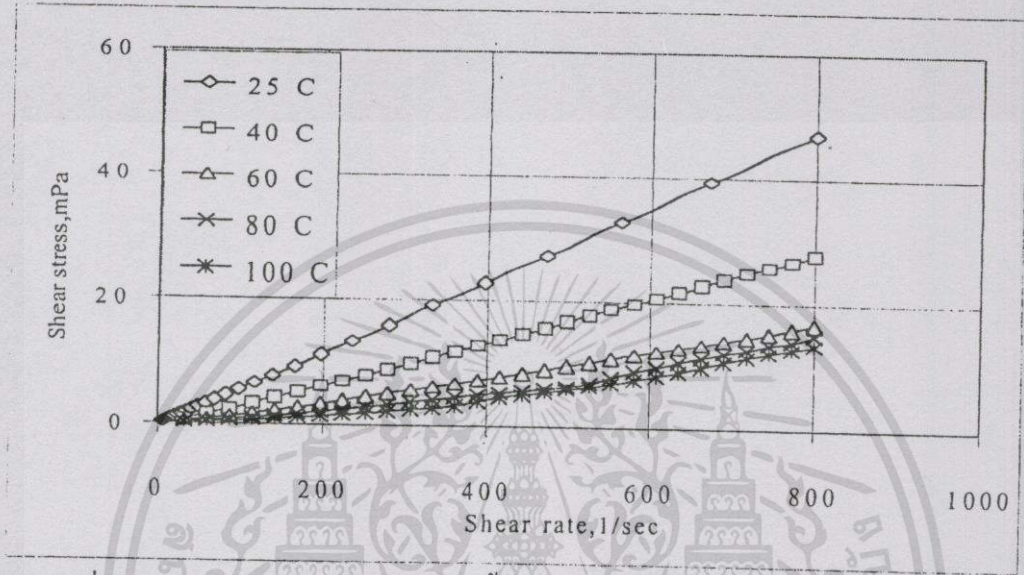
จากรูปที่ 4.7 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันมะพร้าวที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ PIB ในปริมาณ 4 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนักและน้ำมันซิลิโคนในปริมาณ 2ppm



รูปที่ 4.7 เส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันมะพร้าวที่ผสมPIB และน้ำมันซิลิโคน

#### 4.5.2.2 น้ำมันมะพร้าวผสมOCPและน้ำมันชิลิโคน

จากรูปที่ 4.8 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันมะพร้าวที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ OCP ในปริมาณ 4 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก และน้ำมันชิลิโคน ในปริมาณ 2ppm

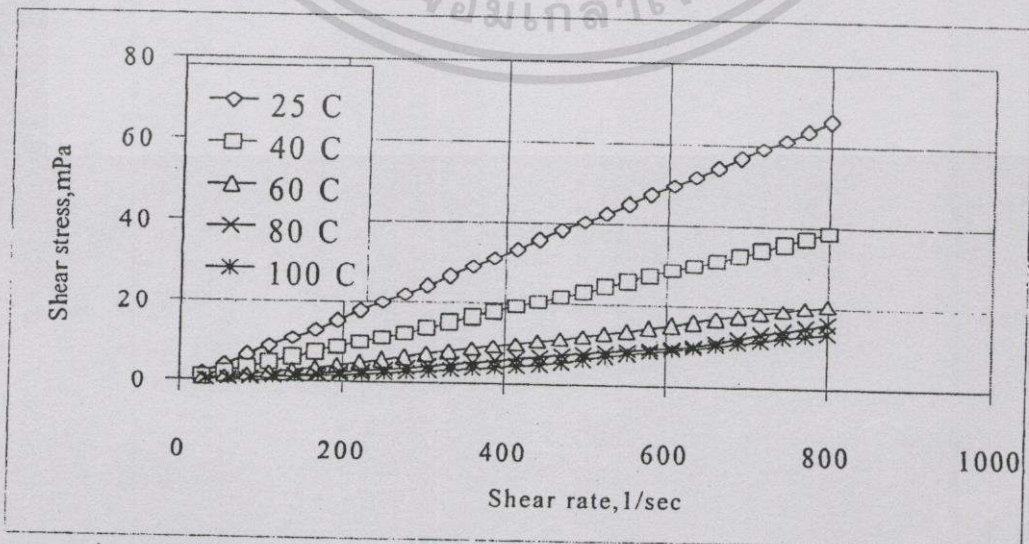


รูปที่ 4.8 เส้นกราฟแสดงการไหลของ น้ำมันมะพร้าวที่ผสมOCPและน้ำมันชิลิโคน

#### 4.5.3 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันปาล์ม

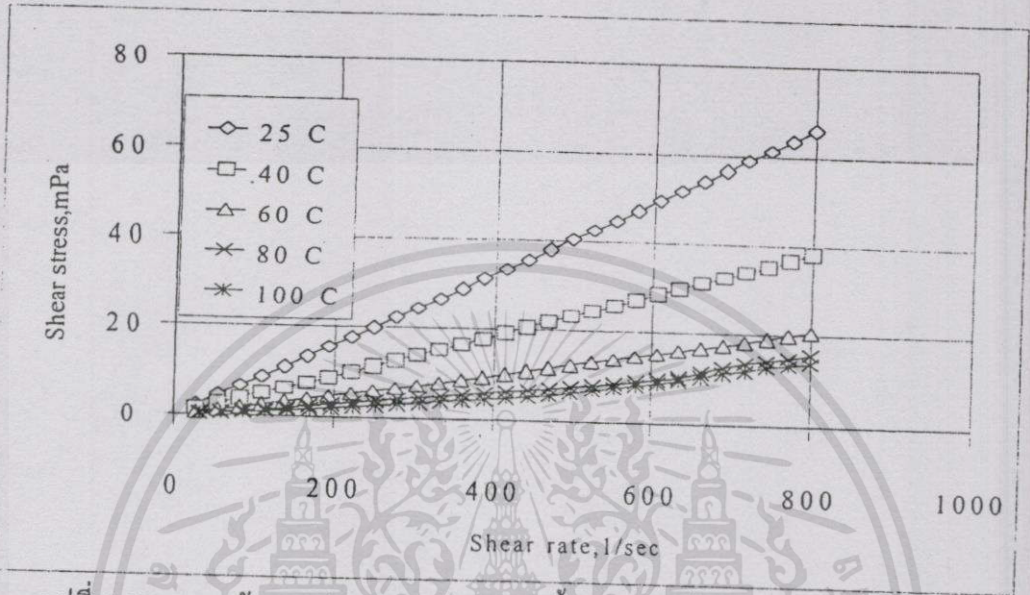
##### 4.5.3.1 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันปาล์มผสมPIBและน้ำมันชิลิโคน

จากรูปที่ 4.9 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันปาล์มที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ PIB ในปริมาณ 4เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก และผสมน้ำมันชิลิโคนในปริมาณ 2ppm



รูปที่ 4.9 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันปาล์มที่ผสมPIB และน้ำมันชิลิโคน

4.5.3.2 เส้นกราฟการไหลของน้ำมันปาล์มผสมOCPและน้ำมันซีลีโคน  
 จากรูปที่ 4.10 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันปาล์มที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพ OCP  
 ในปริมาณ 4 เปอร์เซ็นต์โดยและ น้ำมันซีลีโคนในปริมาณ 2ppm

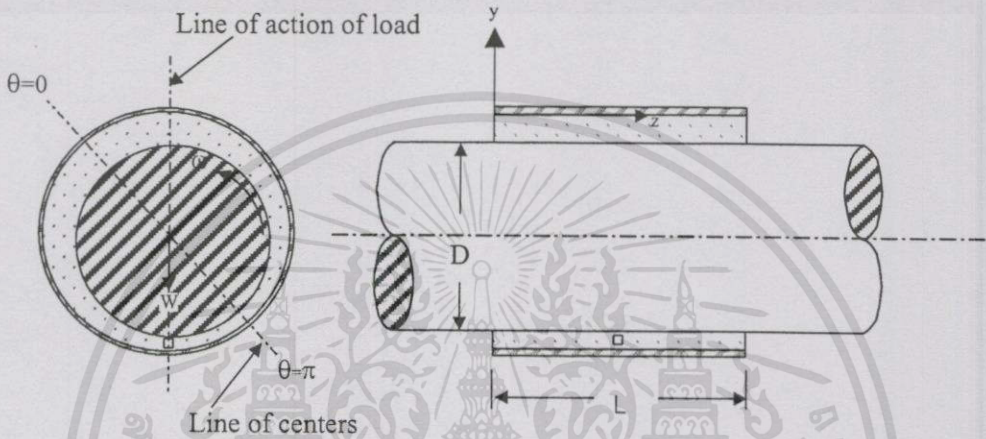


รูปที่ 4.10 แสดงเส้นกราฟแสดงการไหลของน้ำมันปาล์มที่ผสมOCPและน้ำมันซีลีโคน

## บทที่ 5

# ทฤษฎีของการหล่อขึ้นแบบนอนนิวโตเนียน

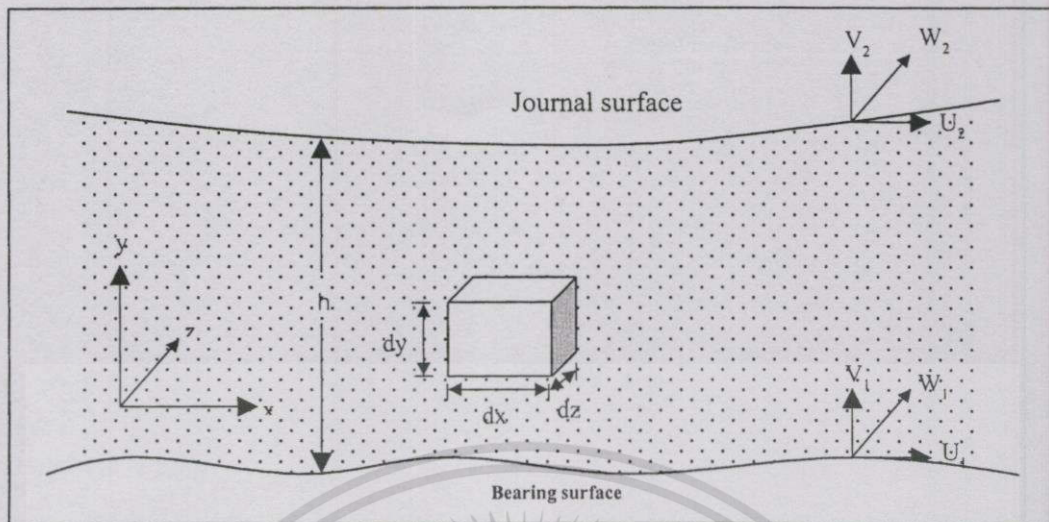
### 5.1 สมการโมดิฟายเอร์เรย์โนลด์ [1,11,12]



รูปที่ 5.1 การไหลของฟิล์มน้ำมันผ่านช่องว่างระหว่างเพลากับกาบรองขึ้น

สมการที่ใช้ในการคำนวณหาการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันของกาบรองขึ้นเพลากลม มีข้อสมมุติฐานดังนี้

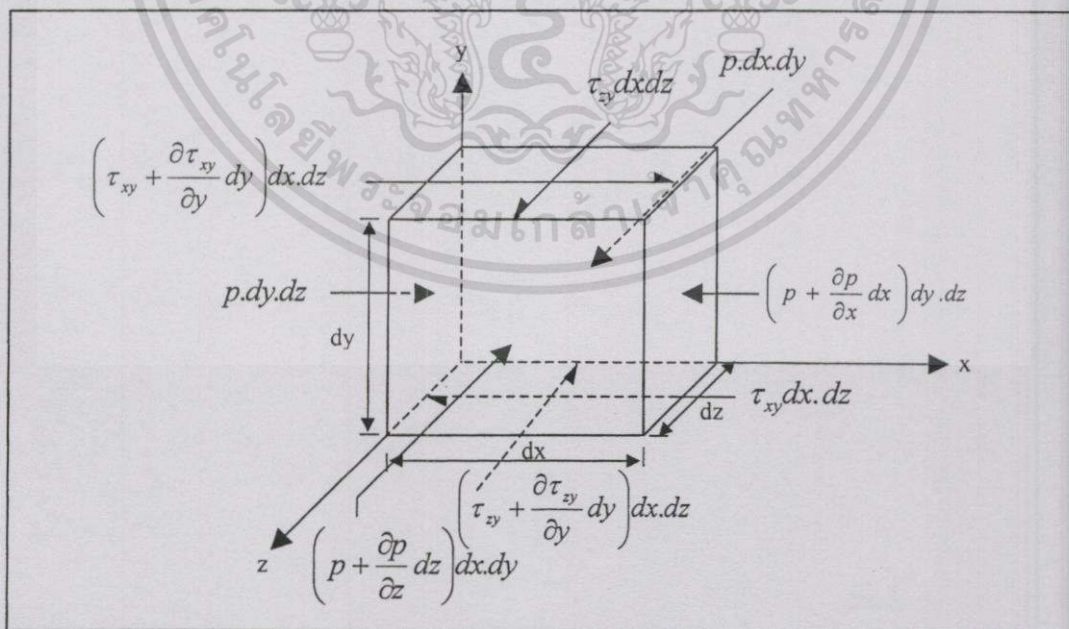
1. ของไหลที่หล่อขึ้นมีคุณสมบัติเป็นของไหลนอน-นิวโตเนียน (Non-Newtonian)
2. ความหนืดของของไหลมีค่าคงที่ และไม่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ
3. ของเหลวที่หล่อขึ้นเป็นของเหลวที่อัดตัวไม่ได้ และเป็นการไหลแบบลามินาร์
4. อุณหภูมิที่ผิวของเพลากับกาบรองขึ้นมีค่าคงที่
5. ไม่คิดผลของแรงโน้มถ่วงของโลก และแรงทางแม่เหล็กไฟฟ้าที่กระทำบนฟิล์มน้ำมัน
6. ไม่คิดความดันของฟิล์มน้ำมันในแกน  $y$  เนื่องจากฟิล์มน้ำมันบางมาก
7. ไม่มีการสิ้นไหลของสารหล่อขึ้นที่ผิวสัมผัส
8. ไม่คิดแรงเฉื่อยของของไหล เนื่องจากมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับเทอม Pressure gradient รวมทั้งไม่คิดความเร่งที่เกิดจากการไหลผ่านผิวโค้ง
9. ไม่คิดถึงผลของความโค้งของกาบเพลาคู่ค่าต่างๆ เนื่องจากความหนาของชั้นน้ำมันมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับรัศมีของเพลากับเพลาคาบ



รูปที่ 5.2 แสดงระบบพิกัดของฟิล์มน้ำมันในกาบรองลื่นเพลากลม

รูปที่ 5.3 แสดงแรงกระทำต่อก้อนทรงปริมาตรสี่เหลี่ยมของฟิล์มน้ำมันในกาบรองลื่น

พิจารณาก้อนทรงปริมาตรสี่เหลี่ยมของฟิล์มน้ำมันในกาบรองลื่นซึ่งอยู่ภายใต้แรงกระทำดังแสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 แสดงแรงกระทำบนก้อนปริมาตรสี่เหลี่ยม

จากรูปที่ 5.3 สมการสมดุลย์ของแรงในแนวแกน x :

$$p \cdot dx \cdot dz + \left( \tau_{xy} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} dy \right) dx \cdot dz = \tau_{xy} dx \cdot dz + \left( p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy \cdot dz$$

หรือ

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \quad (5.1)$$

ในทำนองเดียวกัน สมการสมดุลย์ของแรงในแนวแกน z :

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} \quad (5.2)$$

จากสมการความเค้นเฉือนของนิวตันเราจะได้ว่า

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (5.3)$$

$$\tau_{zy} = \mu \frac{\partial w}{\partial y} \quad (5.4)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างความหนืด กับอัตราความเครียดเฉือน และอุณหภูมิสามารถเขียนอยู่ในรูปยกกำลัง(power law) ได้ดังนี้

$$\mu = mI^{\frac{(n-1)}{2}} \exp[-\beta(T-T_1)] \quad (5.5)$$

เมื่อ I คือ Second invariant of strain rate ซึ่งหาได้จาก

$$I = \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \quad (5.6)$$

สำหรับสารหล่อลื่นที่มีคุณสมบัติเป็นนิวโตเนียน ค่า n จะมีค่าเท่ากับ 1 ถ้าค่า n มีค่าน้อยกว่า 1 สารหล่อลื่นดังกล่าวจะมีคุณสมบัติเป็น ซูโดพลาสติก(pseudoplastic) และถ้า n มีค่ามากกว่า 1 สารหล่อลื่นดังกล่าวจะแสดงคุณสมบัติเป็นไดลาแทนท์(dilatant)

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนสมการ (5.3) และ (5.4) ลงใน (5.1) และ (5.2) ตามลำดับ จะได้

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (5.7)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (5.8)$$

ให้เกรเดียนความดันคือ

$$\nabla p = \varepsilon \nabla \pi \quad (5.9)$$

ดังนั้นเราสามารถเขียนเกรเดียนความดันในแนวแกน  $x$  และ  $z$  ได้ดังนี้

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \varepsilon \frac{\partial \pi}{\partial x} \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \varepsilon \frac{\partial \pi}{\partial z} \quad (5.11)$$

จากวิธี Perturbation [12] ให้ ความเร็วย่อย  $u$  และ  $w$  สามารถเขียนอยู่ในเทอมของ small perturbation parameter,  $\varepsilon$  ได้ดังนี้

$$u = u_0 + \varepsilon u_1 \quad (5.12)$$

$$w = w_0 + \varepsilon w_1 \quad (5.13)$$

แทนสมการ (5.12) และ (5.13) ลงในสมการ (5.6) โดยไม่คิดเทอม  $\varepsilon^2$  เราจะได้

$$I = I_0 + \varepsilon I_1 \quad (5.14)$$

เมื่อ

$$I_0 = \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w_0}{\partial y} \right)^2 \quad (5.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารตัวอย่างที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$I_1 = 2 \left[ \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) + \left( \frac{\partial w_0}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial w_1}{\partial y} \right) \right] \quad (5.16)$$

เนื่องจาก  $\mu$  ขึ้นอยู่กับค่า  $I$  ดังนั้นเราสามารถเขียนสมการของ  $\mu$  ในเทอมของ  $\mathcal{E}$  ได้ดังนี้

$$\mu = \mu_0 + \mathcal{E} \mu_1 \quad (5.17)$$

เมื่อ

$$\mu_1 = I_1 \left( \frac{\partial u}{\partial I} \right)_{I_0} \quad (5.18)$$

แทนสมการ(5.16)และสมการ(5.18)เราจะได้

$$\mu_1 = 2 \left[ \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) + \left( \frac{\partial w_0}{\partial y} \right) \left( \frac{\partial w_1}{\partial y} \right) \right] \left( \frac{\partial u}{\partial I} \right)_{I_0} \quad (5.19)$$

แทนสมการ(5.12)และสมการ(5.17) ลงในสมการ(5.7) แล้วตัดเทอมของ  $\mathcal{E}^2$  เราจะได้

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) + \mathcal{E} \left[ \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \right] = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.20)$$

เมื่อทำการเปรียบเทียบสมการ(5.20)กับสมการ(5.10) จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) = 0 \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_1 \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) = \frac{\partial \pi}{\partial x} \quad (5.22)$$

ทำนองเดียวกัน แทนสมการ(5.11) และ(5.17) ลงในสมการ(5.8) โดยไม่คิดเทอม  $\mathcal{E}^2$  แล้วจึงทำการเปรียบเทียบกับสมการ(5.11) เราจะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial w_0}{\partial y} \right) = 0 \quad (5.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial w_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_1 \frac{\partial w_0}{\partial y} \right) = \frac{\partial \pi}{\partial z} \quad (5.24)$$

เมื่อ  $u_0$  และ  $u_1$  คือ ความเร็วย่อยอันดับศูนย์และอันดับหนึ่ง (zero and first-order velocity) ในแนวแกน x

$w_0$  และ  $w_1$  คือ ความเร็วย่อยอันดับศูนย์และอันดับหนึ่ง (zero and first-order velocity) ในแนวแกน z

กำหนดเงื่อนไขขอบ (Boundary condition) ในรูปที่ 5.2 ดังนี้

$$\left. \begin{array}{l} u_0 = U_1 \quad \text{ที่} \quad y = 0 \\ u_0 = U_2 \quad \text{ที่} \quad y = h \end{array} \right\} \quad (5.25a)$$

$$\left. \begin{array}{l} w_0 = W_1 \quad \text{ที่} \quad y = 0 \\ w_0 = W_2 \quad \text{ที่} \quad y = h \end{array} \right\} \quad (5.25b)$$

อินทิเกรตสมการ (5.21) เทียบกับ  $y$  สองครั้ง โดยใช้เงื่อนไขขอบในสมการที่ (5.25a) จะได้

$$u_0 = \frac{U_2 y}{h} + \left( 1 - \frac{y}{h} \right) U_1 \quad (5.26)$$

ในทำนองเดียวกัน อินทิเกรตสมการ (3.23) เทียบกับ  $y$  สองครั้ง โดยใช้เงื่อนไขที่ขอบในสมการที่ (5.25b) จะได้

$$w_0 = (W_2 - W_1) \frac{y}{h} + W_1 \quad (5.27)$$

แทนสมการ(5.26) และสมการ(5.27)ลงในสมการ(5.22) และสมการ(5.24) จะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial u_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_1 \frac{\partial (U_2 - U_1)}{h} \right) = \frac{\partial \pi}{\partial x} \quad (5.28)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_0 \frac{\partial w_1}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_1 \frac{\partial (W_2 - W_1)}{h} \right) = \frac{\partial \pi}{\partial z} \quad (5.29)$$

แทนสมการ(5.19) ลงในสมการ(5.28) และสมการ(5.29)แล้วทำการจัดเทอม และย้ายข้างเราจะได้

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_0} \frac{\partial \pi}{\partial x} - \frac{2}{h} \frac{U_2 - U_1}{h} \left( \frac{U_2 - U_1}{h} \frac{\partial \pi}{\partial x} + \frac{W_2 - W_1}{h} \frac{\partial \pi}{\partial z} \right) \frac{\partial \mu^*}{\partial I} \quad (5.30)$$

$$\mu_0^2 \left( 1 + \frac{\partial \ln \mu^*}{\partial \ln I^{0.5}} \right)$$

$$\frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_0} \frac{\partial \pi}{\partial z} - \frac{2}{h} \frac{W_2 - W_1}{h} \left( \frac{U_2 - U_1}{h} \frac{\partial \pi}{\partial x} + \frac{W_2 - W_1}{h} \frac{\partial \pi}{\partial z} \right) \frac{\partial \mu^*}{\partial I} \quad (5.31)$$

$$\mu_0^2 \left( 1 + \frac{\partial \ln \mu^*}{\partial \ln I^{0.5}} \right)$$

แล้วทำการอินทิเกรตสมการ (5.30)และ (5.31) เทียบกับ  $y$  สองครั้ง จะได้

$$u_1 = -\frac{y}{2}(y-h) \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \quad (5.32)$$

$$w_1 = -\frac{y}{2}(y-h) \frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} \quad (5.33)$$

แทนสมการ(5.26),(5.32)และ(5.27), (5.33)ลงในสมการ(5.12) และ (5.13) ตามลำดับ จะได้

$$u = \left\{ U_1 \left( 1 - \frac{y}{h} \right) + \frac{y}{h} U_2 \right\} + \varepsilon \left\{ -\frac{y(y-h)}{2} \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right\} \quad (5.34)$$

$$w = \left\{ W_1 \left( 1 - \frac{y}{h} \right) + \frac{y}{h} W_2 \right\} + \varepsilon \left\{ -\frac{y(y-h)}{2} \frac{\partial^2 w_1}{\partial y^2} \right\} \quad (5.35)$$

ในที่นี้ให้

$$\begin{aligned}
 U_2 &= U \\
 U_1 &= 0 \\
 W_1 &= 0 \\
 W_2 &= 0
 \end{aligned}
 \tag{5.36}$$

แทนสมการ (5.30), (5.31) และ (5.36) ลงในสมการ (5.34) และ (5.35) จะได้

$$\begin{aligned}
 u &= U_1 \left(1 - \frac{y}{h}\right) + \frac{y}{h} U_2 - \frac{y(y-h)}{2\mu_0} \left\{ 1 - \frac{2(U_2 - U_1)^2 \frac{\partial \mu^*}{\mu_0 \partial I}}{\left(1 + \frac{\partial \ln \mu^*}{\partial \ln I^{0.5}}\right)} \right\} \frac{\partial p}{\partial x} \\
 &+ \frac{y(y-h)}{2\mu_0} \left\{ \frac{2(U_2 - U_1)(W_2 - W_1) \frac{\partial \mu^*}{\mu_0 \partial I}}{\left(1 + \frac{\partial \ln \mu^*}{\partial \ln I^{0.5}}\right)} \right\} \frac{\partial p}{\partial z}
 \end{aligned}
 \tag{5.37}$$

$$\begin{aligned}
 w &= W_1 \left(1 - \frac{y}{h}\right) + \frac{y}{h} W_2 + \frac{y(y-h)}{2\mu_0} \left\{ \frac{2(U_2 - U_1)(W_2 - W_1) \frac{\partial \mu^*}{\mu_0 \partial I}}{\left(1 + \frac{\partial \ln \mu^*}{\partial \ln I^{0.5}}\right)} \right\} \frac{\partial p}{\partial x} \\
 &- \frac{y(y-h)}{2\mu_0} \left\{ 1 - \frac{2(W_2 - W_1)^2 \frac{\partial \mu^*}{\mu_0 \partial I}}{\left(1 + \frac{\partial \ln \mu^*}{\partial \ln I^{0.5}}\right)} \right\} \frac{\partial p}{\partial z}
 \end{aligned}
 \tag{5.38}$$

สำหรับการไหลในสองมิติ เราจะสามารถเขียนสมการความต่อเนื่อง (Continuity equation) ได้ดังนี้

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0
 \tag{5.39}$$

อินทิเกรตสมการที่ (5.39) เทียบกับ  $y$  ตลอดความหนาของฟิล์ม จาก 0 ถึง  $h$  จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \int_0^h u dy \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \int_0^h w dy \right) = - \int_0^v dv \quad (5.40)$$

เทอมทางด้านขวาของสมการ(5.40) เกิดจากแรงกดที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ขึ้น-ลง ในแนวตั้งฉากกับผิวของเพลลา เป็นผลทำให้ความหนาของฟิล์มน้ำมันเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา ซึ่งหาได้จาก

$$V = \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5.41)$$

แทนสมการ(5.41) ลงในสมการ (5.40)จะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} q_x + \frac{\partial}{\partial z} q_z = -V \quad (5.42)$$

เมื่อ  $q_x$  และ  $q_z$  คืออัตราการไหลของสารหล่อลื่นตามแนวแกน  $x$  และ  $z$  ซึ่งหาได้จาก

$$q_x = \int_0^h u dy \quad (5.43)$$

$$q_z = \int_0^h w dy \quad (5.44)$$

แทนค่า  $u$  จากสมการ(5.37) ลงในสมการ(5.43) จะได้

$$q_x = \frac{Uh}{2} - \frac{h^{n+2}}{12U^{n-1}} \frac{1}{mn} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.45)$$

ในทำนองเดียวกัน แทนค่า  $w$  จากสมการ(5.38) ลงในสมการ(5.44) จะได้

$$q_z = - \frac{h^{n+2}}{12mU^{n-1}} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (5.46)$$

แทนสมการ(5.45)และ(5.46)ลงในสมการ(5.42) จะได้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ - \frac{h^{n+2}}{12U^{n-1}} \frac{1}{mn} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ - \frac{h^{n+2}}{12mU^{n-1}} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = - \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{Uh}{2} \right) - v \quad (5.47)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอา  $nU^{n-1}$  คูณตลอดทั้งสองข้างจะได้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{h^{n+2}}{12m} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^{n+2}}{12m} \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \frac{U^n}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + nU^{n-1}V \quad (5.48)$$

โดยที่  $U$  คือ ความเร็วที่ผิวของเพลลา ส่วน  $m$  และ  $n$  คือ viscosity consistency และค่าดัชนีเลขยกกำลัง(power law index)ตามลำดับซึ่งหาได้จากเส้นโค้งการไหล(flow curve)ที่ได้จากการทดลอง

เมื่อ  $h$  คือ ความหนาของฟิล์มน้ำมัน ซึ่งสามารถหาได้จาก

$$h = C(1 + \epsilon \cos \theta) \quad (5.49)$$

สมการ(5.48)เรียกว่าสมการโมดิไฟด์เรย์โนลด์ ซึ่งใช้ในการคำนวณการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันของกาบรองเส้นเพลลาแบบความยาวจำกัด ( $0.25 < L/D < 4$ ) และสามารถเขียนอยู่ในรูปไร้มิติ (Dimensionless) ได้ โดยกำหนดกลุ่มตัวแปรไร้มิตินี้

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \frac{x}{R} \\ z &= \frac{z}{L} \\ \dot{p} &= \frac{C^2}{6U\mu Rn} p \\ \dot{h} &= \frac{h}{C} \end{aligned} \right\} \quad (5.50)$$

เมื่อ  $\dot{p}$  = ความดันฟิล์มน้ำมันในรูปไร้มิติ

$L$  = ความยาวของกาบรองเส้น

$C$  = ระยะเคลือบเกลนซ์

$R$  = รัศมีของเพลลา

$\mu$  = ความหนืดของฟิล์มน้ำมัน

ภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงที่(isothermal condition) สมการความหนืดหาได้จาก

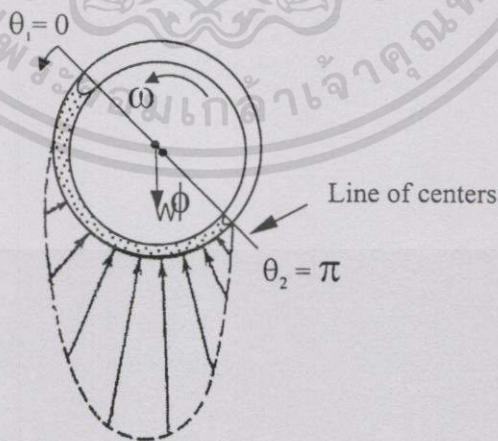
$$\mu = m \left( \frac{U}{C} \right)^{n-1} \quad (5.51)$$

และภายใต้สภาวะคงตัว หรือที่สภาวะความหนาของฟิล์มน้ำมันมีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับเวลา เราสามารถตัดเทอม  $V$  ในสมการที่(5.48)ออก และเมื่อทำการแทนกลุ่มตัวแปรในสมการที่ (5.50) ลงไป เราจะได้ สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ในรูปไร้มิติ ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^{n+2} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{n}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( h^{n+2} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (5.52)$$

## 5.2 ภาวะการหล่อลื่นของกาบรองดินและมูมแอตติจูด

หลังจากคำนวณหาค่าการกระจายความดันฟิล์มน้ำมันแล้ว เราสามารถคำนวณหาแรงที่เกิดจากความดันของฟิล์มน้ำมันที่กระทำกับกาบรองดิน ซึ่งก็คือภาวะที่กาบรองดินรองรับอันเนื่องจากแรงดันของฟิล์มน้ำมันนั่นเอง โดยแรงที่เกิดขึ้นจะประกอบด้วยแรงในแนวขนานและในแนวตั้งฉากกับเส้น Line of centers (ดังแสดงในรูปที่ 5.4) ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยการอินทิเกรตความดันเทียบกับพื้นที่รอบเพลาได้ดังนี้



รูปที่ 5.4 แสดงแรงที่กระทำบนกาบรองดิน

$$W_r = - \int_b^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} pR \cos \theta d\theta dz \quad (5.53)$$

$$W_t = \int_b^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} pR \sin \theta d\theta dz$$

จากสมการที่(5.53)เราสามารถเขียนอยู่ในรูปปริมาตรได้ดังนี้

$$\dot{W}_r = - \int_b^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} \dot{p} \cos \theta d\theta dz \quad (5.54)$$

$$\dot{W}_t = \int_b^L \int_{\theta_1}^{\theta_2} \dot{p} \sin \theta d\theta dz$$

ดังนั้นขนาดของภาระที่กาบรองได้รับเนื่องจากแรงดันของฟิล์มน้ำมันสามารถคำนวณได้จาก

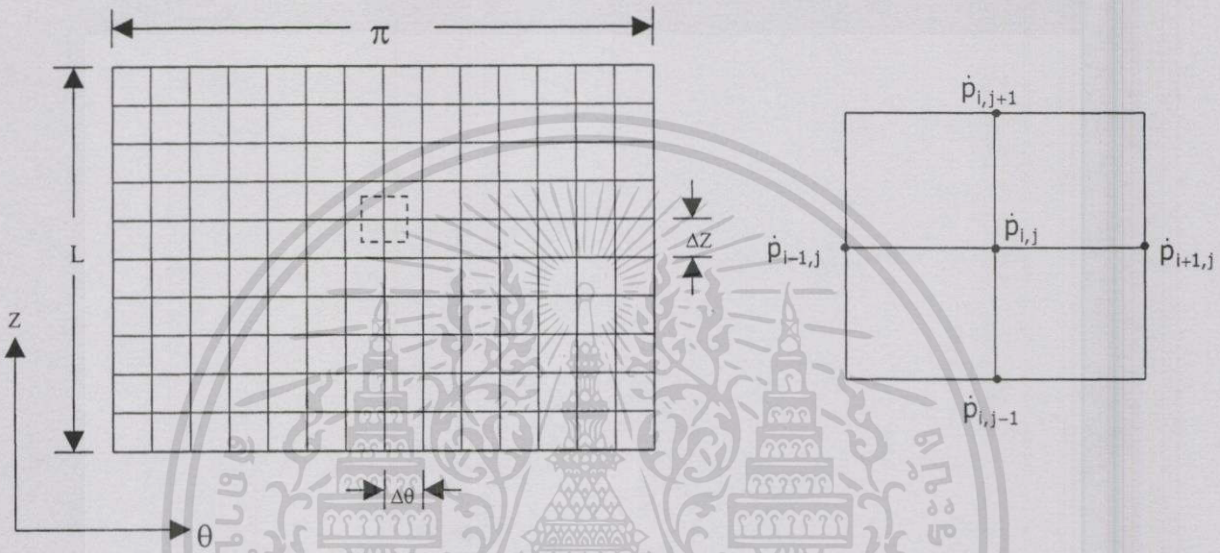
$$\dot{W} = \sqrt{(\dot{W}_t)^2 + (\dot{W}_r)^2} \quad (5.55)$$

และมุมเอตติจูดของกาบรองเส้นเพลากลมสามารถคำนวณได้จาก

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\dot{W}_t}{\dot{W}_r} \right) \quad (5.56)$$

### 5.3 การประยุกต์วิธีเชิงตัวเลข

ในสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์เราสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการเชิงตัวเลขได้ โดยในวิทยานิพนธ์นี้พิจารณาเลือกใช้วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์ สำหรับแก้สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ เพื่อคำนวณหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมัน



รูปที่ 5.5 แสดงการแบ่งกริดบนพื้นผิวของกานรอลัน

เมื่อทำการคลี่พื้นผิวของกานรอลันออกโดยพิจารณาในช่วง  $(0 < \theta < \pi)$  แล้วทำการแบ่งออกเป็นสี่เหลี่ยมเล็กๆ ดังแสดงในรูปที่ 5.5 โดยมีขนาดของกริดตามแนวแกน  $\theta$  และตามแนวแกน  $Z$  เท่ากับ  $\Delta\theta$  และ  $\Delta z$  ตามลำดับ ดังแสดงในรูปที่ 5.5

ดิฟเฟอเรนเชียลสมการ(5.52) จะได้

$$(n+2)h^{n+1} \frac{\partial h}{\partial \theta} \left( \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + h^{n+2} \frac{\partial^2 p}{\partial \theta^2} + \frac{n}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 h^{n+2} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (5.57)$$

จาก วิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์(finite difference scheme) โดยใช้ central difference approximation ดังนั้นในรูปที่ 5.5 เราสามารถเขียนรูปแบบของความดันที่จุดต่อได้ดังนี้

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = \frac{p_{i+1,j} - p_{i-1,j}}{2(\Delta\theta)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่  $\frac{\partial p}{\partial \theta}$  วนไว้: 2( $\Delta\theta$ ) การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\partial^2 \dot{p}}{\partial \theta^2} = \frac{\dot{p}_{i+1,j} - 2\dot{p}_{i,j} + \dot{p}_{i-1,j}}{(\Delta\theta)^2}$$

$$\frac{\partial^2 \dot{p}}{\partial z^2} = \frac{\dot{p}_{i,j+1} - 2\dot{p}_{i,j} + \dot{p}_{i,j-1}}{(\Delta z)^2} \quad (5.58)$$

$$\dot{h} = 1 + \varepsilon(\cos \theta)$$

$$\frac{\partial \dot{h}}{\partial \theta} = -\varepsilon(\sin \theta)$$

เมื่อ  $i$  และ  $j$  แทนจุดกริด(grid point)บนผิวการรองรับในทิศทางตามแนวแกน  $\theta$  และ แกน  $Z$  ตามลำดับ

แทนสมการที่(5.58) ลงในสมการ(5.57)แล้วทำการจัดเทอมใหม่ และย้ายข้าง เราจะได้สมการการกระจายความดันในรูปไฟไนต์ดิฟเฟอเรนซ์(finite difference form) ที่จุด  $(i, j)$  ใดๆ ได้ ดังนี้

$$\dot{p}_{i,j} = \frac{\frac{(n+2)}{h} \frac{\partial \dot{h}}{\partial \theta} \left[ \frac{\dot{p}_{i+1,j} - \dot{p}_{i-1,j}}{2(\Delta\theta)} \right] + \left[ \frac{\dot{p}_{i+1,j} + \dot{p}_{i-1,j}}{(\Delta\theta)^2} \right] + \frac{n(D)^2}{4(L)} \left[ \frac{\dot{p}_{i,j+1} + \dot{p}_{i,j-1}}{(\Delta z)^2} \right] - \frac{1}{h^{n+2}} \frac{\partial \dot{h}}{\partial \theta}}{\left[ \frac{2}{(\Delta\theta)^2} + \frac{n(D)^2}{2(L)} \frac{1}{(\Delta z)^2} \right]} \quad (5.58)$$

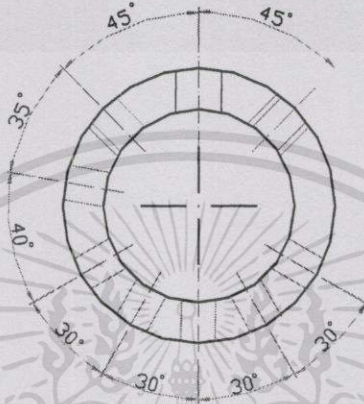
จากการศึกษาของซอมเมอร์เฟลด์(Sommerfeld) พบว่าความดันของฟิล์มน้ำมันที่เกิดภายในฟิล์มน้ำมันซึ่งอยู่ระหว่างเพลากับการรองรับ สามารถแบ่งออกเป็นสองโซน โดยโซนแรกเป็นโซนที่ความดันมีค่าเป็นบวก หรือที่เรียกว่า Full film zone ซึ่งโดยปกติจะเกิดอยู่ในช่วง  $(0 < \theta < \pi)$  ส่วนโซนที่สองเป็นโซนที่ความดันมีค่าเป็นลบหรือที่เรียกว่า Cavitation zone จะเกิดอยู่ในช่วง  $(\pi < \theta < 2\pi)$  โดยปกติในการคำนวณหาการกระจายความดันฟิล์มน้ำมันนั้น ส่วนใหญ่มักพิจารณาในโซนที่ความดันมีค่าเป็นบวก ซึ่งอยู่ในช่วง  $(0 < \theta < \pi)$  หรือที่เรียกว่าฮาล์ฟ-ซอมเมอร์เฟลด์(half-Sommerfeld condition) [13] ดังนั้นในการคำนวณเพื่อหาการกระจายความดันฟิล์มน้ำมันเราสามารถหาได้จากการแก้สมการที่(5.58)โดยใช้เงื่อนไขขอบความดันของ ฮาล์ฟ-ซอมเมอร์เฟลด์ ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \dot{p}(\theta, 0) &= 0 & \dot{p}(\theta, 1) &= 0 \\ \dot{p}(0, z) &= 0 & \dot{p}(\pi, z) &= 0 \end{aligned} \quad (5.59)$$

## บทที่ 6

# เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้การทดลอง

### 1. กาบรองลื่น(Bearing)



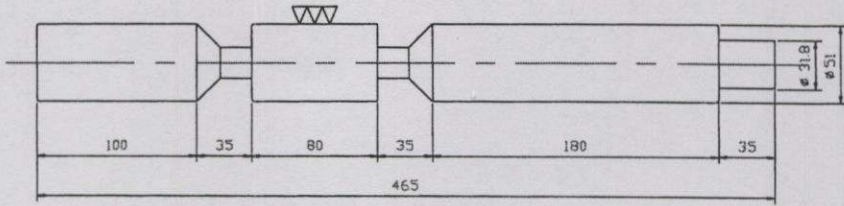
รูปที่ 6.1 แสดงตำแหน่งของการติดตั้ง Pressure transducer บนกาบรองลื่น

กาบรองลื่นที่ใช้ในการทดลองนี้มี 2 ขนาด โดยแต่ละขนาดได้ทำการเจาะรูและทำเกลียว สำหรับใช้ในการติดตั้ง Pressure transducer จำนวน 6 ตัว และ Gap sensor จำนวน 2 ตัว กาบรองลื่นที่ใช้ในแต่ละขนาดทำมาจากเพลาทองเหลืองซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

- 1) กาบรองลื่นแบบเต็มวง ที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 51.16 มิลลิเมตร ขนาดความยาว 25 มิลลิเมตร
- 2) กาบรองลื่นแบบเต็มวง ที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 51.2 มิลลิเมตร ขนาดความยาว 25 มิลลิเมตร

### 6.2 เพลากลม(Journal)

เจอร์นัล หรือ เพลากลมที่ใช้เป็นในการทดลองนี้ ทำมาจากเหล็กเพลากลมแล้วเอามาถึง จากนั้นจึงทำการเจียรนัยผิวในช่วงที่จะใช้งานให้มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับ 51 มิลลิเมตร และมีความยาวที่ใช้งาน 80 มิลลิเมตร

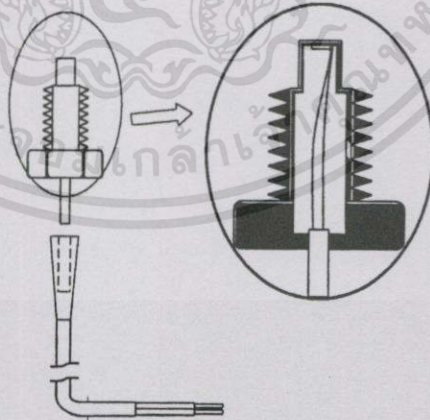


รูปที่ 6.2 แสดงลักษณะของเพลากลม

### 6.3 เครื่องมือวัดความดัน

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองสำหรับวัดความดันจะประกอบด้วย

6.3.1 Pressure Transducer เป็นอุปกรณ์ที่สร้างขึ้นจาก Strain gage โดยนำเอา Strain gage ติดไว้บนแผ่นสแตนเลสบางๆ แล้วจึงนำเอาแผ่นสแตนเลสไปติดไว้ที่ปลายท่อที่ทำจากท่อสแตนเลส โดยให้ ตัว Strain gage อยู่ด้านในของท่อเพื่อไม่ให้ตัว Strain gage รับโหลด หรือ ความดันโดยตรง ซึ่งในการนำไป Pressure Transducer ใช้งานนั้น เมื่อเราทำการใส่โหลดหรือ ความดันให้กับแผ่นสแตนเลสที่ติด Strain gage แล้วจะทำให้ เส้นโลหะเล็กๆภายในตัว Strain gage เกิดการยืดตัวออก ซึ่งจะส่งผลทำให้ค่าความต้านทานของ Strain gage เกิดการเปลี่ยนแปลงตามไปด้วยดังนั้นเราจึงสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างโหลด หรือ ความดันที่กระทำต่อ Strain gage กับค่าสเตรน(Strain value) ได้



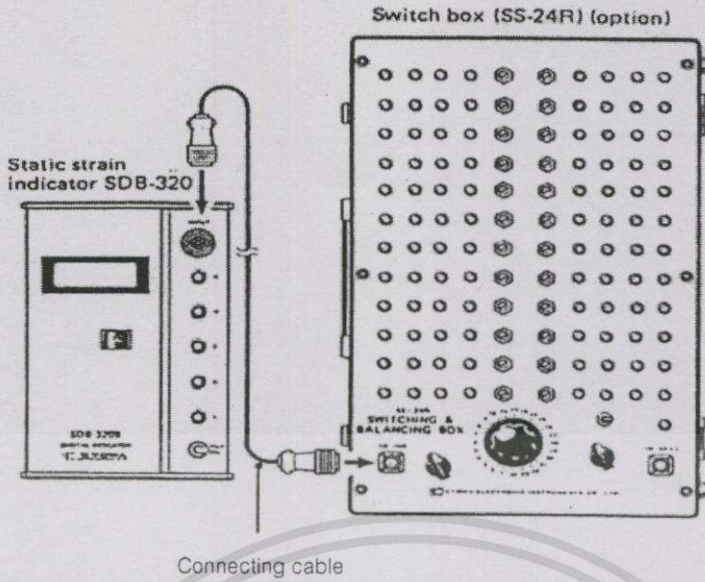
รูปที่ 6.3 แสดงอุปกรณ์วัดความดัน (Pressure transducer)

6.3.2 Switching & Balancing Box อุปกรณ์ดังกล่าวนี้มีช่องสัญญาณหรือที่เรียกว่า channel สำหรับต่อเข้ากับ Strain gage ถึง 24 channel โดยในแต่ละ channel จะมีวงจรบริดจ์ซึ่งสามารถปรับ

ให้สมดุล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

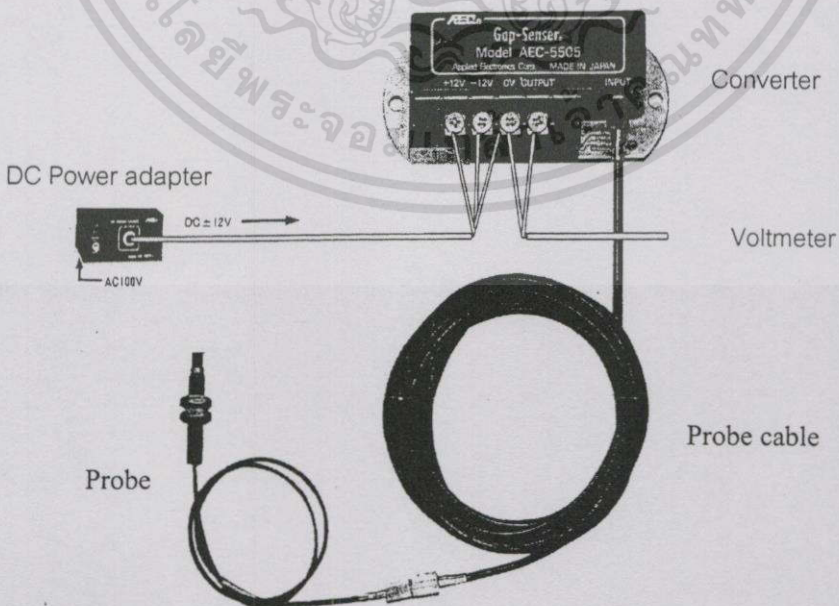


รูปที่ 6.4 แสดงเครื่องมือวัดค่าstrain

6.3.3 Digital Strain Indicator เป็นอุปกรณ์ที่ใช้อ่านค่าสเตรน(Strain value)

6.4 อุปกรณ์วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน(Gap sensor)

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน หรือระยะห่างระหว่างเพลากลมกับกาวรองคลื่น ในการทดลองนี้ได้แก่ Gap sensor ยี่ห้อ AEC รุ่น AEC 5505 สามารถใช้วัดในช่วง 0-0.2 มิลลิเมตร ใช้กับแหล่งจ่ายไฟขนาด 12 โวลต์(DC) 40 มิลลิแอมป์(mA) มีลักษณะ และส่วนประกอบดังแสดง ในรูปที่ 6.5



รูปที่ 6.5 อุปกรณ์วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน(Gap sensor)  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.5 น้ำมันพืชทดสอบ

น้ำมันทดสอบที่นำมาศึกษาในวิทยานิพนธ์นี้ เป็นน้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการทำให้บริสุทธิ์ (Refining process) แล้ว แต่ยังไม่ได้ผ่านกระบวนการเติมสาร Antioxidant น้ำมันพืชที่จะนำมาทดสอบนี้ ได้แก่ น้ำมันถั่วเหลือง น้ำมันปาล์ม และน้ำมันมะพร้าว โดยในน้ำมันพืชแต่ละชนิด จะทำการเติมสารเพิ่มคุณภาพ (Additive) สองประเภท ประเภทแรกได้ เช่น โพลีไอโซบิวทีลีน (Polyisotulene, PIB) และ โอลีฟิน โคลโพลีเมอร์ (Olefin Copolymer, OCP) ซึ่งแต่ละชนิดจะถูกผสมลงในน้ำมันในปริมาณ 4 เปอร์เซ็นต์โดยน้ำหนัก พร้อมทั้งผสมน้ำมันซิลิโคน ในปริมาณ 2 ppm โดยน้ำมันพืชที่ใช้ในการทดลองนี้มีทั้งหมด 6 ประเภทดังนี้

- น้ำมันปาล์ม+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันปาล์ม+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันถั่วเหลือง+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันถั่วเหลือง+OCP 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันมะพร้าว+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันมะพร้าว+OCP 4% + silicone oil 2 ppm.

## บทที่ 7

### วิธีการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ได้แบ่งขั้นตอนการดำเนินการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน ได้แก่ ขั้นตอนการทดลองทางรีโอโลยี ขั้นตอนการสอบเทียบเครื่องมือที่ใช้ในการวัด และขั้นตอนการทดลองหาพฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชในกาบรองลื่นเพลากลม

#### 7.1 ขั้นตอนการทดลองทางรีโอโลยี(Rheology lab test)

การทดลองทางรีโอโลยีเพื่อหาเส้นกราฟแสดงการไหล(Flow curve)หรือเป็นการหาความสัมพันธ์ของค่าความเค้นเฉือน(shear stress) และค่าอัตราเฉือน(shear rate) ของน้ำมันทดสอบ โดยน้ำมันพืชที่ใช้ในการทดลองนี้มี 6 ประเภทดังนี้

- น้ำมันปาล์ม+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันปาล์ม+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันถั่วเหลือง+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันถั่วเหลือง+OCP 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันมะพร้าว+PIB 4% + silicone oil 2 ppm.
- น้ำมันมะพร้าว+OCP 4% + silicone oil 2 ppm.

การทดลองทางรีโอโลยีได้ทำการทดลองที่ห้อง Lubrication Laboratory ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบยี่ห้อ PHYSICA รุ่น RHEOLAB MC120 ซึ่งถูกออกแบบและสร้างขึ้นตามมาตรฐานของ DIN 53019 ซึ่งรายละเอียดของอุปกรณ์ดังแสดงในรูปที่ 7.1 ประกอบด้วย

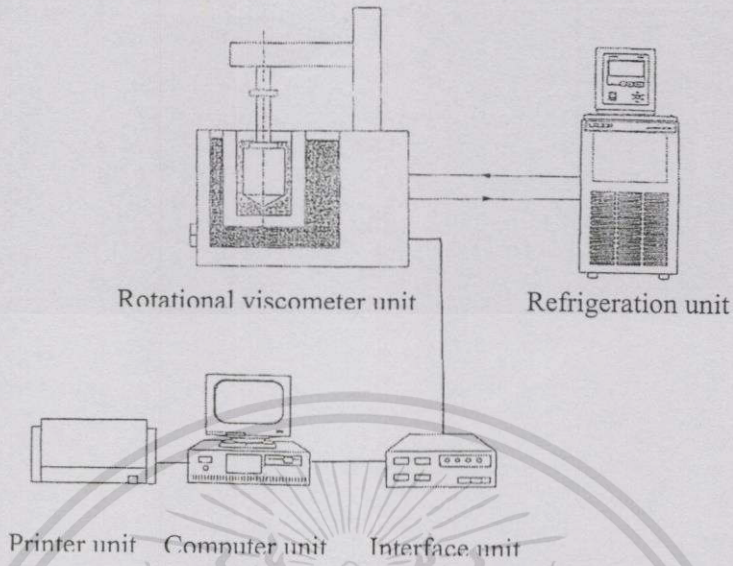
7.1.1 Rotational viscometer unit

7.1.2 Refrigeration unit

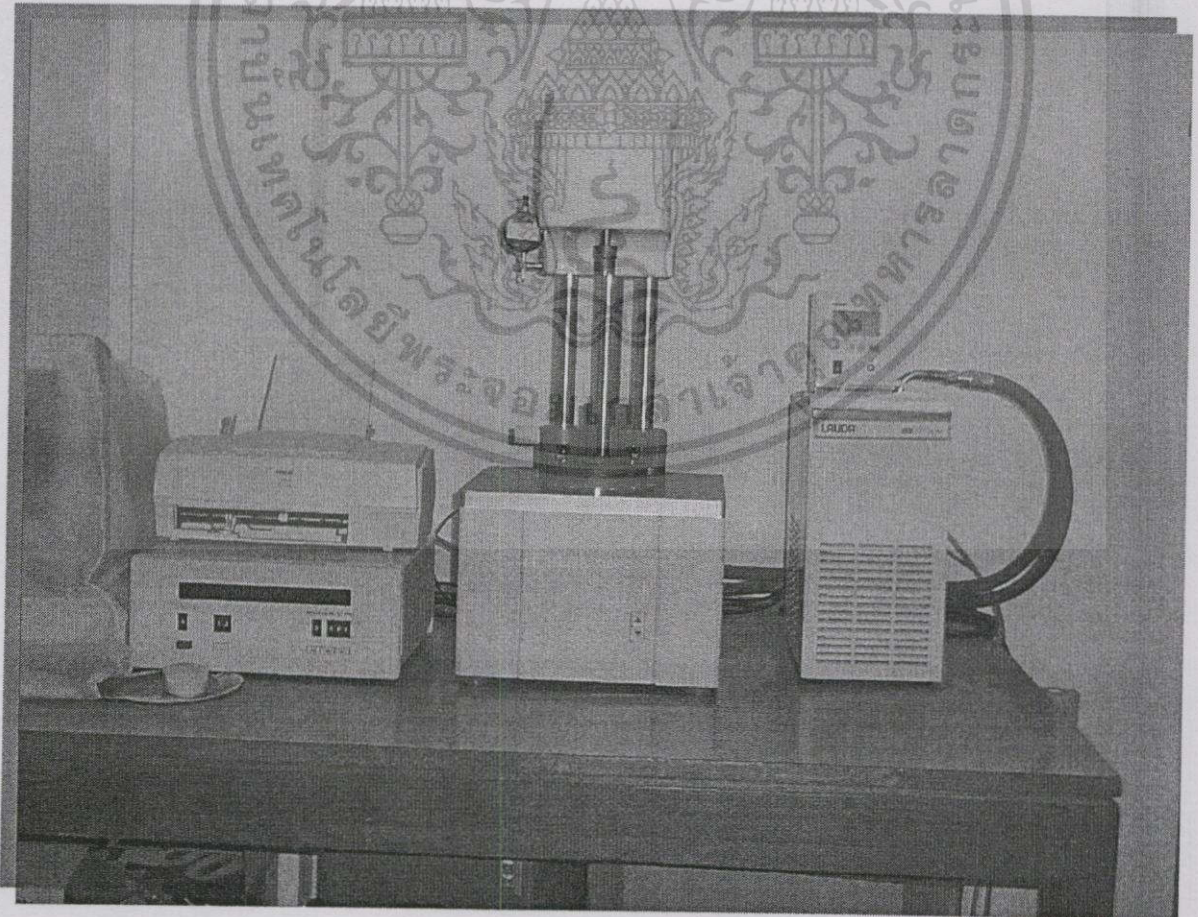
7.1.3 Interface unit

7.1.4 Computer unit

7.1.5 Printer unit



รูปที่ 7.1 แสดงผังโคะแกรมของอุปกรณ์ Rheology lab test



รูปที่ 7.2 แสดงภาพของอุปกรณ์ Rheology lab test การศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 7.2 ขั้นตอนการสอบเทียบเครื่องมือที่ใช้ในการวัด

### 7.2.1 การสอบเทียบอุปกรณ์วัดความดัน

อุปกรณ์สำหรับวัดความดันของฟิล์มน้ำมันที่ใช้ในการทดลองในวิทยานิพนธ์นี้คือ Pressure transducer ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่สร้างขึ้นมาจาก strain gage ในการสอบเทียบค่าของอุปกรณ์ Pressure transducer เพื่อหาความสัมพันธ์ระหว่างค่าสเตรน(strain value)กับค่าความดันนี้ ได้ทำการติดตั้งหัว prob ของ Pressure transducer เข้ากับเครื่อง Dead weight tester แล้วต่อปลายสายของ Pressure transducer เข้ากับ Strain indicator โดยผ่านเครื่อง Switching & Balancing Box ดังแสดงในรูปที่ 7.3 จากนั้นจึงทำการใส่ก้อนน้ำหนักที่มีขนาดเทียบเท่ากับความดัน  $0.5 \text{ kg/cm}^2$  ลงบน Dead weight tester แล้วจึงทำการบันทึกค่าที่อ่านได้จากเครื่อง Strain indicator แล้วนำค่าที่ได้ไปพล็อตกราฟระหว่างค่า สเตรน (strain value)กับค่าความดัน

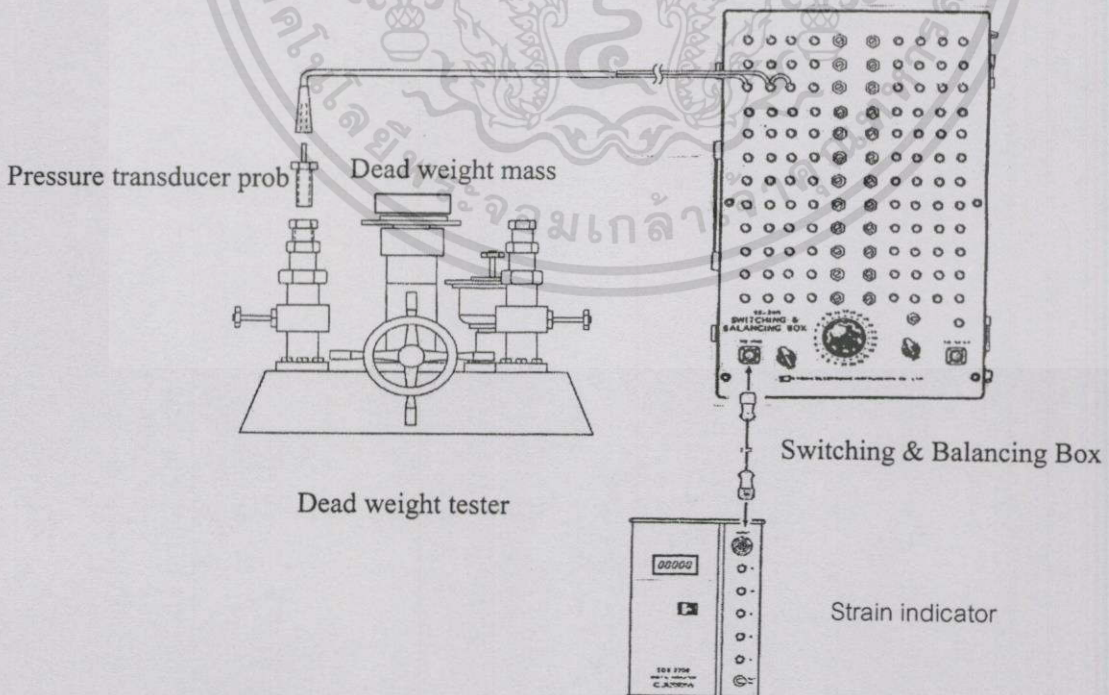
รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอบเทียบเครื่องมือวัดความดันได้แสดงในรูปที่ 7.3 ซึ่งจะประกอบด้วย

7.2.1.1 Dead weight tester

7.2.1.2 Dead weight mass

7.2.1.3 Strain indicator

7.2.1.4 Switching & Balancing Box

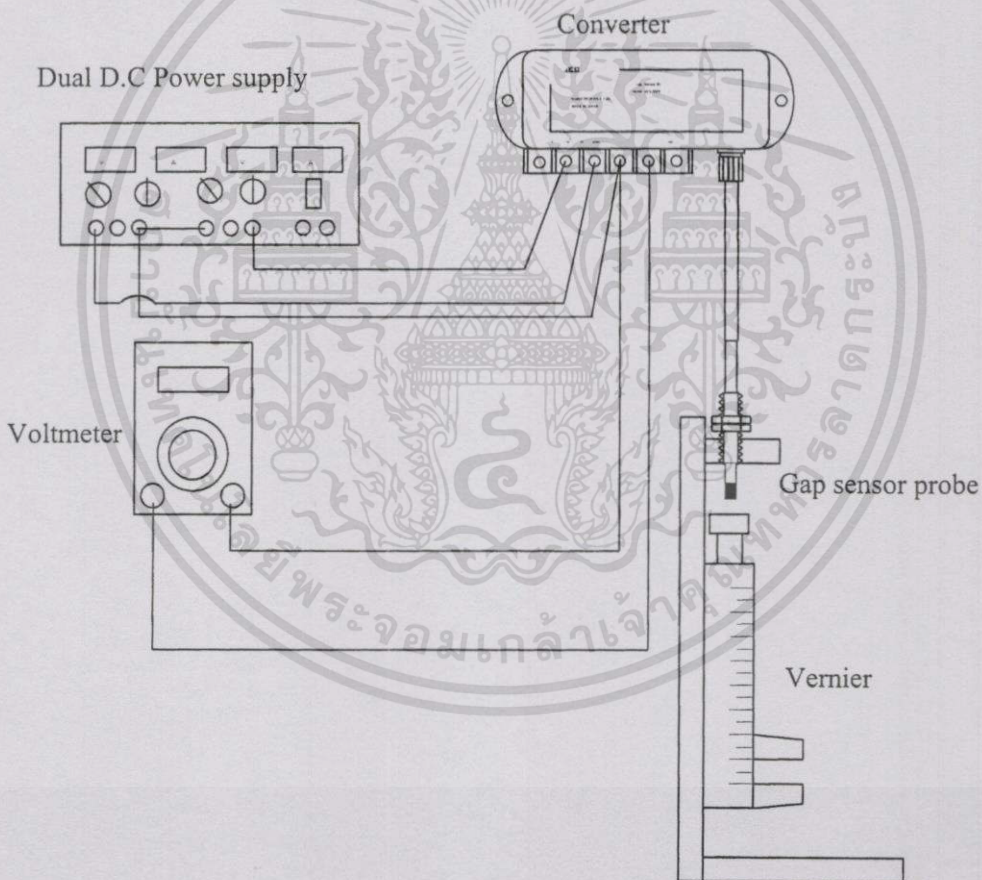


รูปที่ 7.3 แสดงแผนผังอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอบเทียบอุปกรณ์วัดความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 7.2.2 การสอบเทียบอุปกรณ์วัดความหนาของฟิล์มน้ำมัน(Gap sensor)

เครื่องมือสำหรับวัดความหนาของฟิล์มน้ำมันที่อยู่ระหว่างกาบรองลื่นกับเพลากลมที่ใช้ในการทดลองในวิชานีพนธ์นี้คือ Gab sensor ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่สามารถวัดระยะการขจัดโดยไม่ต้องมีการสัมผัสของหัวโพรบ(probe)กับพื้นผิววัตถุเป้าหมาย(target object) ในการสอบเทียบค่าของอุปกรณ์ Gab sensor นี้ จะทำการติดตั้งหัว probe เข้ากับตัวยึดเพื่อไม่ให้หัวโพรบเกิดการเคลื่อนที่ในระหว่างการสอบเทียบค่า ดังแสดงในรูปที่ 7.4 โดยให้หัวโพรบอยู่บนผิววัตถุเป้าหมาย จากนั้นจึงทำการเลื่อนวัตถุเป้าหมายให้ได้ให้เคลื่อนที่ไปแล้ว จึงทำการบันทึกค่าที่อ่านได้โดยการอ่านจากเครื่องโวลต์มิเตอร์(voltmeter) แล้วนำค่าที่ได้ไปพล็อตกราฟหาความสัมพันธ์ระหว่าง Voltage กับ ระยะขจัด(displacement)

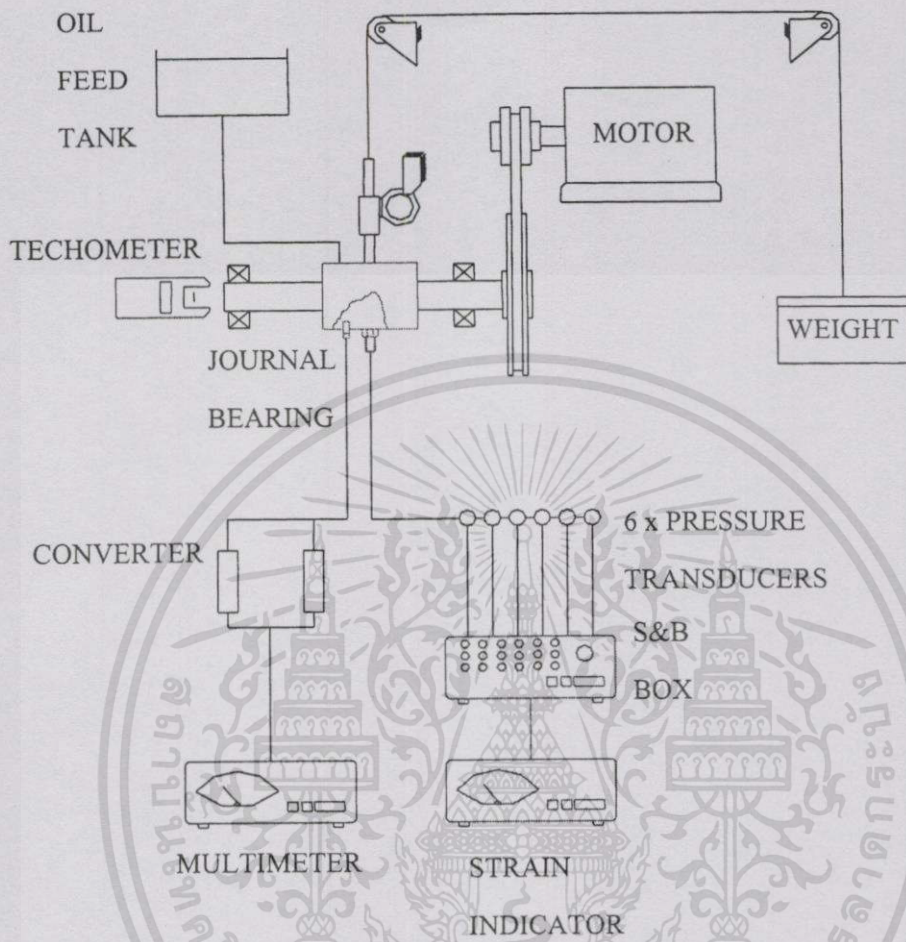


รูปที่ 7.4 แสดงการสอบเทียบค่าของอุปกรณ์วัดความหนาฟิล์มน้ำมัน(Gap sensor)

### 7.3 ขั้นตอนการทดสอบหาพฤติกรรมการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชในกาบรองลื่นเพลากลม

ในวิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการทดลองหาพฤติกรรมสถิตย์ของการหล่อลื่นด้วยน้ำมันพืชในกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวงภายใต้สภาวะคงตัว ในห้อง Lubrication Laboratory ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กาบรองลื่นเพลากลม(Journal bearing) ที่ใช้ในการทดลองมีค่าอัตราส่วนของ L/D เท่ากับ 0.49 มิลลิเมตร ในการทดลองได้ทดลองที่ค่าเคลียเลนซ์ 2 ค่า คือที่ค่า 0.1 และ 0.08 มิลลิเมตร แต่ละเคลียเลนซ์จะแบ่งการทดสอบที่ภายใต้ภาระ 3 ค่า คือที่ค่าภาระ 98.1, 196.2 และ 294.3 N โดยที่แต่ละภาระจะแบ่งการทดสอบที่ความเร็วรอบ 3 ค่า คือที่ค่าความเร็วรอบ 200 , 600 และ 1000 รอบต่อนาที ฉะนั้นสำหรับน้ำมันทดสอบ 1 ตัวอย่างจะมีสภาวะการทดสอบ 18 สภาวะ ตัวอย่างน้ำมันที่ใช้ทดสอบมีทั้งหมด 6 ตัวอย่าง ซึ่งในแต่ละตัวอย่างก็จะมียังมีองค์ประกอบและคุณสมบัติที่แตกต่างกันออกไป โดยในการทดสอบในแต่ละสภาวะได้กระทำที่สภาวะคงตัว(steady state) และได้ทดสอบในสภาพการทำงานภายใต้อุณหภูมิห้องอยู่ในช่วงประมาณ 25-27 องศาเซลเซียส ซึ่งมี วิธีการทดลองดังต่อไปนี้

1. ติดตั้งอุปกรณ์ตามที่แสดงในรูปที่ 7.5
2. เติมน้ำมันพืชทดสอบที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพแล้วลงในถังจ่ายน้ำมัน(oil feed tank)
3. ใต้น้ำหนักหรือภาระ โดยการแขวนก้อนน้ำหนักให้ได้น้ำหนักรวมเท่ากับ 98.1 , 196.2 และ 294.3 นิวตัน
4. เปิดวาล์วให้น้ำมันไหลจากถังจ่ายน้ำมัน ไปยังหัวจ่ายน้ำมัน
5. เปิดสวิตซ์ควบคุมการทำงานของมอเตอร์ แล้วปรับปุ่มควบคุมความเร็วของตัว Inverter ให้หมุนด้วยความเร็วรอบเท่ากับ 200 , 600 และ 1000 รอบต่อนาที โดยอ่านจาก Techometer
6. รอจนกระทั่งค่าระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว(steady state) แล้วจึงทำการจดบันทึกค่าต่างๆที่อ่านได้
7. นำผลที่ได้จากการทดลองไปพล็อตกราฟ



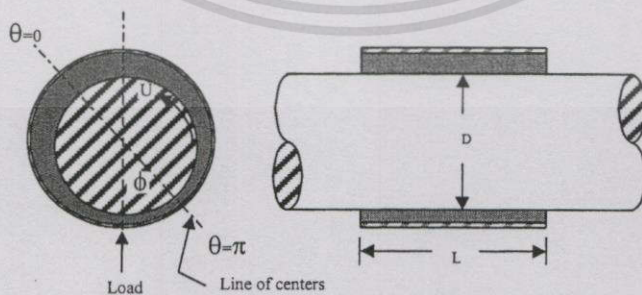
รูปที่ 7.5 แสดงไดอะแกรมของการติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

## บทที่ 8

### ผลการทดลอง

การศึกษาในครั้งนี้เป็นการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวง ที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันพืช โดยน้ำมันพืชที่ใช้ทดสอบเป็นน้ำมันพืชพื้นฐาน(based oil) ที่ได้จากโรงงานผู้ผลิตโดยตรง ซึ่งเป็นน้ำมันพืชที่ผ่านกระบวนการทำให้บริสุทธิ์(refined oil)แล้ว แต่ยังไม่ผ่านกระบวนการเติมสารต้านทานการเกิดออกซิเดชัน ชนิดของน้ำมันพืชพื้นฐานที่ใช้ได้แก่ น้ำมันปาล์ม น้ำมันถั่วเหลือง และน้ำมันมะพร้าว เป็นต้น สารเพิ่มคุณภาพที่ใช้เติมลงในน้ำมันพืชแต่ละชนิดได้แก่ โพลีไอโซบิวทีลีน(Polyisobutylene, PIB) และโอลีฟิน โคลโพลีเมอร์(Olefin copolymer, OCP) และเพื่อป้องกันไม่ให้น้ำมันพืชเกิดการรวมตัวกับออกซิเจนในอากาศจึงได้ทำการผสมน้ำมันซิติโคนลงในน้ำมันพืชด้วย รายละเอียดคุณสมบัติของน้ำมันทดสอบทั้ง 6 ตัวอย่างได้แสดงไว้ในภาคผนวก จ ซึ่งจะเห็นได้ว่าน้ำมันพืชที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพจะมีค่าดัชนีความหนืด (Viscosity index, VI) สูงกว่าน้ำมันพืชพื้นฐาน ในการทดลองหาพฤติกรรมการหล่อลื่นได้ใช้กาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวง ซึ่งมีรูปร่างดังแสดงในรูปที่ 8.1 ขณะที่เพลามุนด้วยความเร็วคงที่บนฟิล์มน้ำมันซึ่งถูกรองรับด้วยกาบรองลื่นจะมีความดันเกิดขึ้น ซึ่งลักษณะความดันที่เกิดขึ้นจะส่งผลต่อพฤติกรรมการหล่อลื่น ปัจจัยหรือตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องและส่งผลต่อลักษณะความดันฟิล์มน้ำมัน ซึ่งจะขึ้นอยู่กับตัวแปรต่างๆดังนี้

1. ความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของกาบรองลื่น
2. น้ำหนักหรือภาระที่กดบนกาบรองลื่น
3. ความเร็วของเพล

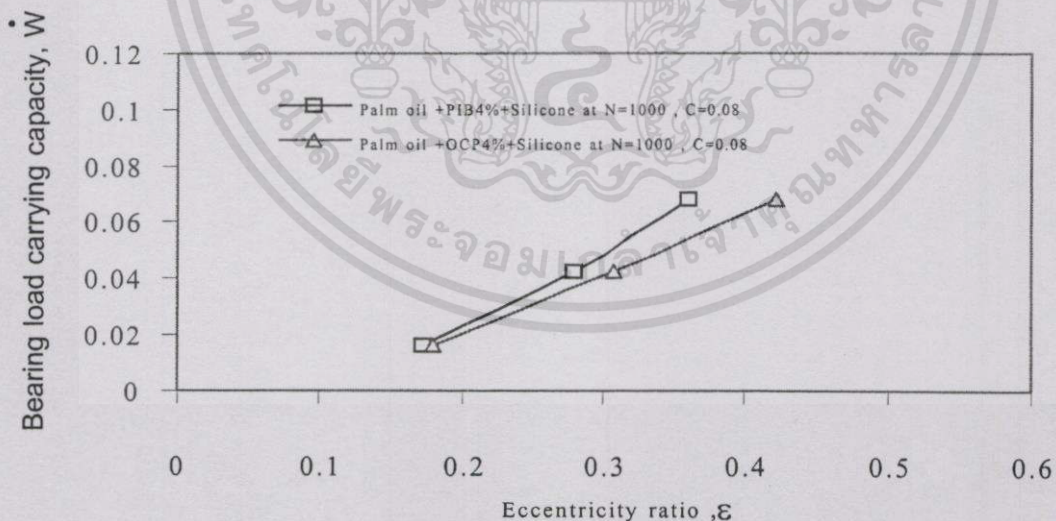


รูปที่ 8.1 แสดงรูปร่างของกาบรองลื่นเพลากลม

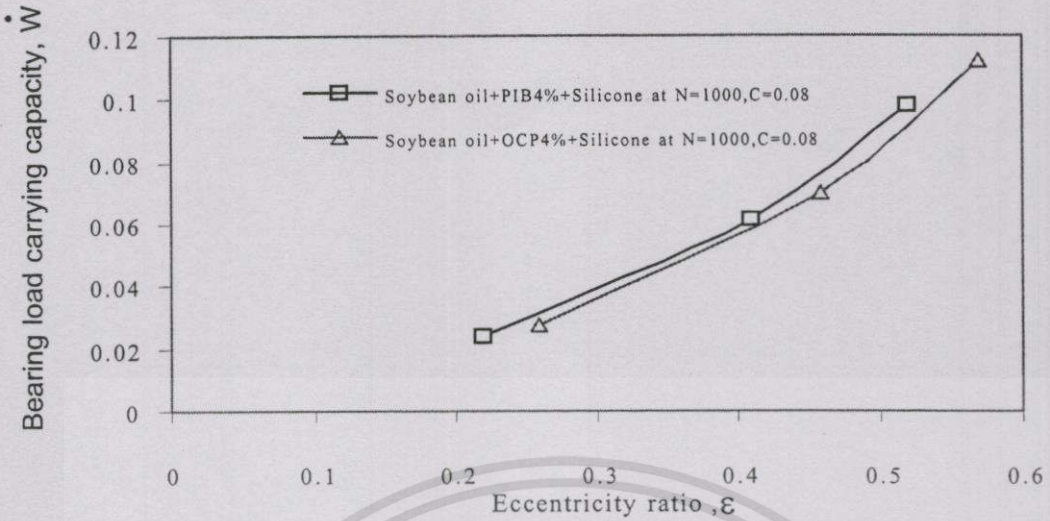
## 1. ความสามารถในการรับภาระการรองรับของกบรองลื่น (Bearing load carrying capacity)

ในการป้อนภาระให้กับกบรองลื่น หากป้อนมากเกินไปก็อาจทำให้เกิดการสัมผัสกันหรือเกิดการเสียดสีกับระหว่างผิวของเพลากับผิวของกบรองลื่น ซึ่งอาจก่อให้เกิดการสึกหรอเกิดขึ้นได้ คุณสมบัติของสารหล่อลื่น เช่น ความหนืดนับว่ามีความสำคัญอย่างมากต่อระบบการรองรับของกบรองลื่น เพื่อแสดงให้เห็นถึงความสามารถในการรับภาระการรองรับของกบรองลื่นที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันพืช ดังนั้นจึงได้ทำการทดลองกับกบรองลื่นเพลากลมที่มีระยะเคลียร์เลนซ์เท่ากับ 0.08 มิลลิเมตร ภายใต้อัตราเร็ว 1000 รอบต่อนาที โดยทำการวัดค่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและอุณหภูมิที่ออกทางด้านข้างของกบรองลื่น เพื่อหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของฟิล์มน้ำมัน แล้วนำค่าที่ได้ไปหาค่าความหนืดโดยการ Interpolation

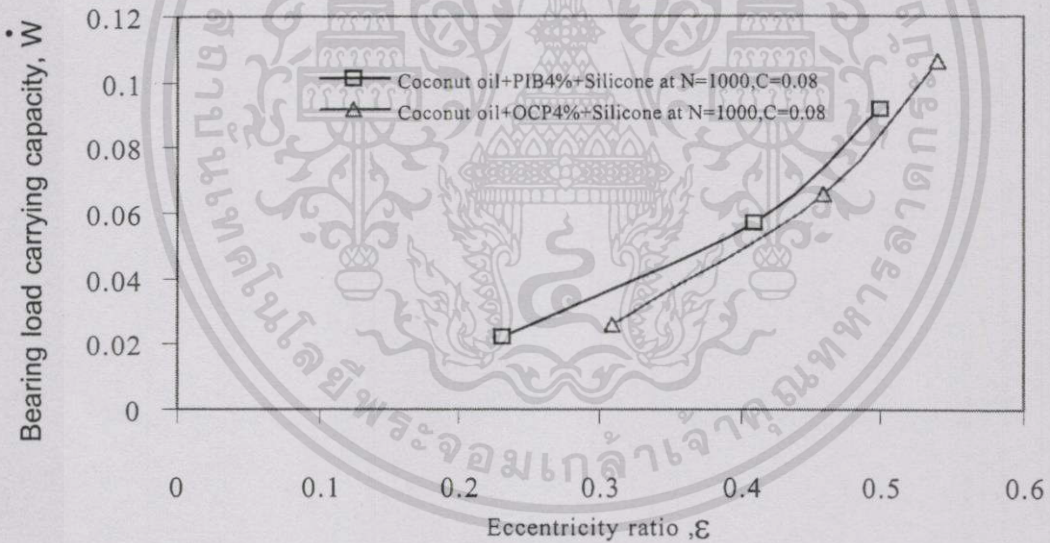
เมื่อทำการเปรียบเทียบความสามารถในการรับภาระการรองรับของกบรองลื่น ระหว่างน้ำมันพืชที่ผสมสาร PIB กับน้ำมันพืชที่ผสมสาร OCP ดังแสดงในรูปที่ 8.2 -8.4 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลา พบว่าความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของกบรองลื่นที่ใช้ น้ำมันปาล์มผสมสาร PIB มีค่าสูงกว่าน้ำมันปาล์มที่ผสมสาร OCP ทั้งนี้เป็นเพราะว่าน้ำมันพืชที่ผสมสาร PIB มีค่าความหนืดสูงกว่าน้ำมันปาล์มที่ผสมสาร OCP จึงทำให้น้ำมันพืชที่ผสมสาร PIB สามารถรับภาระการหล่อลื่นได้ดีกว่า



รูปที่ 8.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันปาล์มเป็นสารหล่อลื่น



รูปที่ 8.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันถั่วเหลืองเป็นสารหล่อลื่น

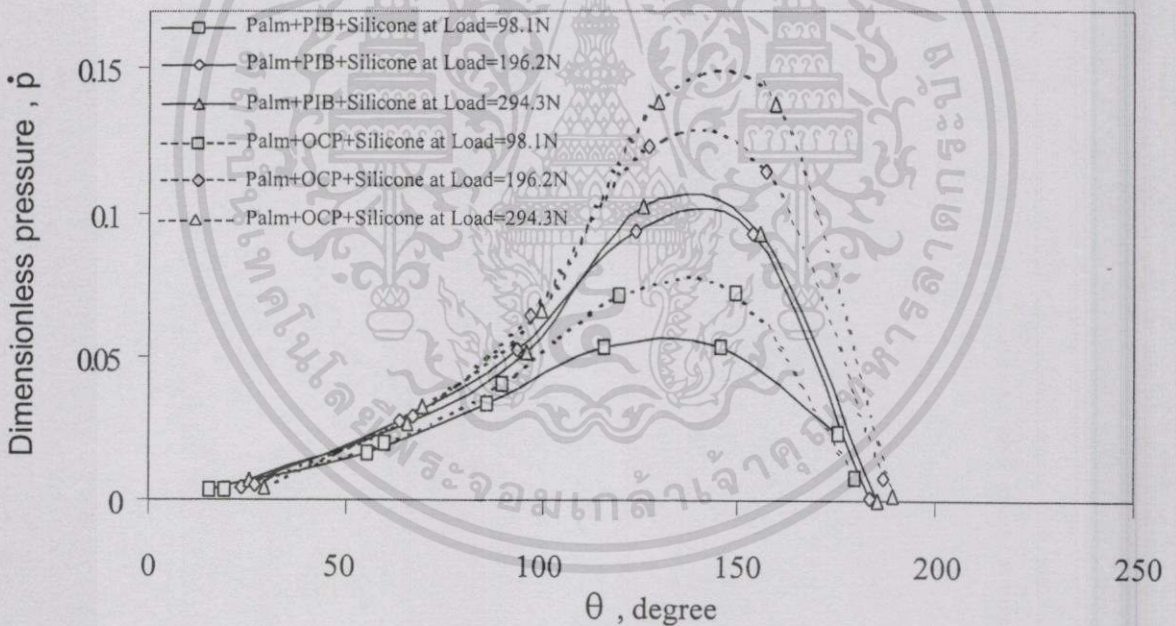


รูปที่ 8.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันมะพร้าวเป็นสารหล่อลื่น

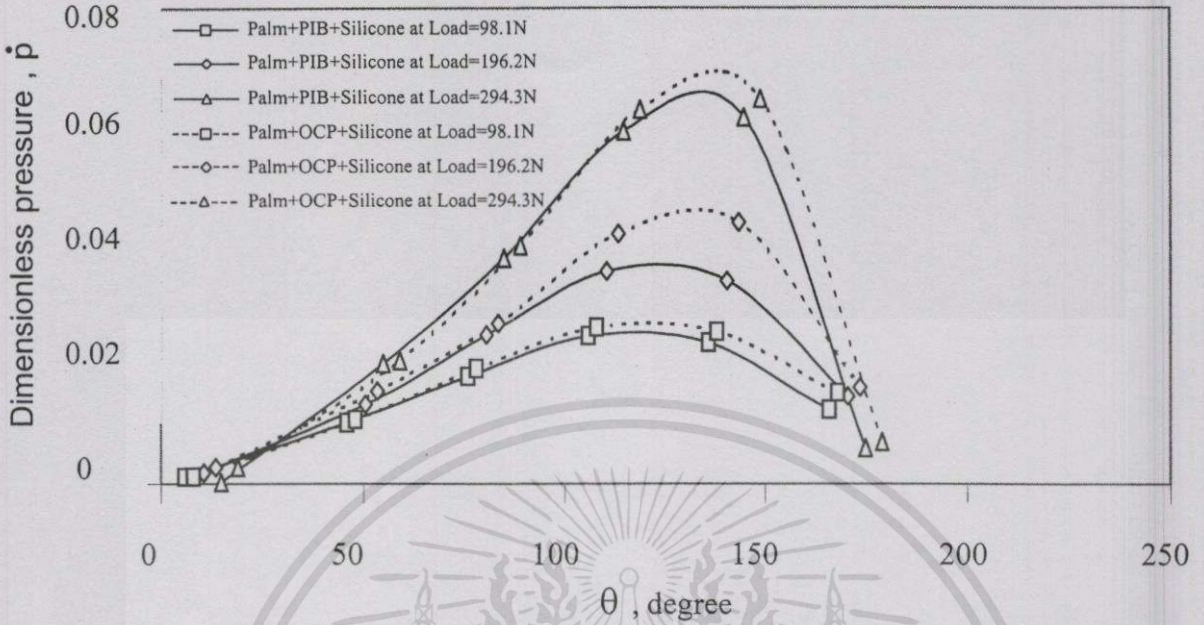
## 2. ผลของน้ำหนักหรือภาระที่กดบนกาบรองลื่น (Effect of bearing load)

เพื่อศึกษาผลกระทบของภาระที่กดบนกาบรองลื่นที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นของน้ำมันพืชในรูปของความดัน ภายใต้สภาวะแบบคงตัว (steady state) ซึ่งได้ทำการวัดค่าความดันของฟิล์มน้ำมัน เมื่อป้อนน้ำหนักหรือภาระกดบนกาบรองลื่น ซึ่งภาระที่ป้อนมีค่าเท่ากับ 98.1, 196.2 และ 294.3 นิวตัน ตามลำดับ

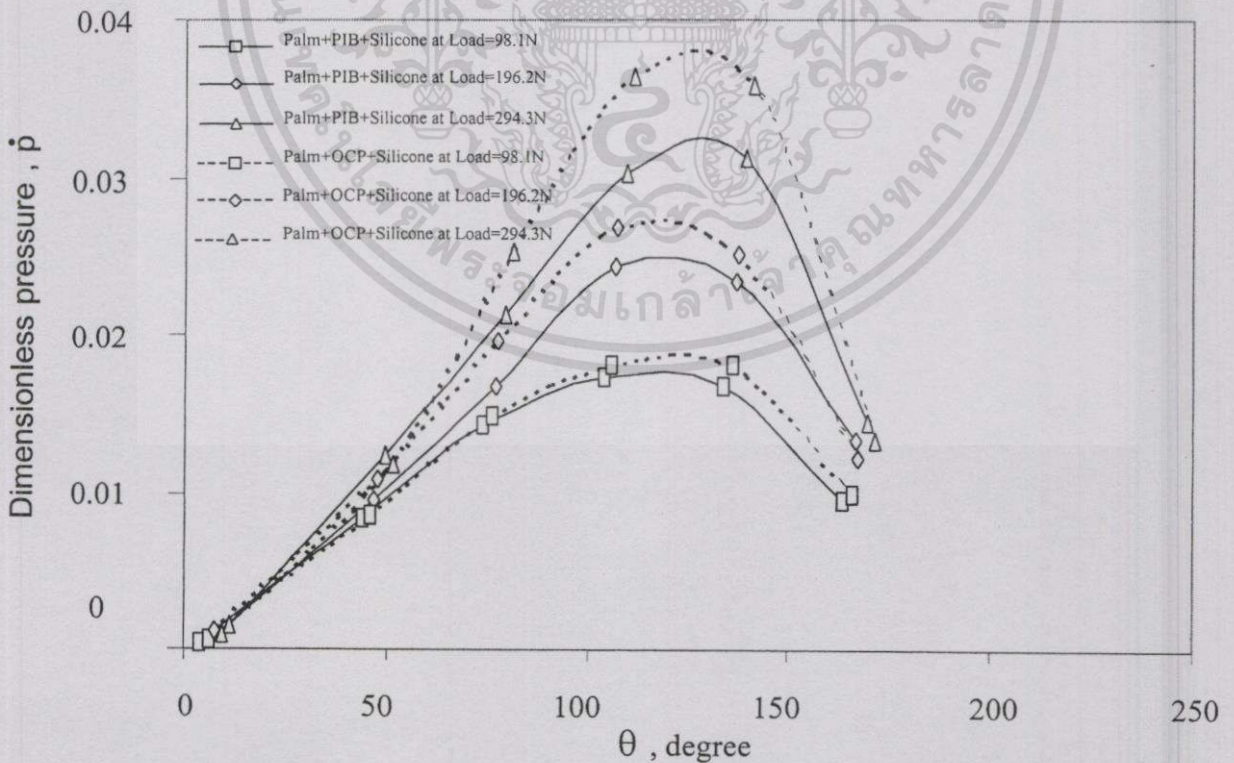
ในรูปที่ 8.5-8.10 แสดงผลของภาระที่มีต่อค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ (Dimensionless pressure,  $\bar{p}$ ) ระหว่างน้ำมันปาล์มที่ผสม PIB กับน้ำมันปาล์มที่ผสม OCP เมื่อภาระที่กดบนกาบรองลื่นเปลี่ยนไป จะเห็นว่าภาระที่กระทำมีผลต่อค่าการกระจายความดัน พบว่าที่ภาระ 294.3 นิวตัน ค่าการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มมีค่ามากกว่าที่ภาระ 98.1 นิวตัน และเมื่อเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันระหว่างน้ำมันปาล์มที่ผสม PIB กับน้ำมันปาล์มที่ผสม OCP พบว่า การกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ผสม PIB มีค่าน้อยกว่า น้ำมันปาล์มที่ผสม OCP



รูปที่ 8.5 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่  $N=200$  รอบต่อนาที และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



รูปที่ 8.6 แสดงผลของภาวะที่กดบนกบรองดินมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ N=600 รอบต่อนาที และ C=0.08 มิลลิเมตร

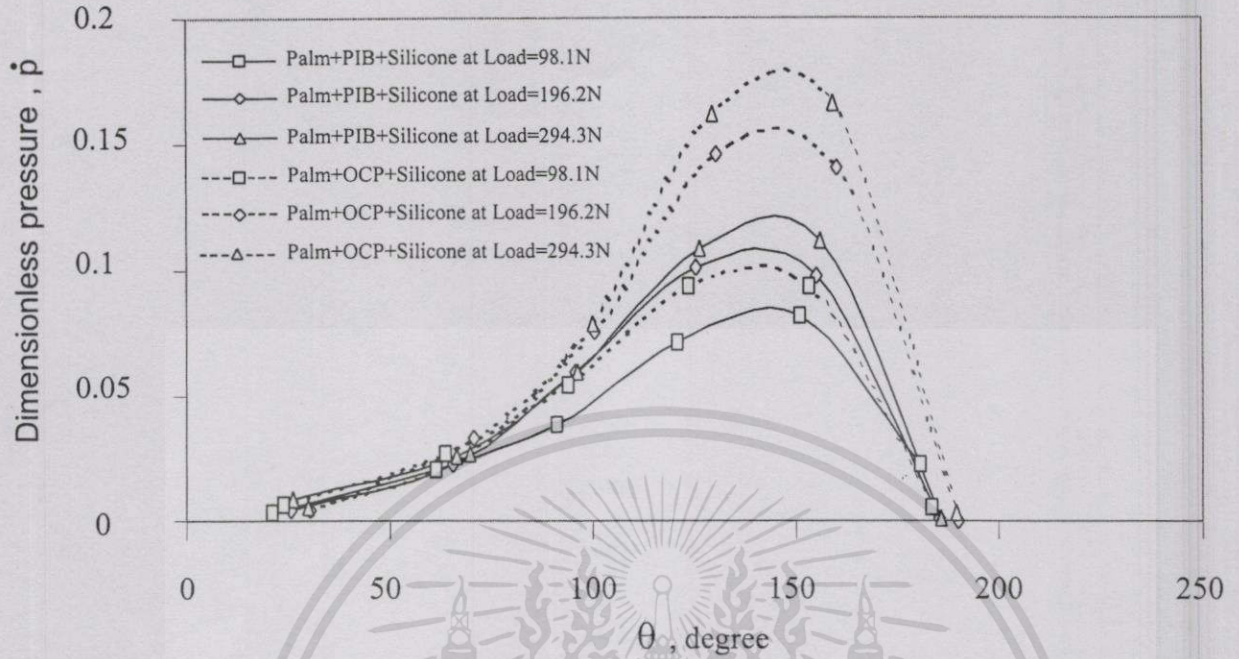


รูปที่ 8.7 แสดงผลของภาวะที่กดบนกบรองดินมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่

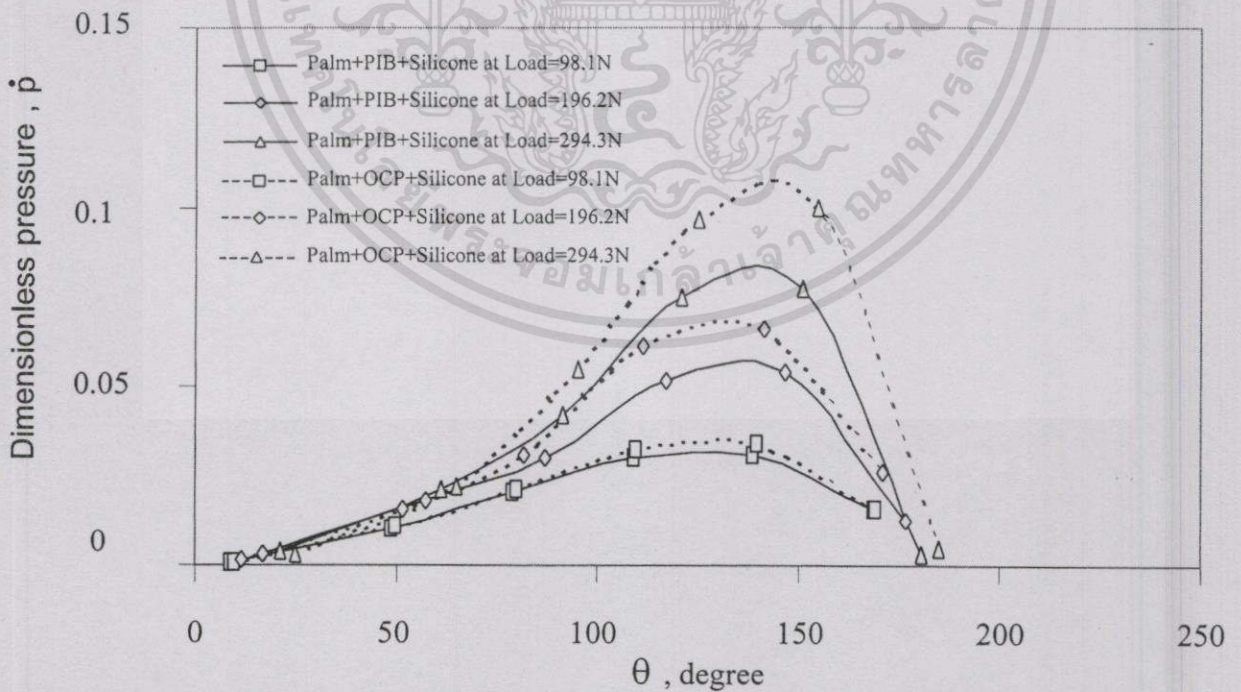
N=1000 รอบต่อนาที และ C=0.08 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

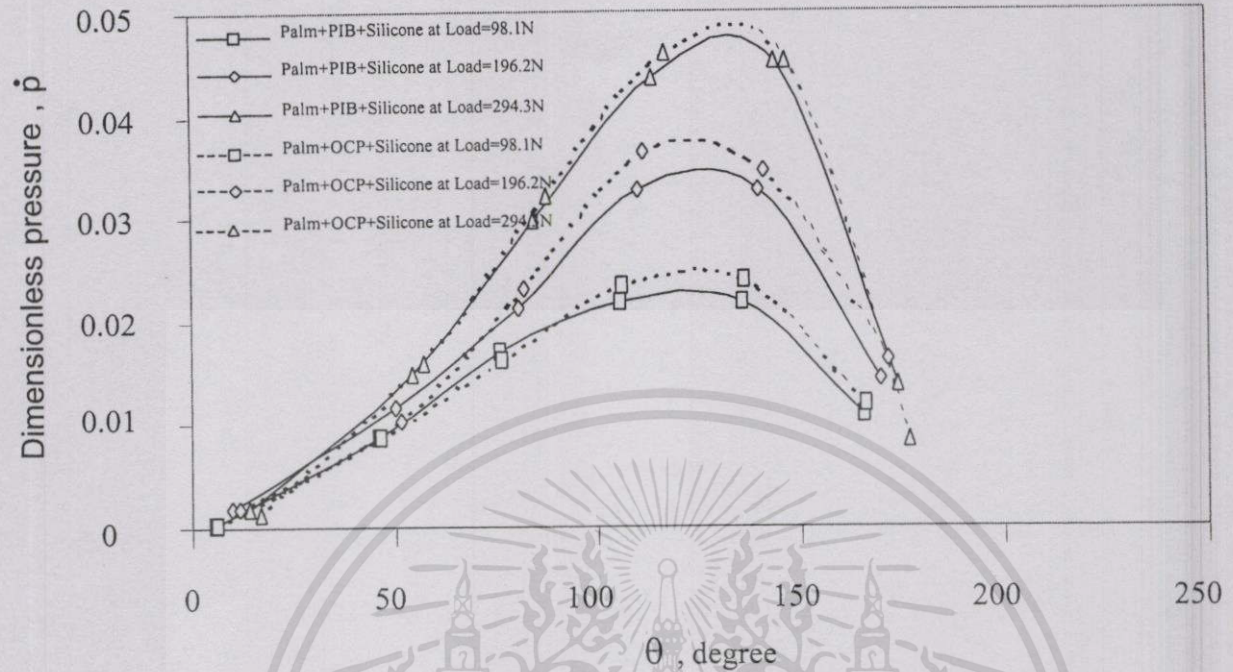


รูปที่ 8.8 แสดงผลของภาวะที่กดบนการรองรับที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่  $N=200$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร



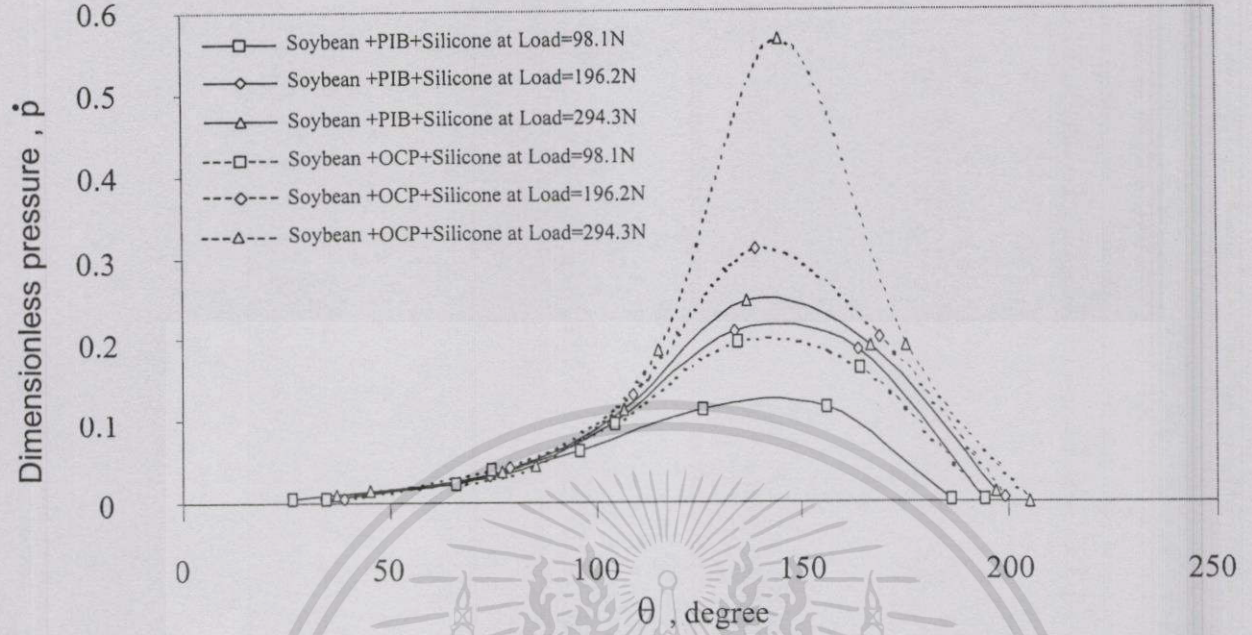
รูปที่ 8.9 แสดงผลของภาวะที่กดบนการรองรับที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่  $N=600$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

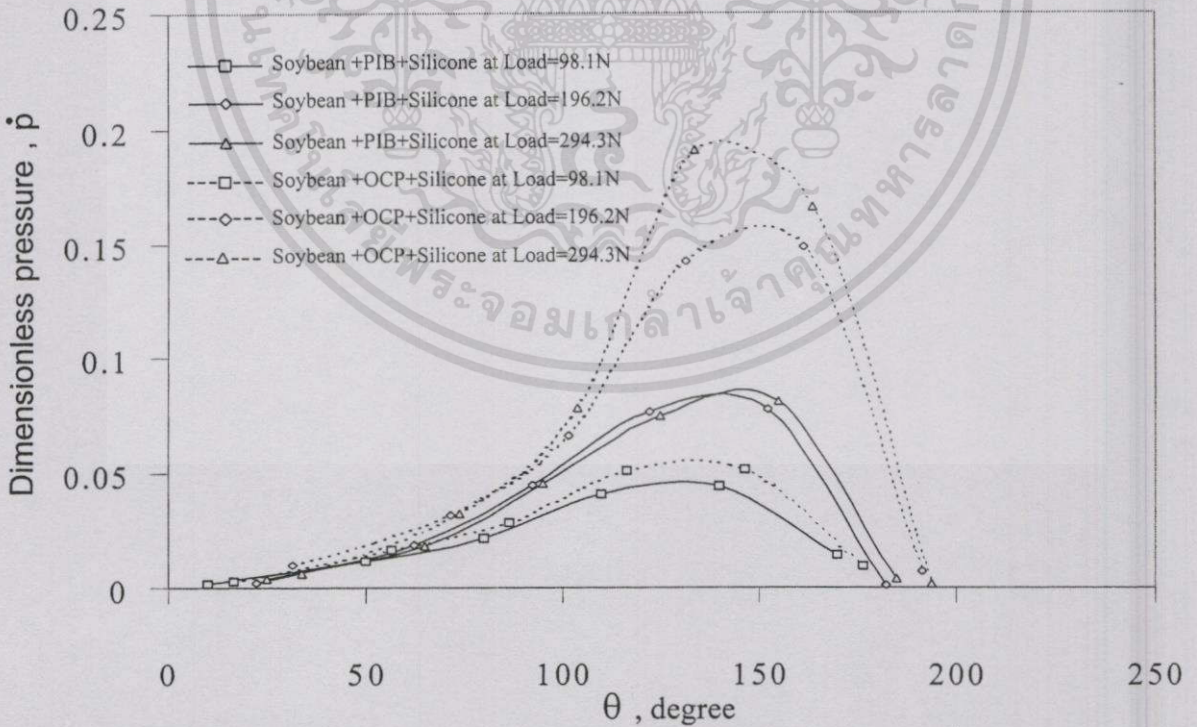


รูปที่ 8.10 แสดงผลของภาระที่กดบนการรองลื่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่  $N=1000$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

ในรูปที่ 8.11-8.16 แสดงผลของภาระที่กดบนการรองลื่นที่มีต่อค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ (Dimensionless pressure,  $p$ ) ของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม PIB และ OCP ภายใต้สภาวะคงตัว พบว่าเมื่อภาระที่กดเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันในการรองลื่นมีค่าเพิ่มขึ้น โดยพบว่าที่ภาระ 294.3 นิวตัน ค่าการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองมีค่ามากกว่าที่ภาระ 98.1 นิวตัน และเมื่อเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันระหว่างน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม PIB กับน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม OCP พบว่า การกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม PIB มีค่าน้อยกว่า น้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม OCP

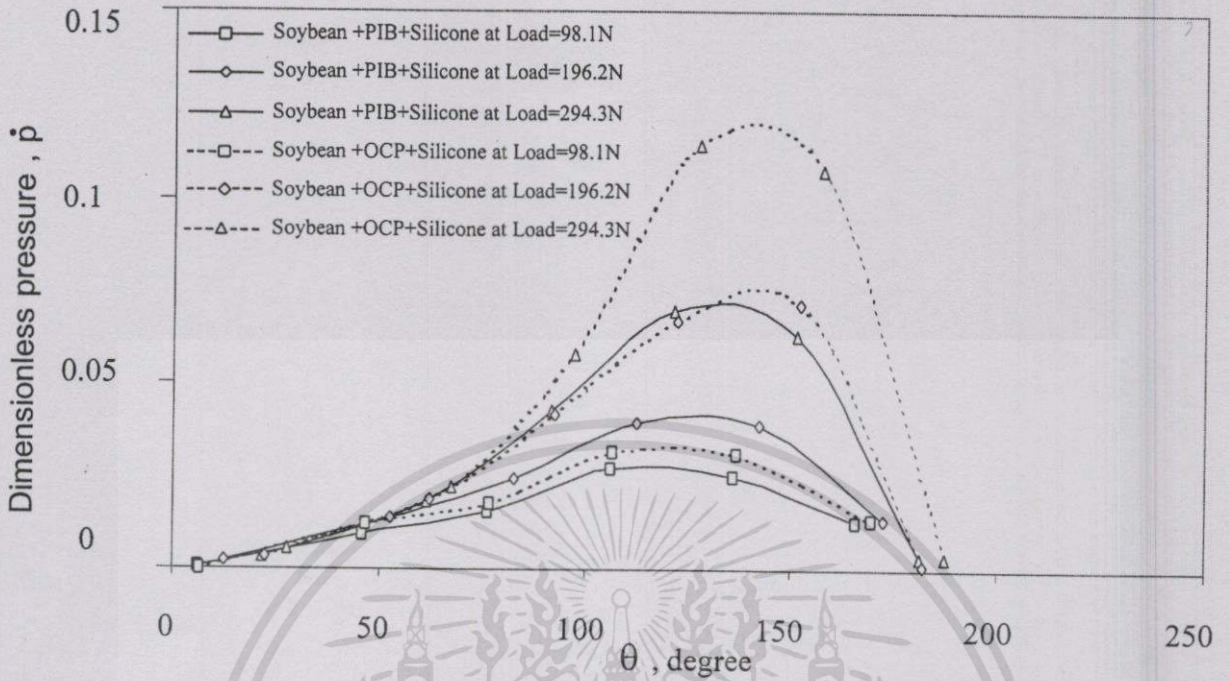


รูปที่ 8.11 แสดงผลของภาระที่กดบนกบรอลี่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ N=200 รอบต่อนาที และ C=0.08 มิลลิเมตร

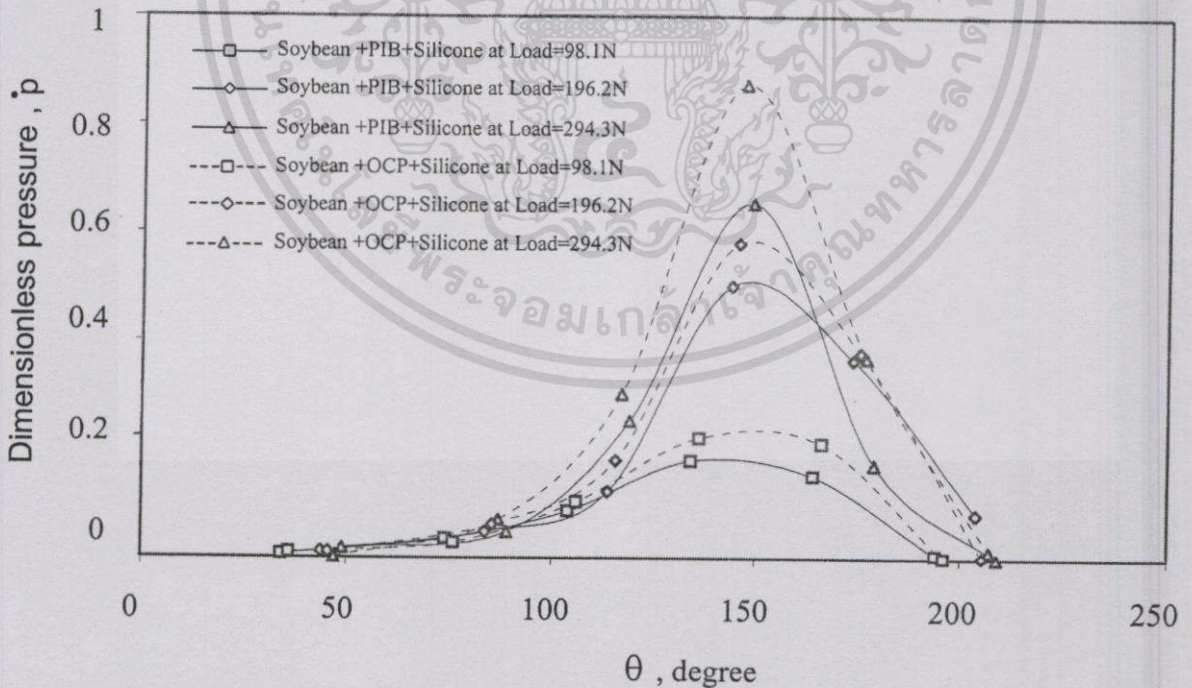


รูปที่ 8.12 แสดงผลของภาระที่กดบนกบรอลี่นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ N=600 รอบต่อนาที และ C=0.08 มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

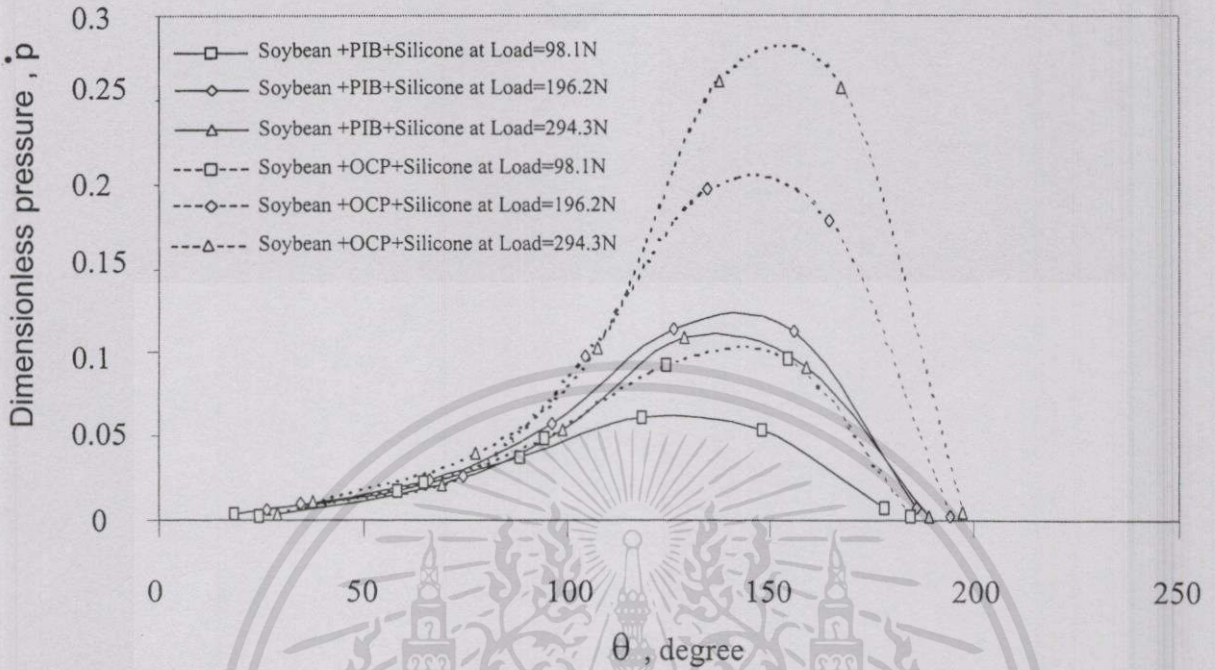


รูปที่ 8.13 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองล้นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่  $N=1000$  รอบต่อนาที และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร

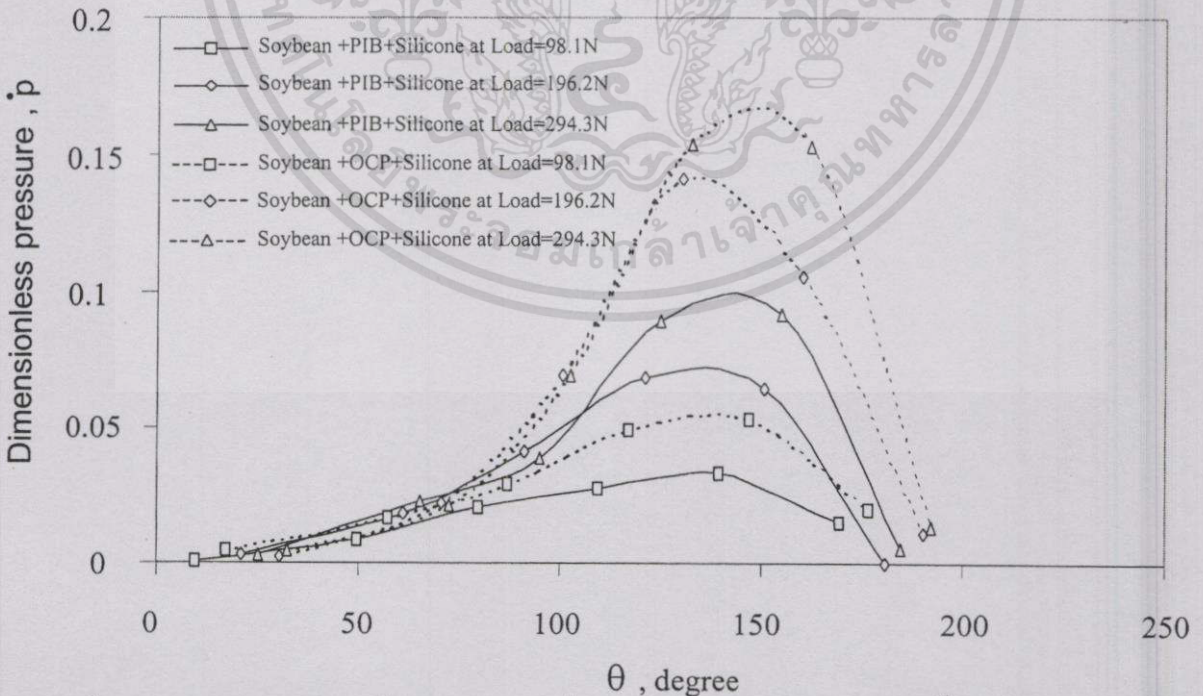


รูปที่ 8.14 แสดงผลของภาวะที่กคบนกาบรองล้นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่  $N=200$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าการณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



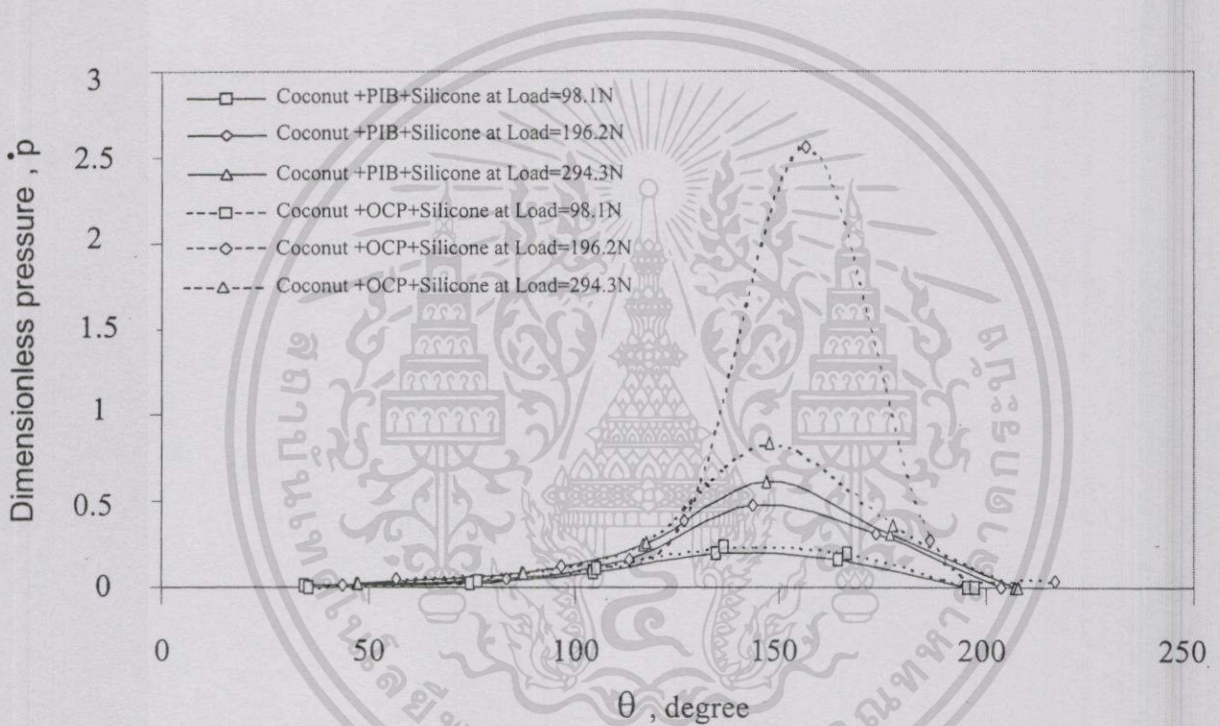
รูปที่ 8.15 แสดงผลของภาวะที่กคบนการรองรับที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่  $N=600$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร



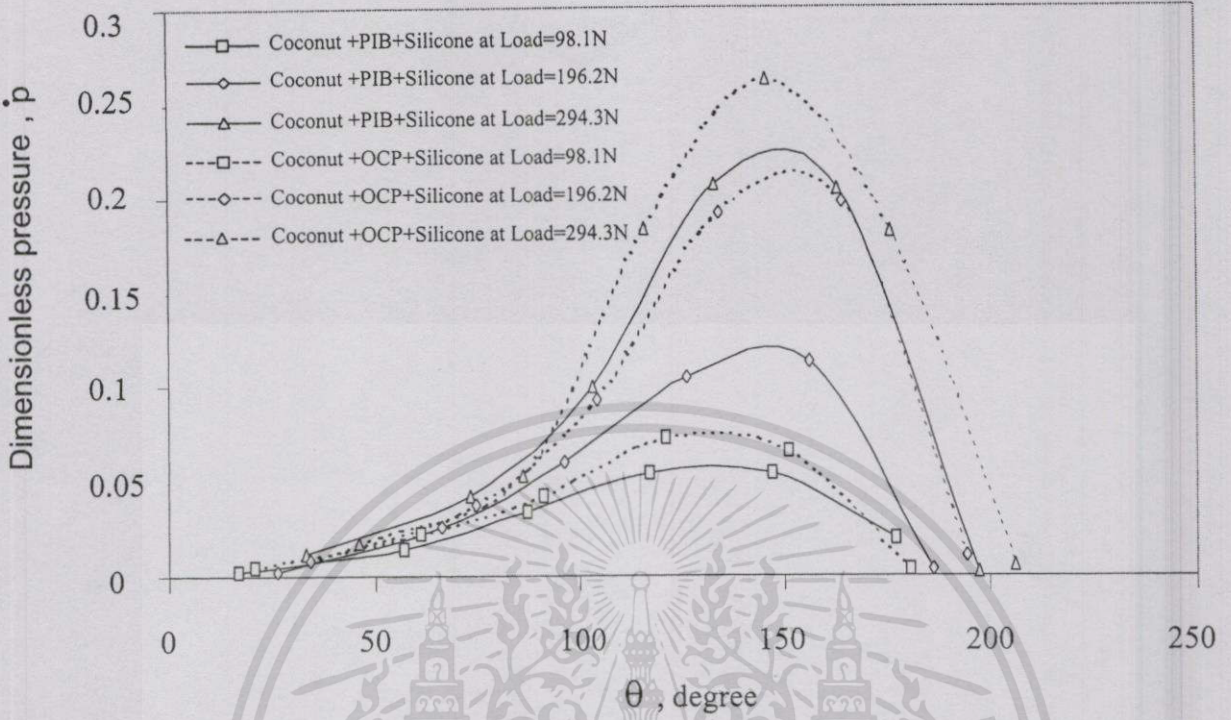
รูปที่ 8.16 แสดงผลของภาวะที่กคบนการรองรับที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่  $N=1000$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

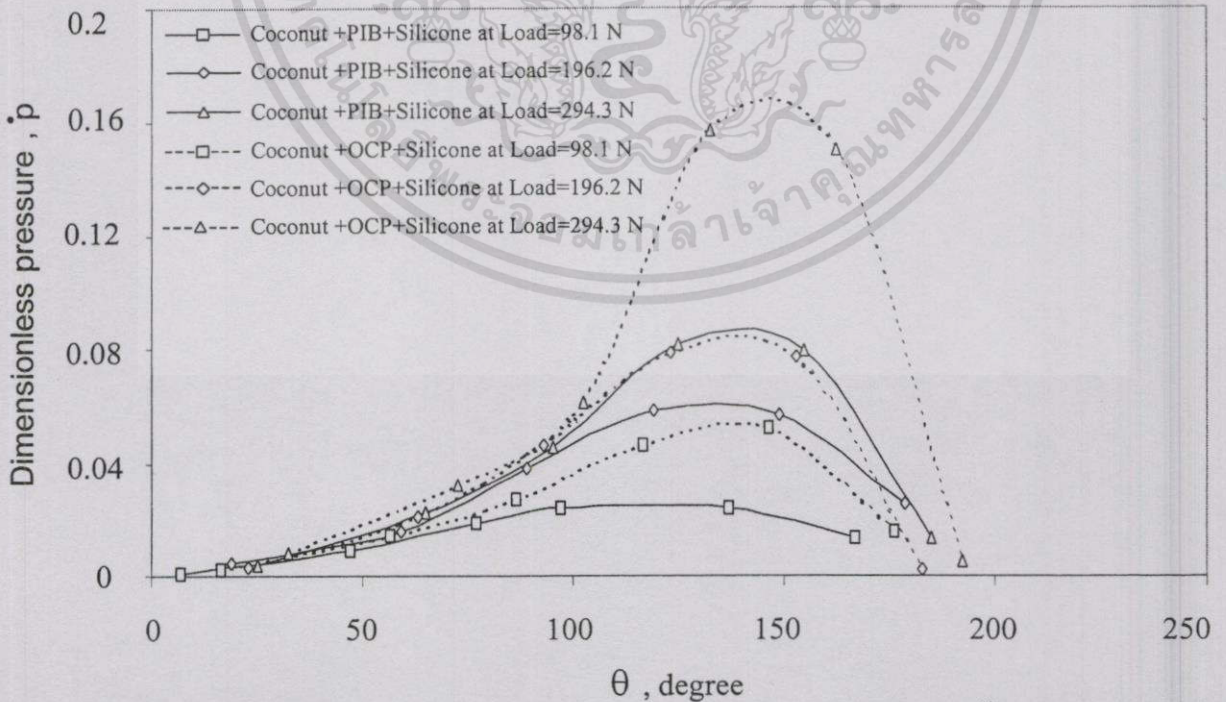
ในรูปที่ 8.17-8.22 แสดงค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ(Dimensionless pressure,  $p$ ) ตามแนวเส้นรอบวงที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันมะพร้าวผสม PIB และ OCP เมื่อภาระที่กดลงบนกาบรองลื่นเปลี่ยนไป จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าภาระที่กระทำมีผลต่อค่าการกระจายความดันอย่างมาก พบว่าที่ภาระ 294.3 นิวตัน ค่าการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าวมีค่ามากกว่าที่ภาระ 98.1 นิวตัน และเมื่อเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันระหว่างน้ำมันมะพร้าวที่ผสม PIB กับน้ำมันมะพร้าวที่ผสม OCP พบว่า การกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าวที่ผสม PIB มีค่าน้อยกว่า น้ำมันปาล์มที่ผสม OCP



รูปที่ 8.17 แสดงผลของภาระที่กดบนกาบรองลื่นมีต่อค่าการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่  $N=200$  รอบต่อนาที และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร

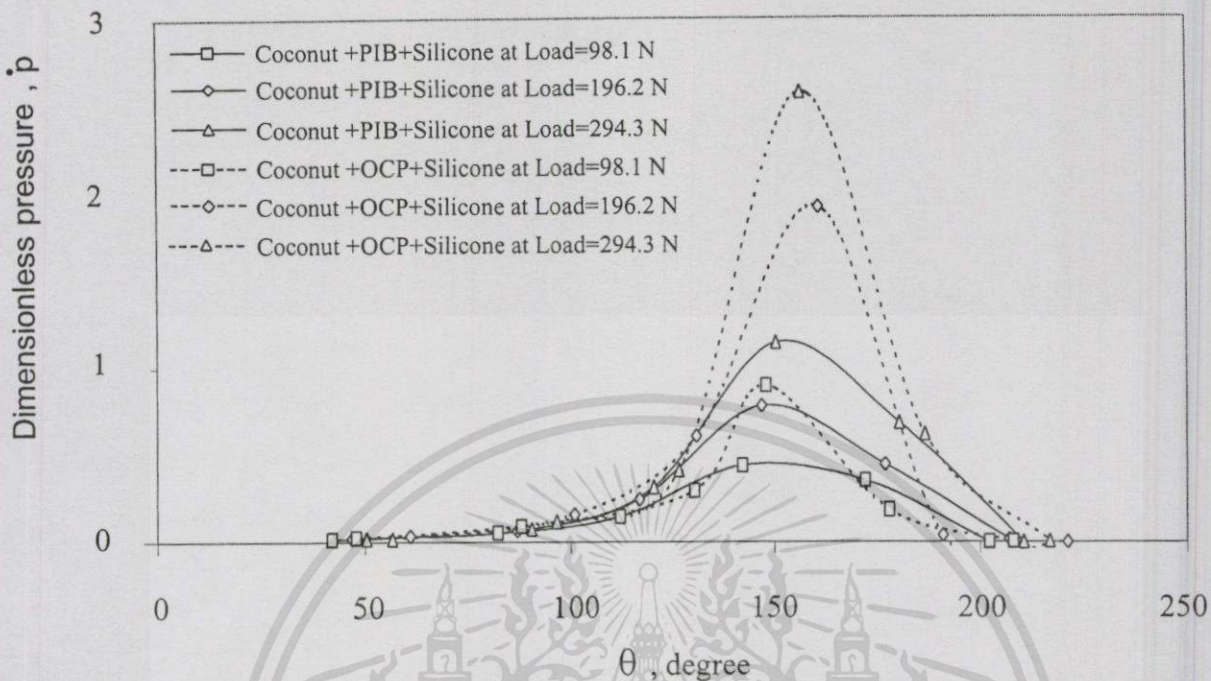


รูปที่ 8.18 แสดงผลของภาวะที่กดบนกบรอนกลิ้งมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่  $N=600$  รอบต่อนาที และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร

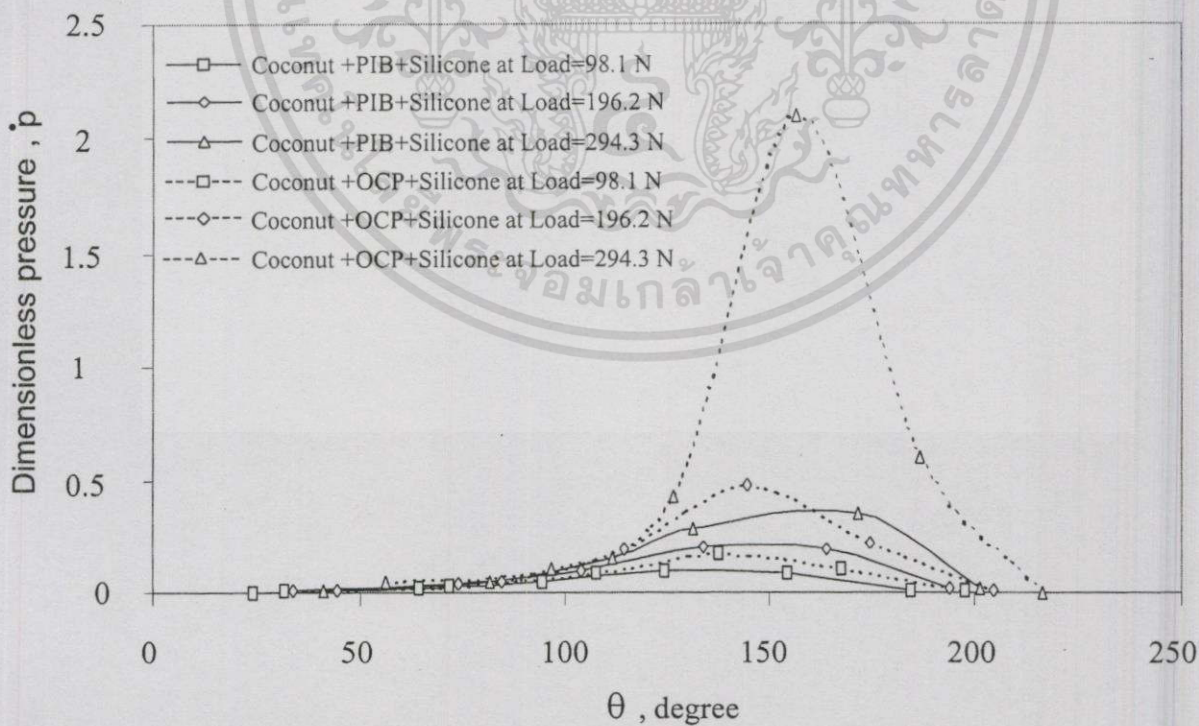


รูปที่ 8.19 แสดงผลของภาวะที่กดบนกบรอนกลิ้งมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่  $N=1000$  รอบต่อนาที และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร

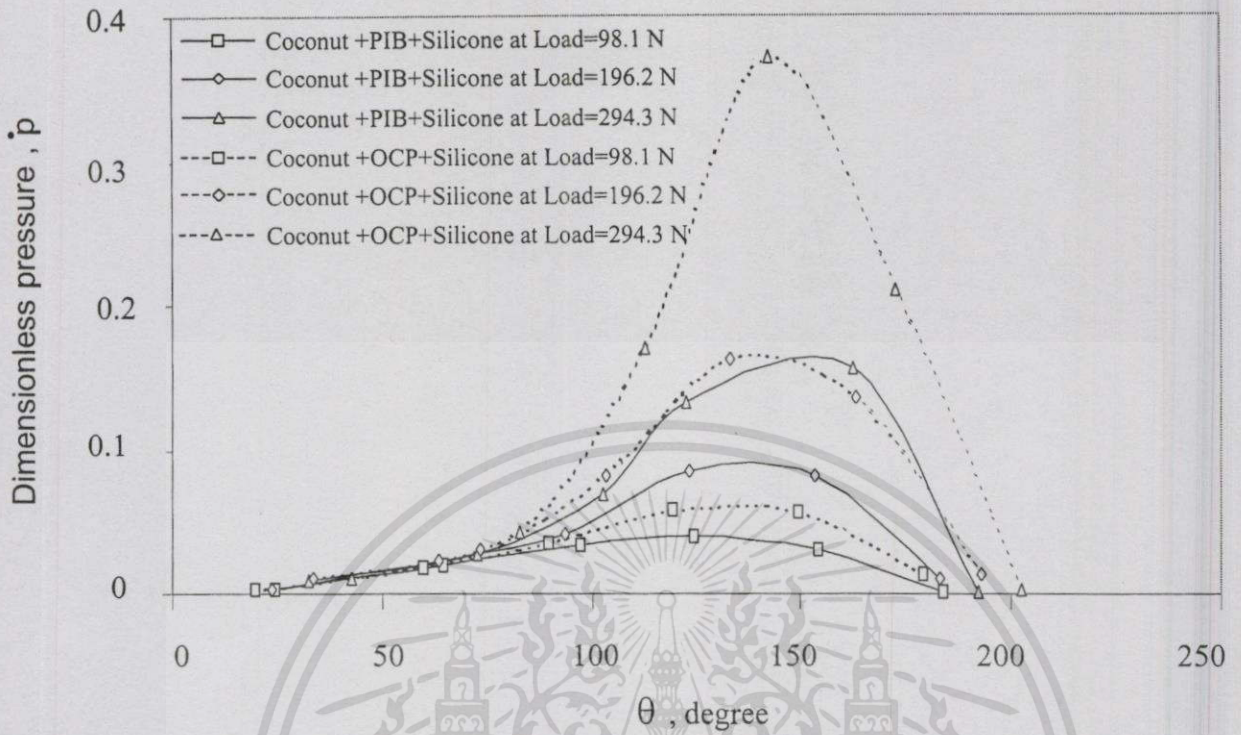
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.20 แสดงผลของภาระที่กดบนกบรอนกลิ้งมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ N=200 รอบต่อนาที และ C=0.1 มิลลิเมตร



รูปที่ 8.21 แสดงผลของภาระที่กดบนกบรอนกลิ้งมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ N=600 รอบต่อนาที และ C=0.1 มิลลิเมตร

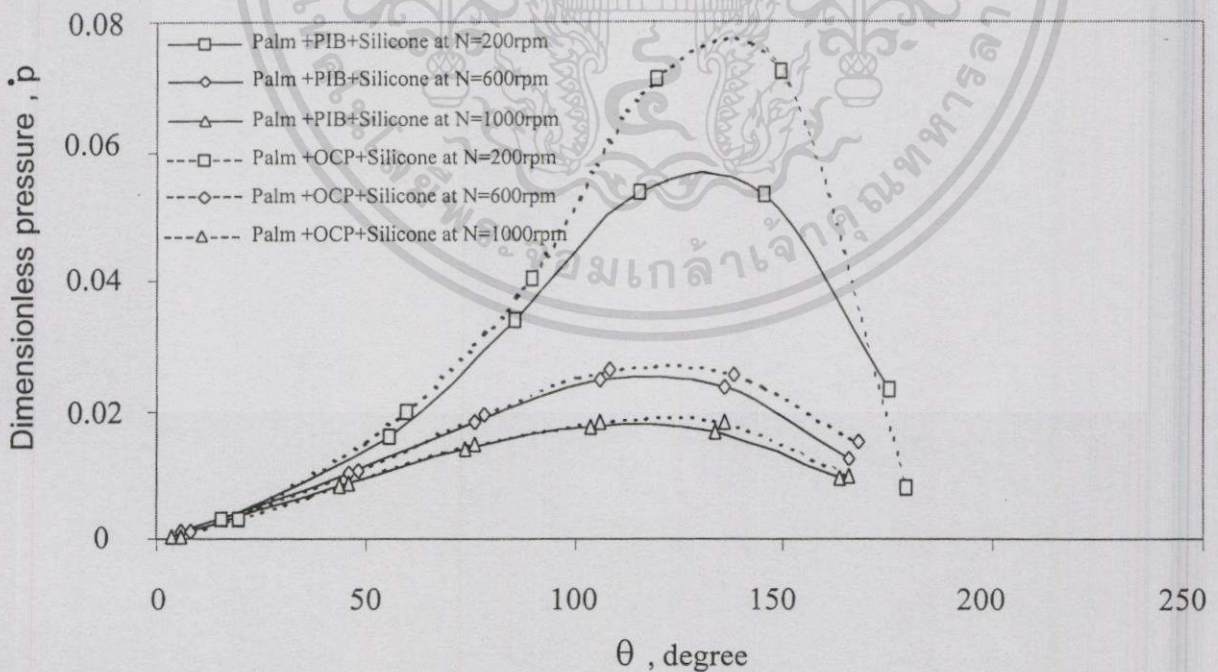


รูปที่ 8.22 แสดงผลของภาระที่กดบนกบรอลิ้นมีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่  $N=1000$  รอบต่อนาที และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

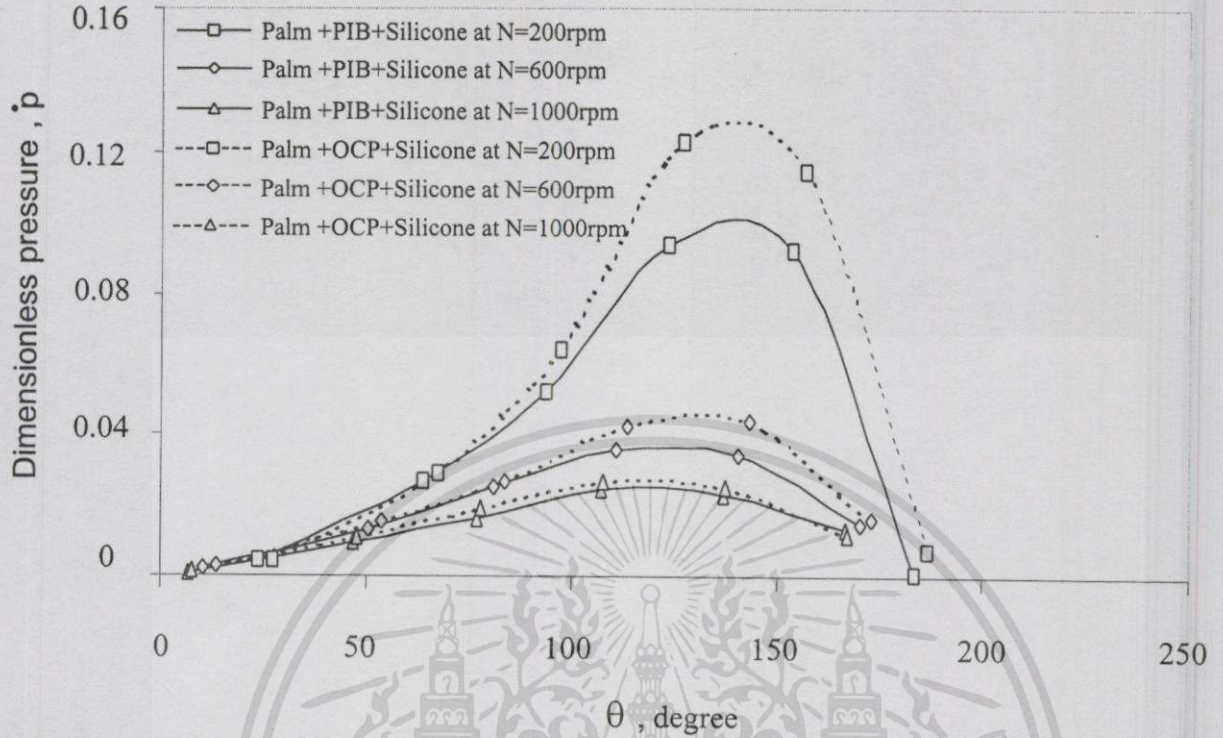
### 3. ผลของความเร็วจน (Effect of Journal rotational speed)

ในขณะที่ทำงานเพลจะหมุนอยู่บนกบารองลื่น โดยมีฟิล์มน้ำมันคั่นอยู่ระหว่างกบารองลื่นและเพลกลม การหมุนของเพลจะทำให้เกิดความดันขึ้นภายในฟิล์มน้ำมัน(oil film pressure) โดยความดันที่เกิดขึ้นจะส่งผลให้กบารองลื่นเกิดการลอยตัวขึ้น ซึ่งความดันของฟิล์มน้ำมันที่เกิดขึ้นจะสัมพันธ์กับความเร็วจนของเพลด้วย และเพื่อหาผลกระทบของความเร็วจนของเพลที่มีต่อพฤติกรรมการหล่อลื่นของน้ำมันพืชในรูปของความดัน ภายใต้สภาวะแบบคงตัว(steady state) จึงได้ทำการทดลองวัดค่าความดันของฟิล์มน้ำมัน เมื่อป้อนความเร็วจนให้กับเพลด้วยความเร็วจนรอบคงที่ ซึ่งความเร็วจนที่ป้อนมีค่าเท่ากับ 200 600 และ 1000 รอบต่อนาที ตามลำดับ

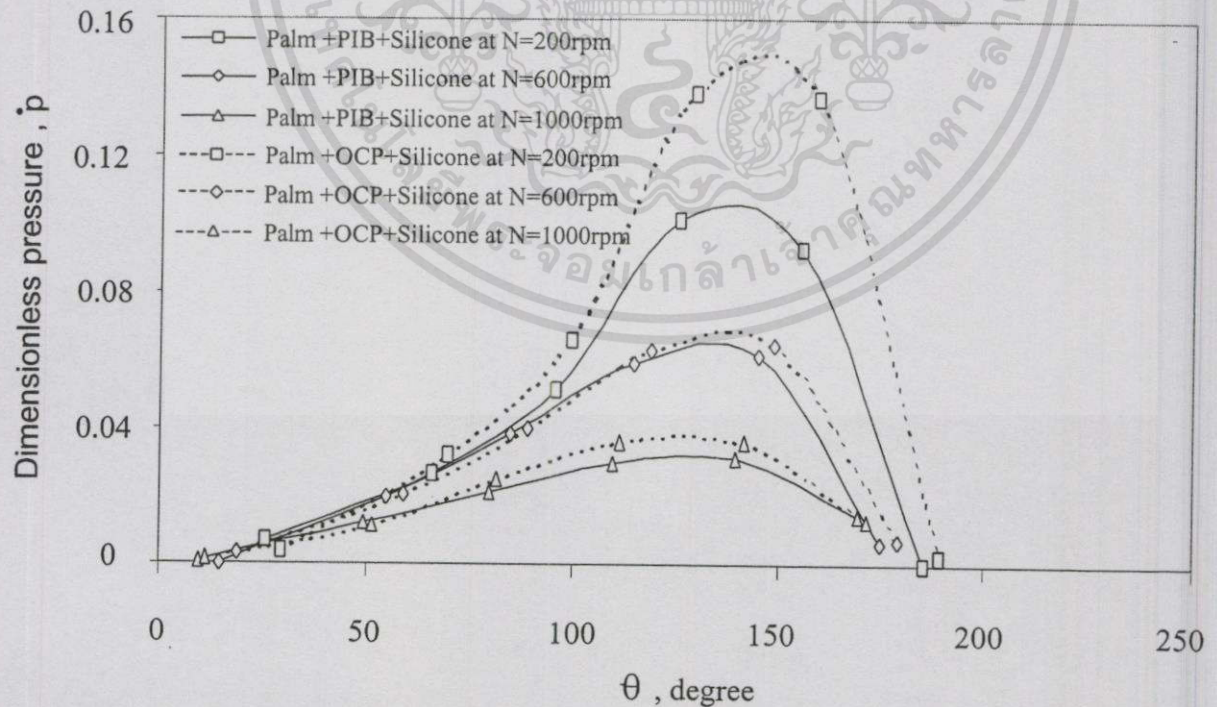
ในรูปที่ 8.23-8.28 แสดงค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ(Dimensionless pressure,  $p$ ) ที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันปาล์มผสม PIB และ OCP เมื่อความเร็วจนรอบที่ป้อนให้กับเพลเปลี่ยนไป จะเห็นว่าความเร็วจนรอบมีผลต่อค่าการกระจายความดันอย่างมาก จะพบว่าที่ความเร็วจนรอบเท่ากับ 200 รอบต่อนาที ค่าการกระจายความดันของน้ำมันปาล์มมีค่ามากกว่าที่ความเร็วจนรอบ 1000 รอบต่อนาที และเมื่อเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันระหว่างน้ำมันปาล์มที่ผสม PIB กับน้ำมันปาล์มที่ผสม OCP พบว่า การกระจายความดันของน้ำมันปาล์มที่ผสม PIB มีค่าน้อยกว่า น้ำมันปาล์มที่ผสม OCP



รูปที่ 8.23 แสดงผลของความเร็วจนที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาระ 98.1 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



รูปที่ 8.24 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 196.2 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร

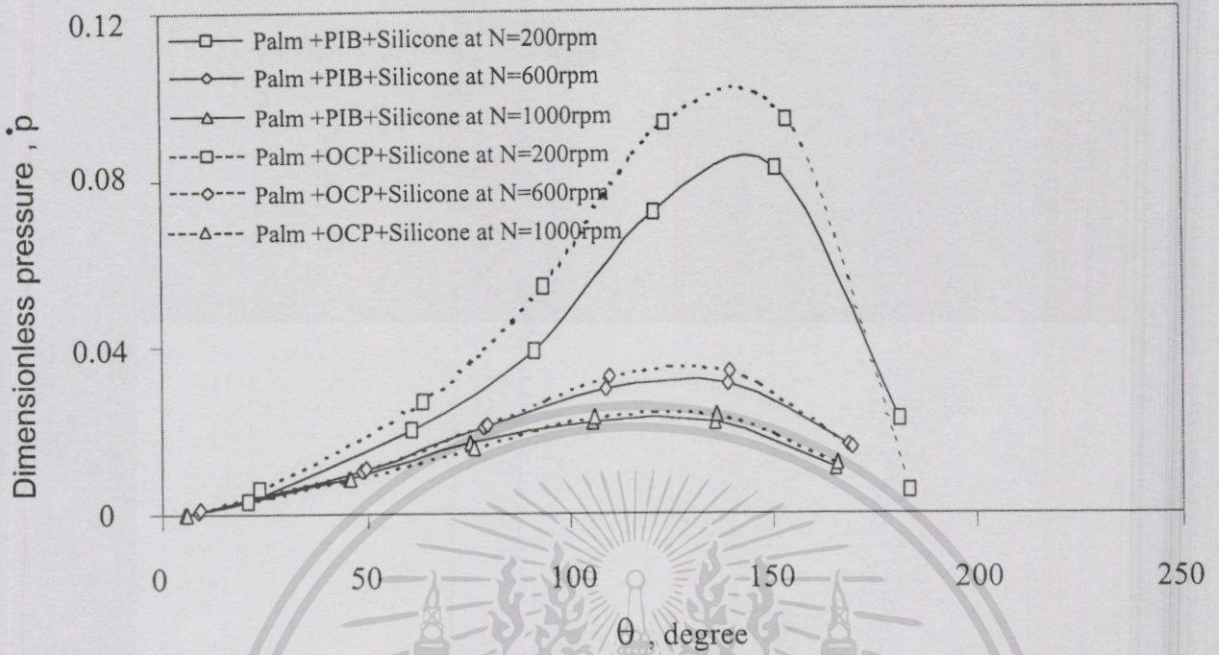


รูปที่ 8.25 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 294.3 นิวตัน

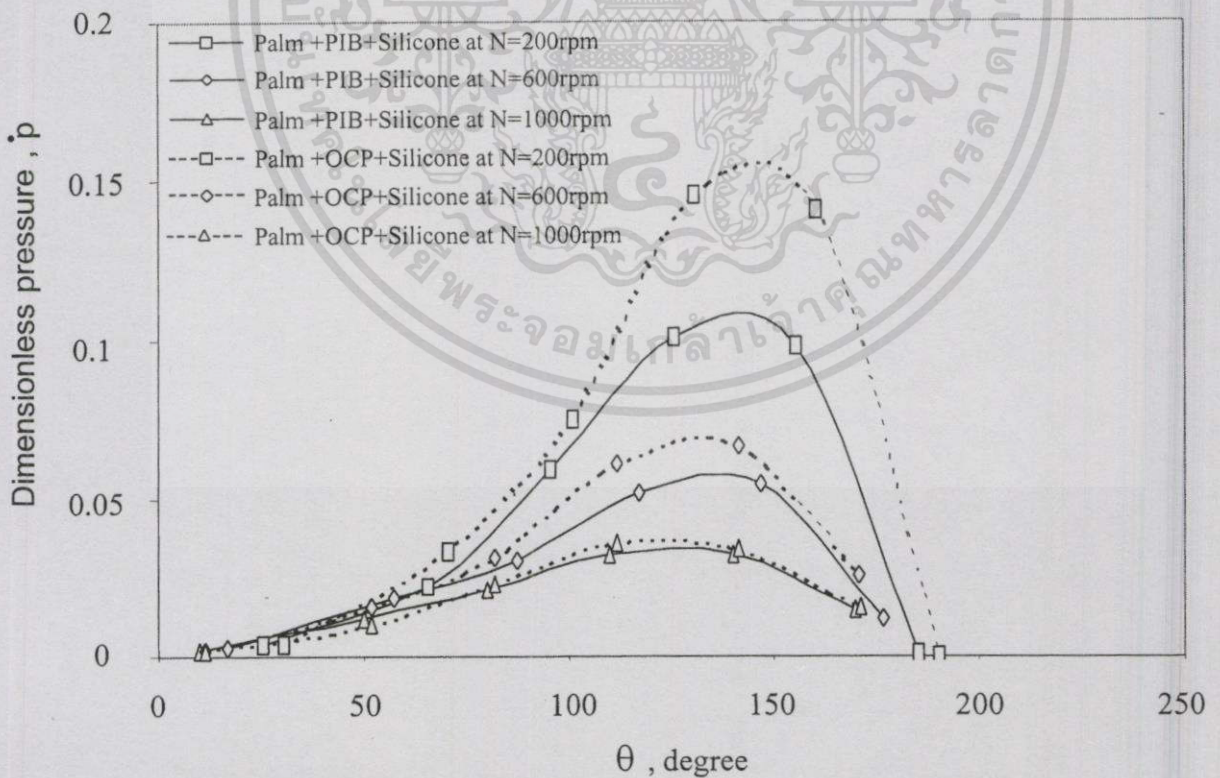
และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

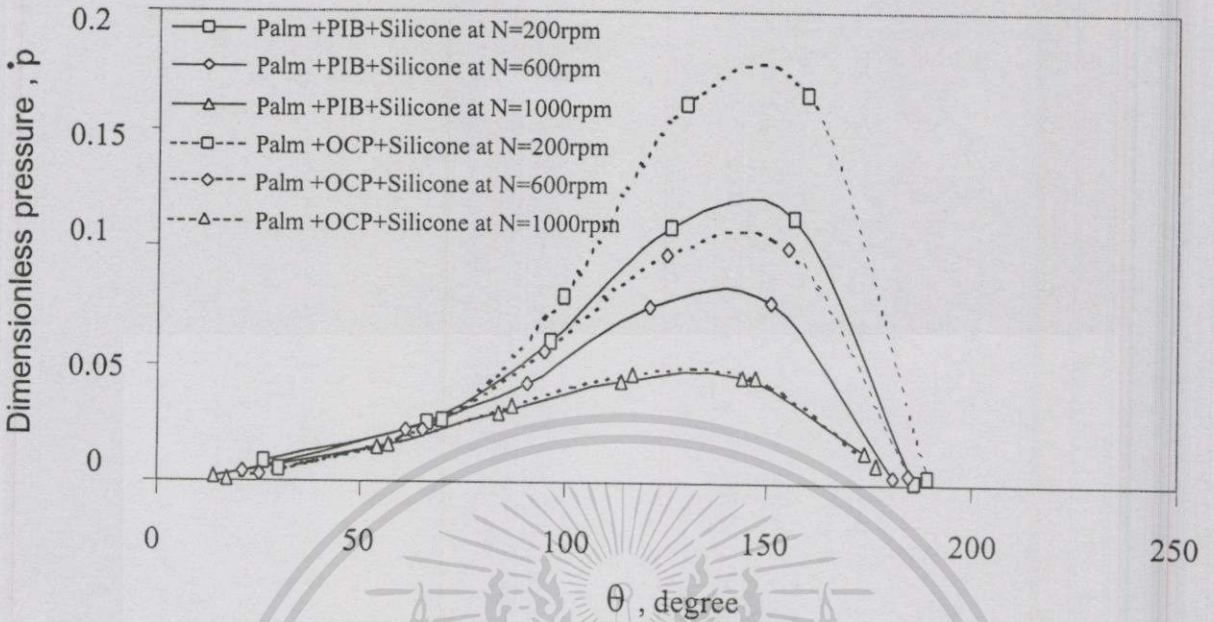


รูปที่ 8.26 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 98.1 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร



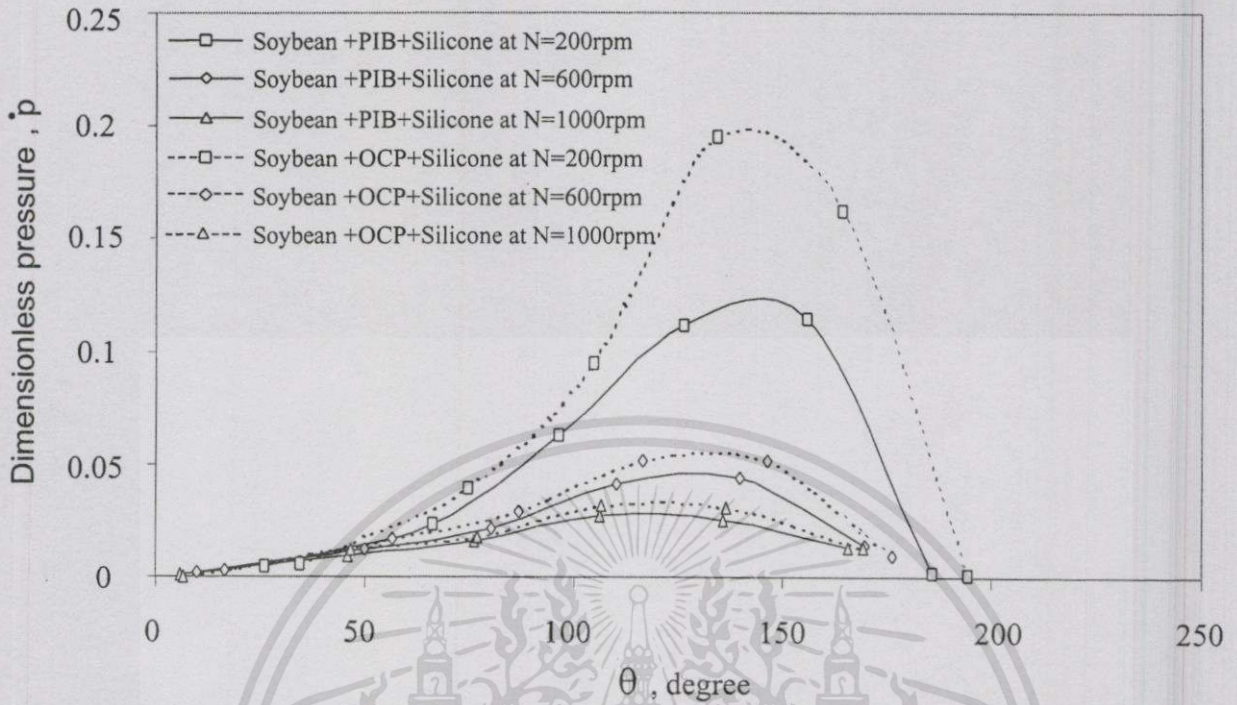
รูปที่ 8.27 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 196.2 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

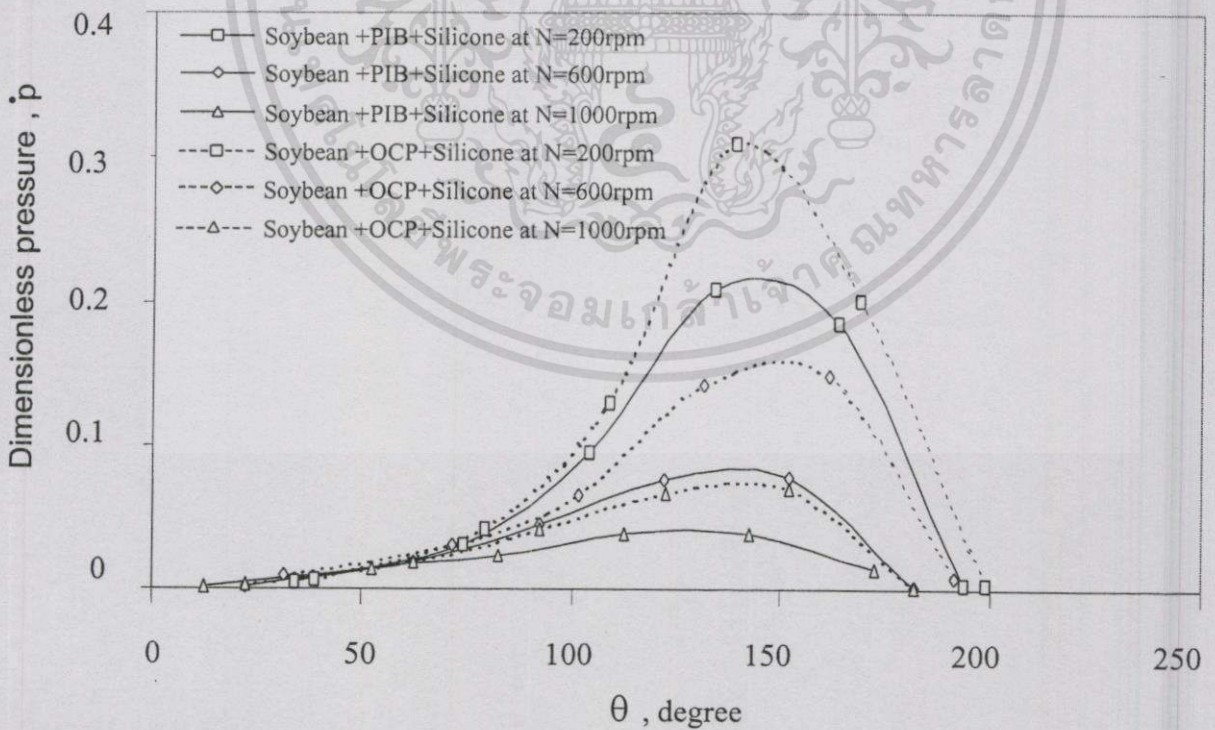


รูปที่ 8.28 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันปาล์ม ที่ ภาวะ 294.3 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

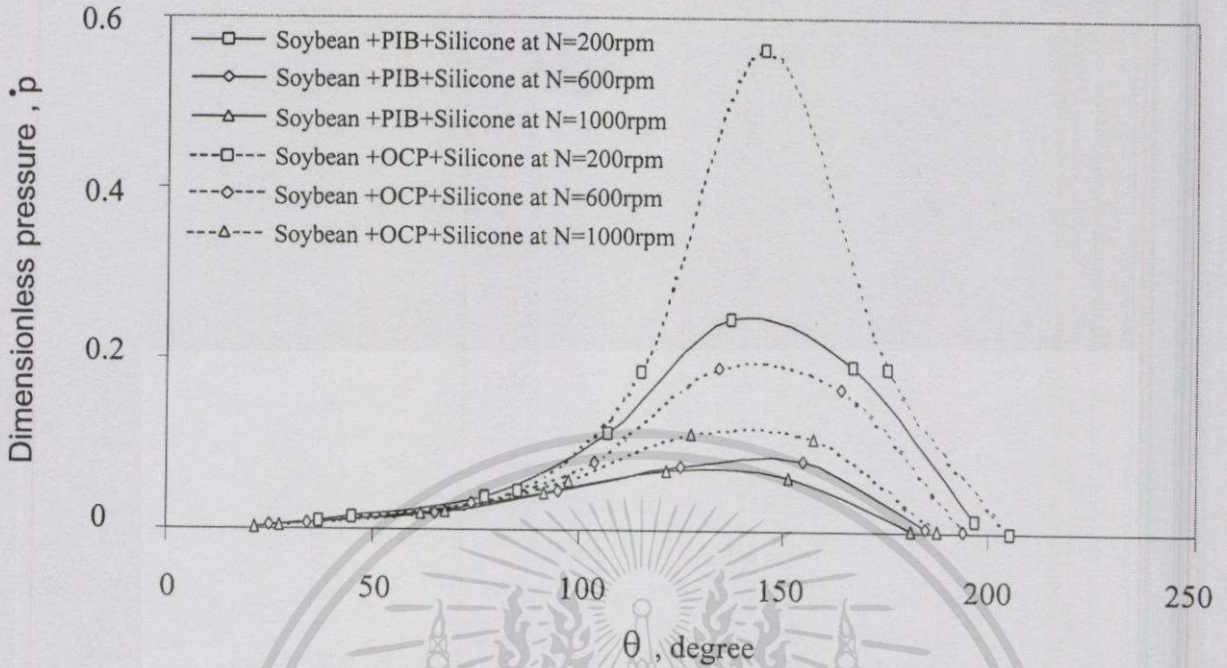
รูปที่ 8.29-8.34 แสดงค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ (Dimensionless pressure,  $p$ ) ตามแนวเส้นรอบวงที่หล่อด้วยน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม PIB และ OCP เมื่อความเร็วรอบที่ป้อนให้กับเพลาลื่นไป จะเห็นได้ว่าความเร็วรอบมีผลต่อค่าการกระจายความดันอย่างมาก จะพบว่าที่ความเร็วรอบเท่ากับ 200 รอบต่อนาที ค่าการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองมีค่ามากกว่าที่ความเร็วรอบ 1000 รอบต่อนาที และเมื่อเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันระหว่างน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม PIB กับน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม OCP พบว่า การกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม PIB มีค่าน้อยกว่า น้ำมันถั่วเหลืองที่ผสม OCP



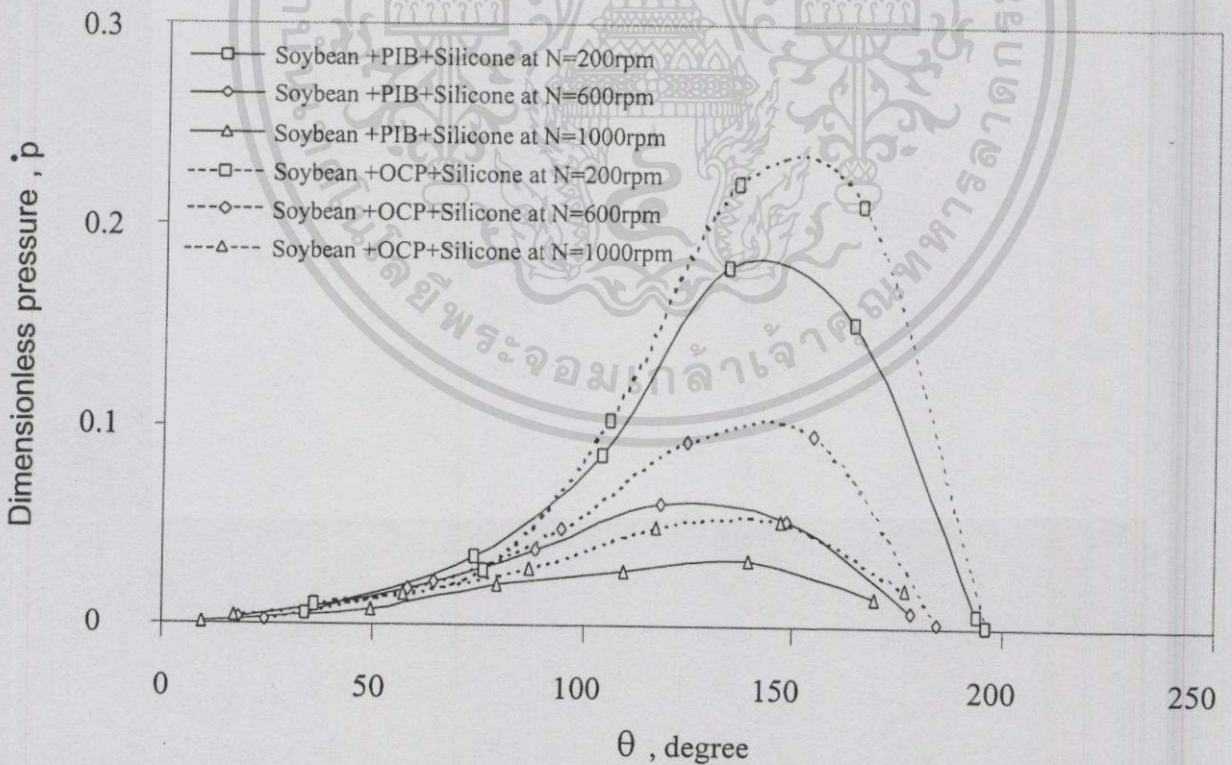
รูปที่ 8.29 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ ภาวะ 98.1 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



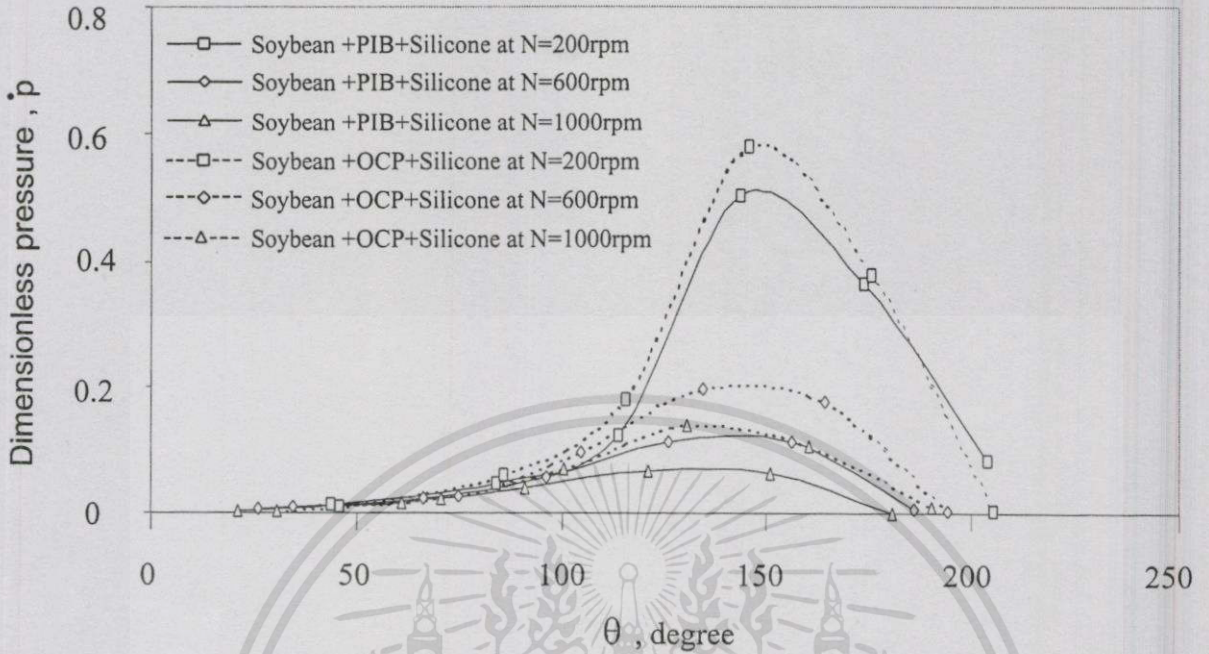
รูปที่ 8.30 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลืองที่ ภาวะ 196.2 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



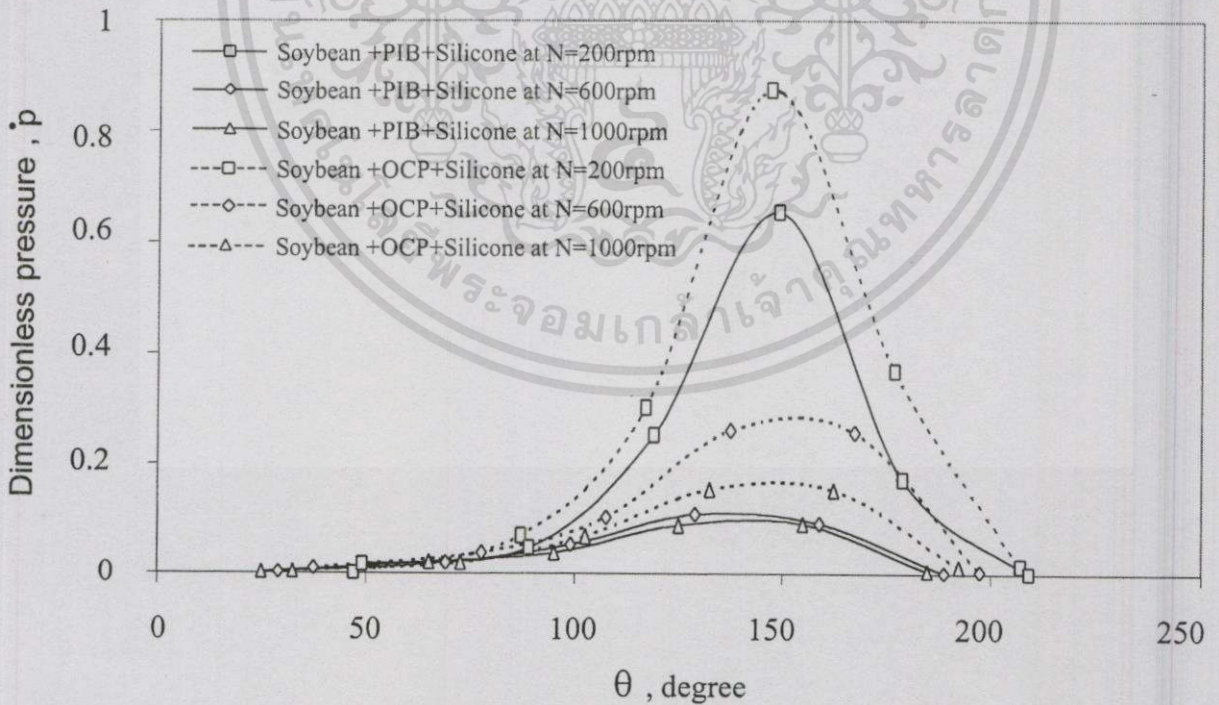
รูปที่ 8.31 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 294.3 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



รูปที่ 8.32 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 98.1 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

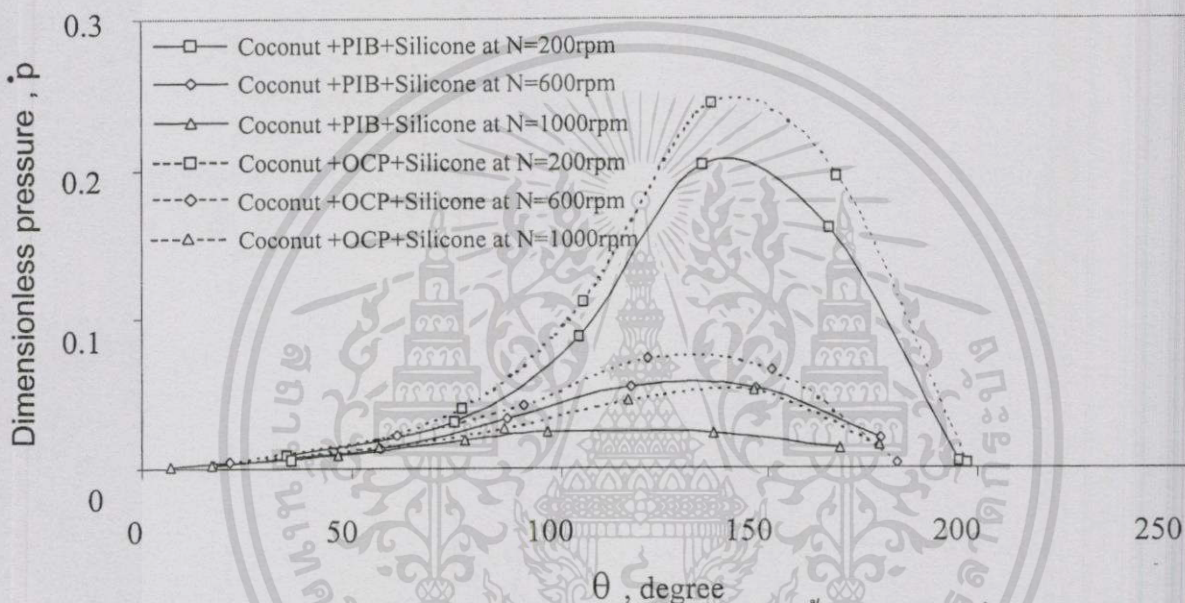


รูปที่ 8.33 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 196.2 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

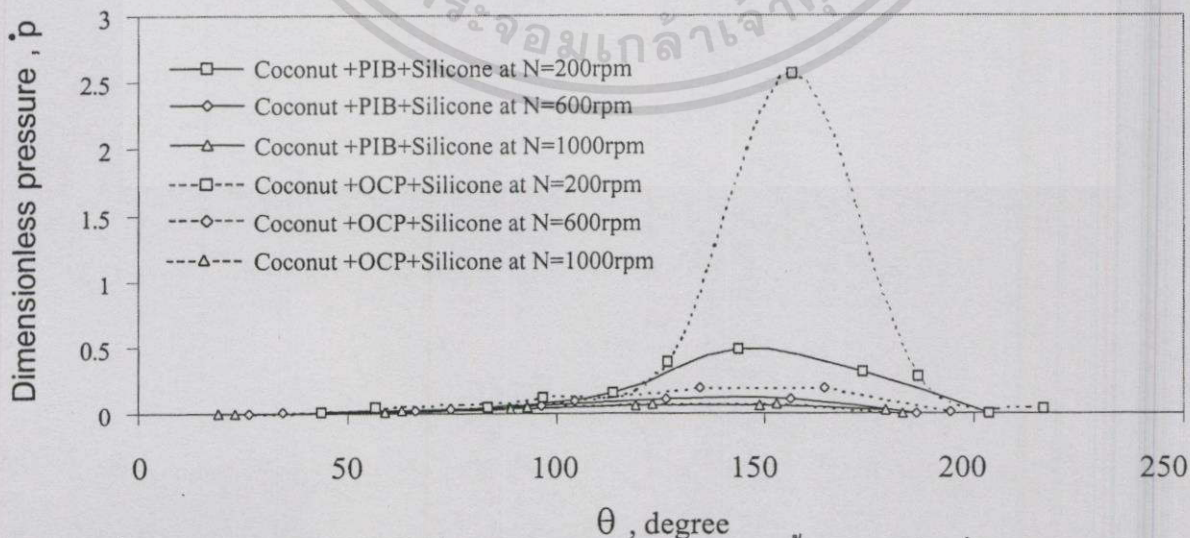


รูปที่ 8.34 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันถั่วเหลือง ที่ ภาวะ 294.3 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร

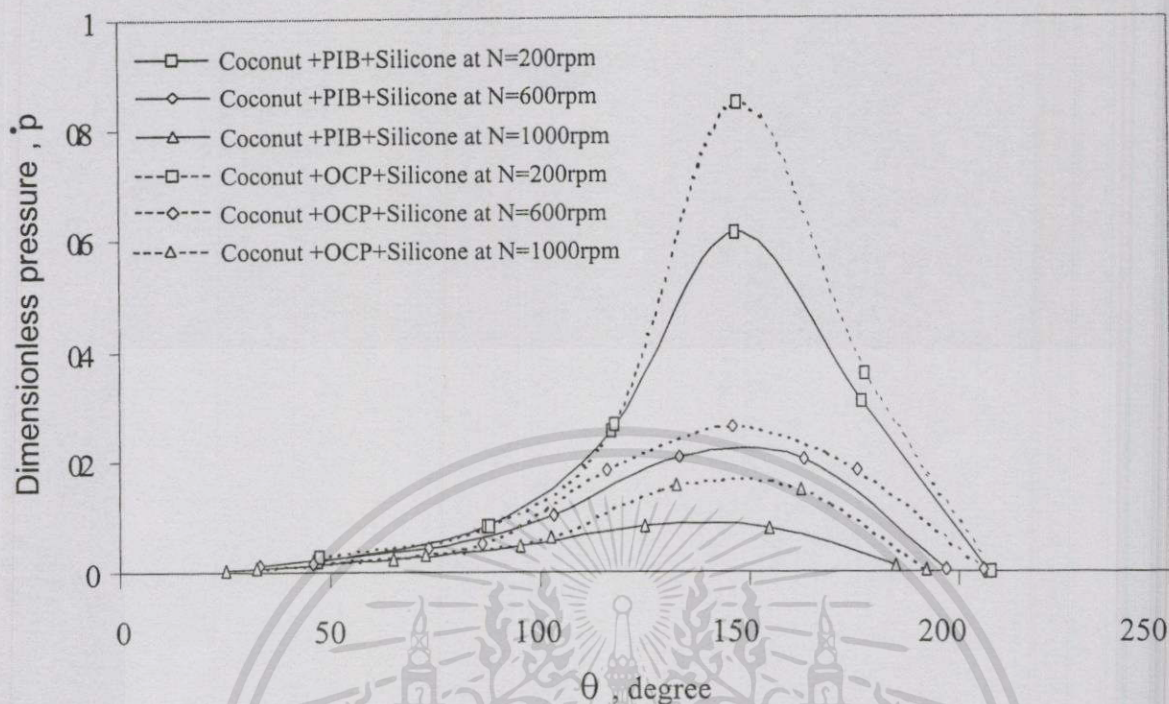
รูปที่ 8.35-8.40 แสดงค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ(Dimensionless pressure,  $p$ ) ตามแนวเส้นรอบวงที่หล่อลื่นด้วยน้ำมันมะพร้าวที่ผสม PIB และ OCP เมื่อความเร็วรอบที่ป้อนให้กับเพลาลื่นไป จะเห็นได้ว่าความเร็วรอบมีผลต่อค่าการกระจายความดันอย่างมาก จะพบว่าที่ความเร็วรอบเท่ากับ 200 รอบต่อนาที ค่าการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าวมีค่ามากกว่าที่ความเร็วรอบ 1000 รอบต่อนาที และเมื่อเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันระหว่างน้ำมันมะพร้าวที่ผสม PIB กับน้ำมันมะพร้าวที่ผสม OCP พบว่า การกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าวที่ผสม PIB มีค่าน้อยกว่า น้ำมันมะพร้าวที่ผสม OCP



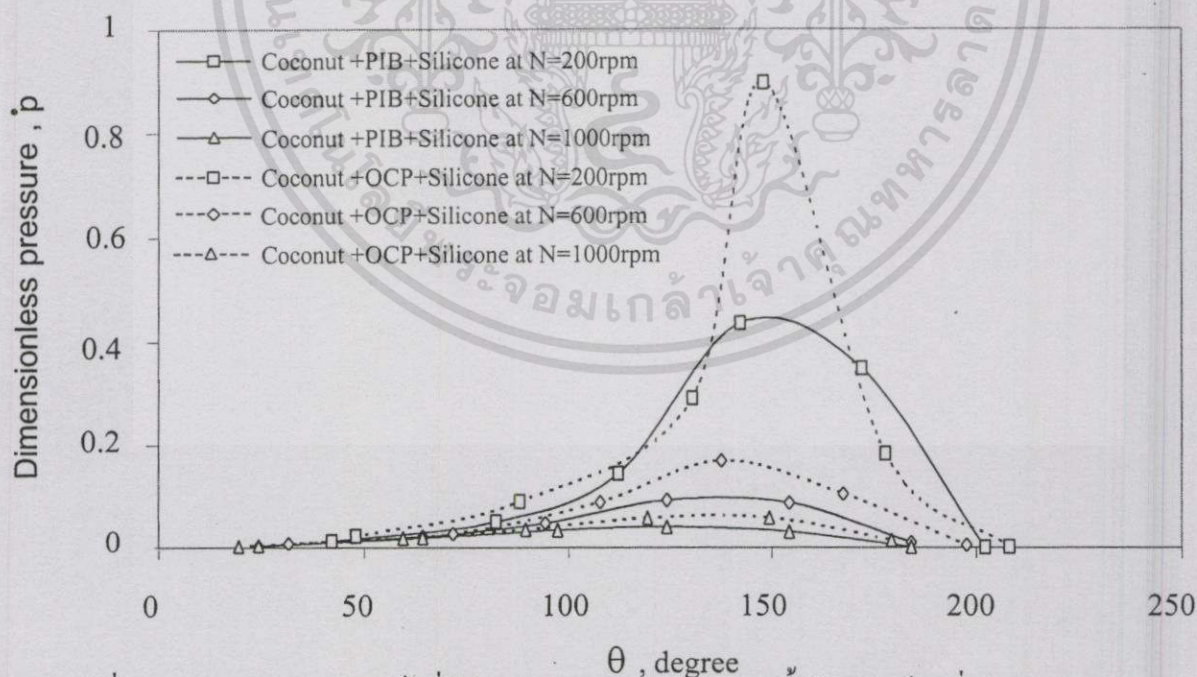
รูปที่ 8.35 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 98.1 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



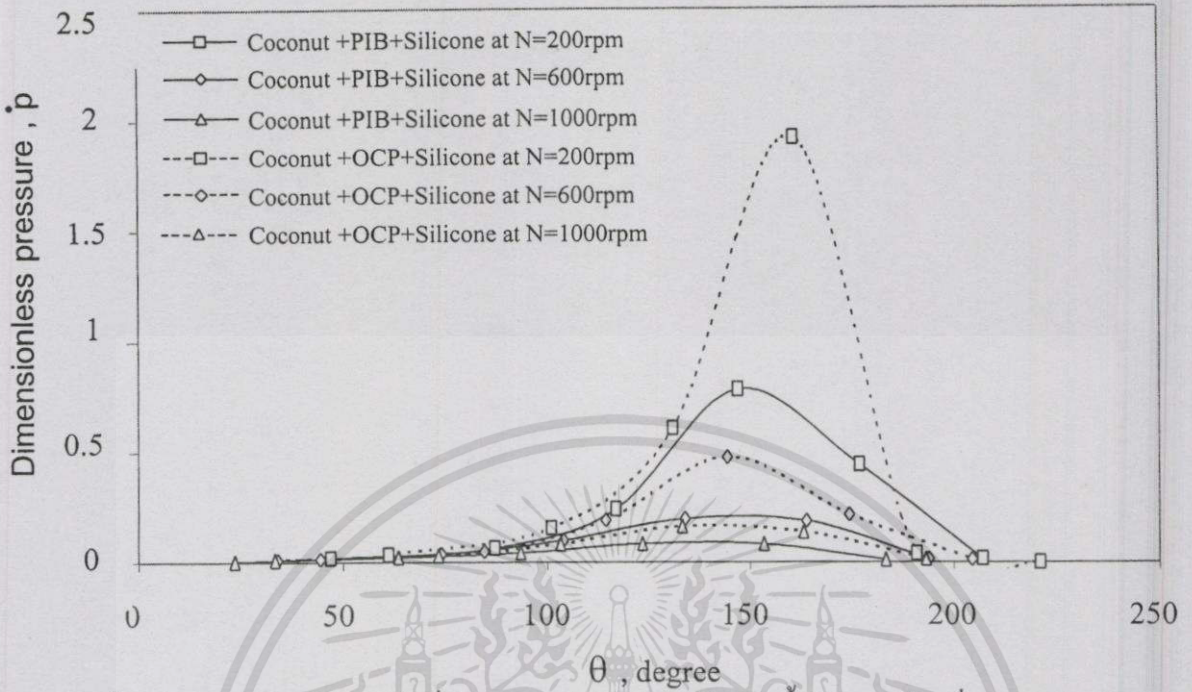
รูปที่ 8.36 แสดงผลของความเร็วมืดต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 196.2 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



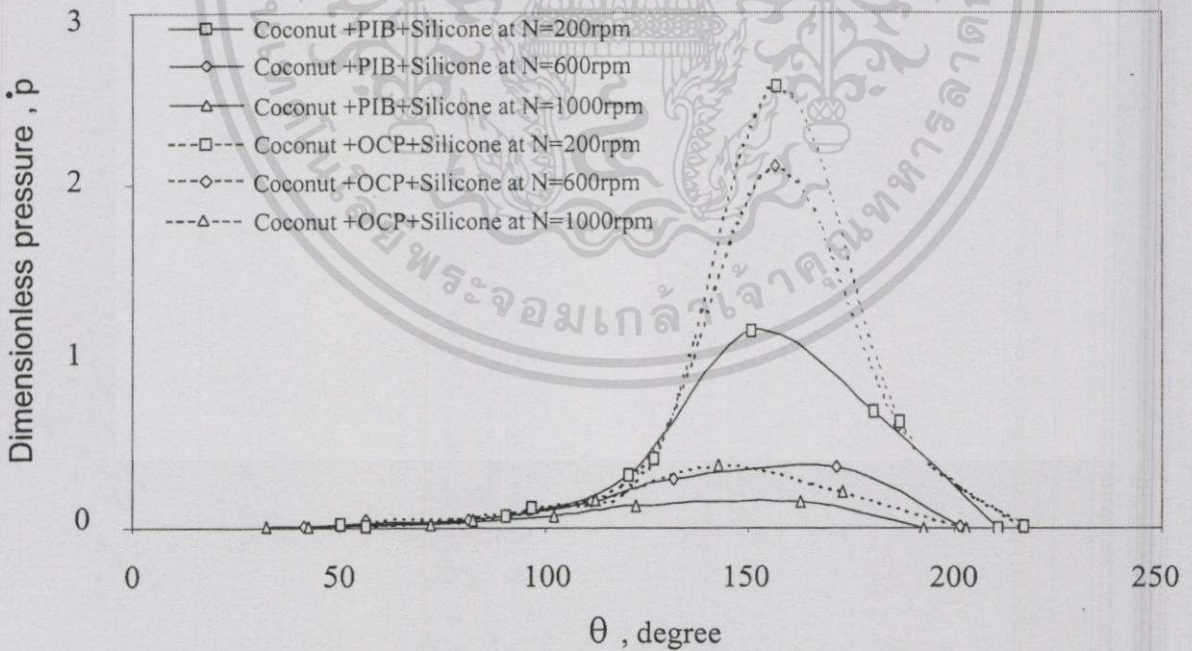
รูปที่ 8.37 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 294.3 นิวตัน และ  $C=0.08$  มิลลิเมตร



รูปที่ 8.38 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 98.1 นิวตัน และ  $C=0.1$  มิลลิเมตร



รูปที่ 8.39 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 196.2 นิวตัน และ C=0.1 มิลลิเมตร



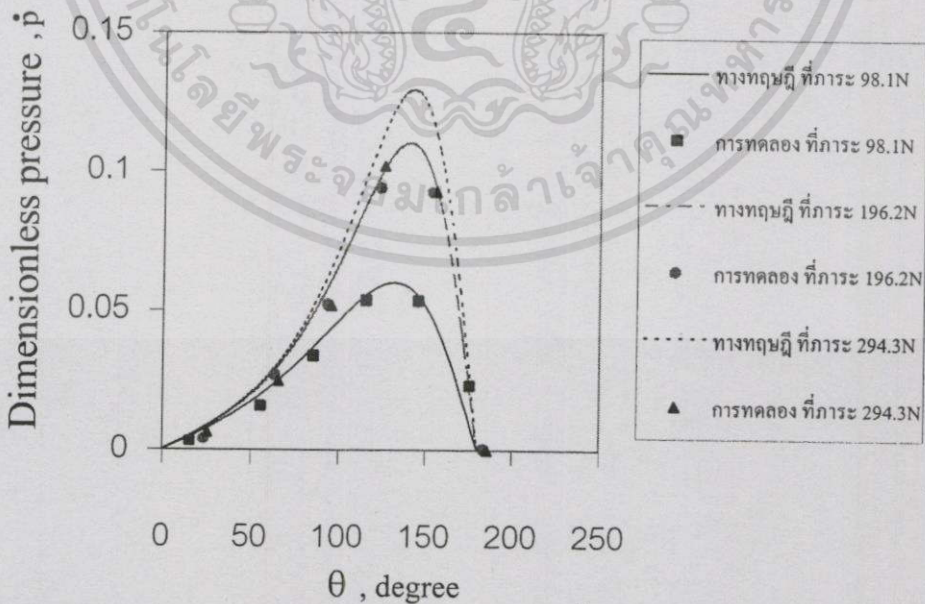
รูปที่ 8.40 แสดงผลของความเร็วที่มีต่อการกระจายความดันของน้ำมันมะพร้าว ที่ ภาวะ 294.3 นิวตัน และ C=0.1 มิลลิเมตร

## เปรียบเทียบผลการทดลองกับทางทฤษฎี

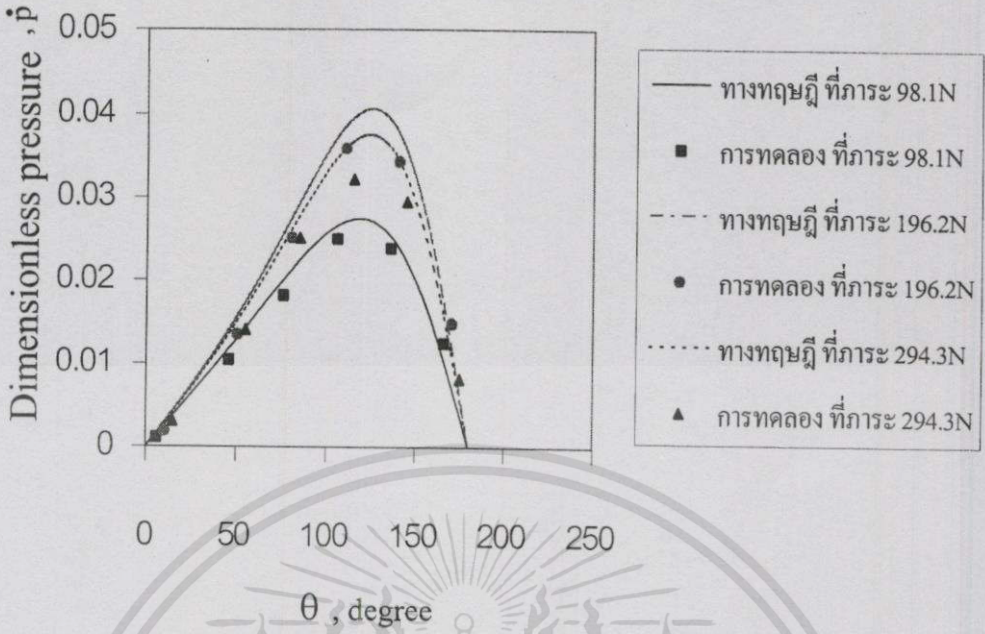
เพื่อทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองกับผลที่ได้จากทางทฤษฎีจึงได้ทำการเขียนโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อคำนวณหาค่าการกระจายความดัน และความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของฟิล์มน้ำมันที่อยู่ระหว่างเพลากับการรองลิ้น

### 1. การกระจายความดัน(Dimensionless pressure)

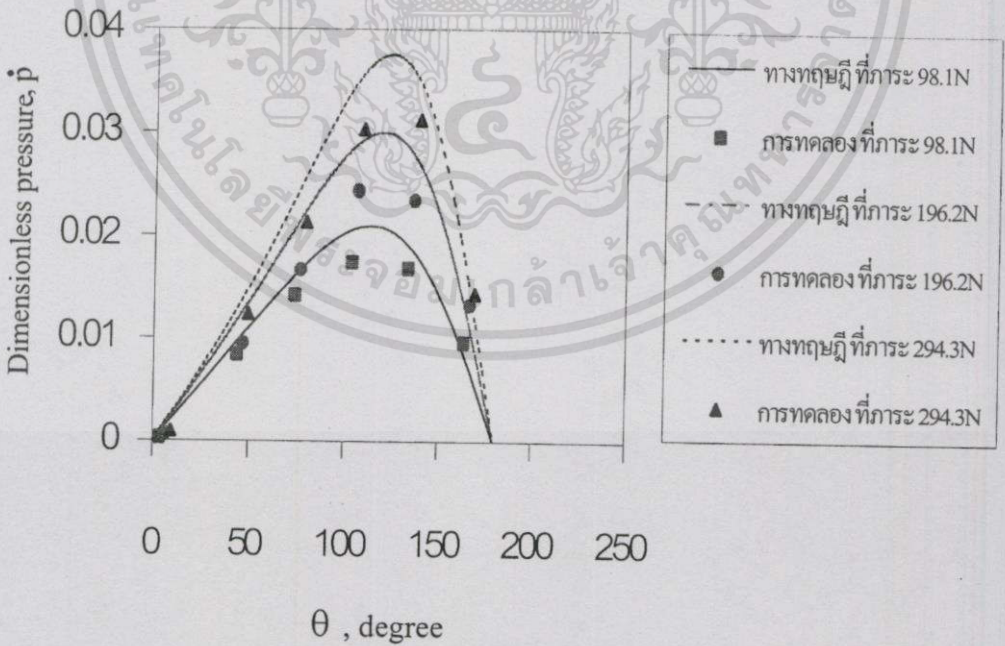
ในรูปที่ 9.1-9.36 แสดงการเปรียบเทียบค่าการกระจายความดันในรูปไร้มิติ(Dimensionless pressure,  $p$ ) ของสารหล่อลื่นที่ใช้ น้ำมันพืชชนิดต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณและจากการทดลอง จะเห็นว่าค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการคำนวณมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง ทั้งนี้เป็นเพราะว่าค่าความหนืดของน้ำมันพืชที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพทั้งสาร PIB และสาร OCP ที่ใช้ในการคำนวณได้กำหนดให้ค่าไม่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ แต่จากการทดลองจริงค่าความหนืดของน้ำมันพืชจะมีค่าเปลี่ยนแปลง ทั้งนี้อาจเป็นเพราะปริมาณของสาร PIB และสาร OCP ที่ผสมลงไป ในน้ำมันพืชมีค่าน้อย ไปจึงทำให้อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปส่งผลต่อค่าความหนืด จึงทำให้ค่าที่ได้จากการคำนวณมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง แต่อย่างไรก็ตาม แนวโน้มของค่าการกระจายความดันที่ได้จากการคำนวณมีลักษณะที่สอดคล้องกับการทดลอง



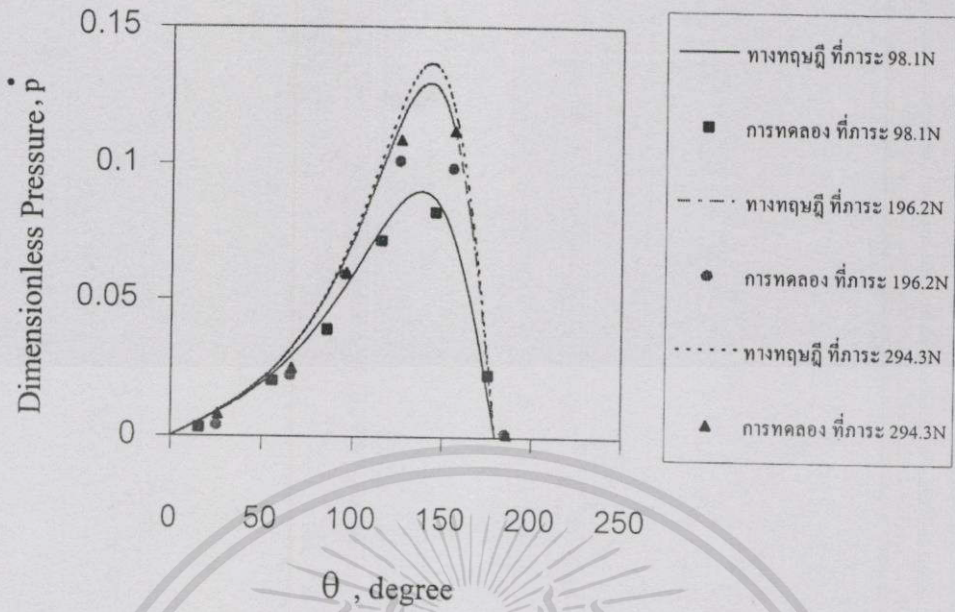
รูปที่ 9.1 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



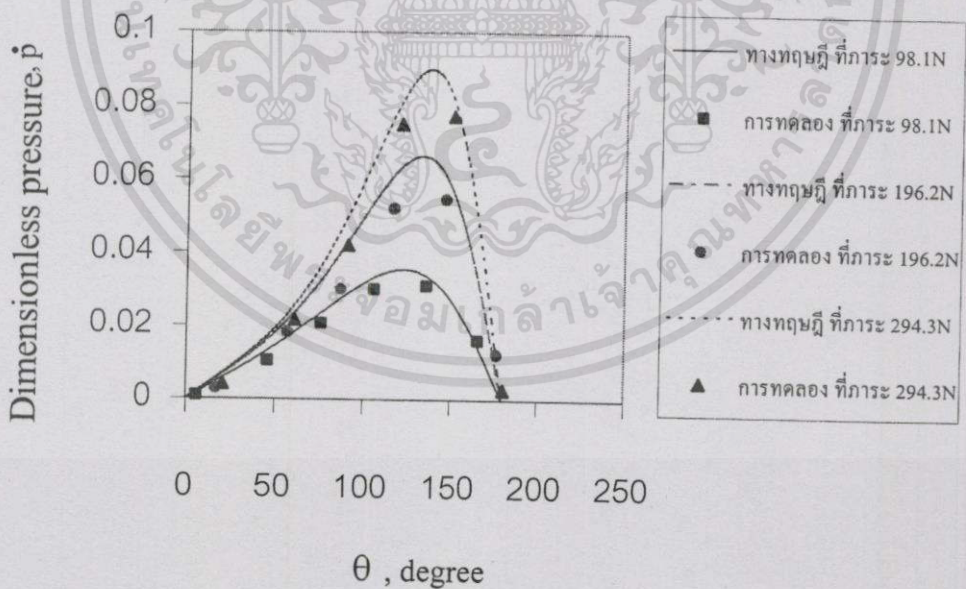
รูปที่ 9.2 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



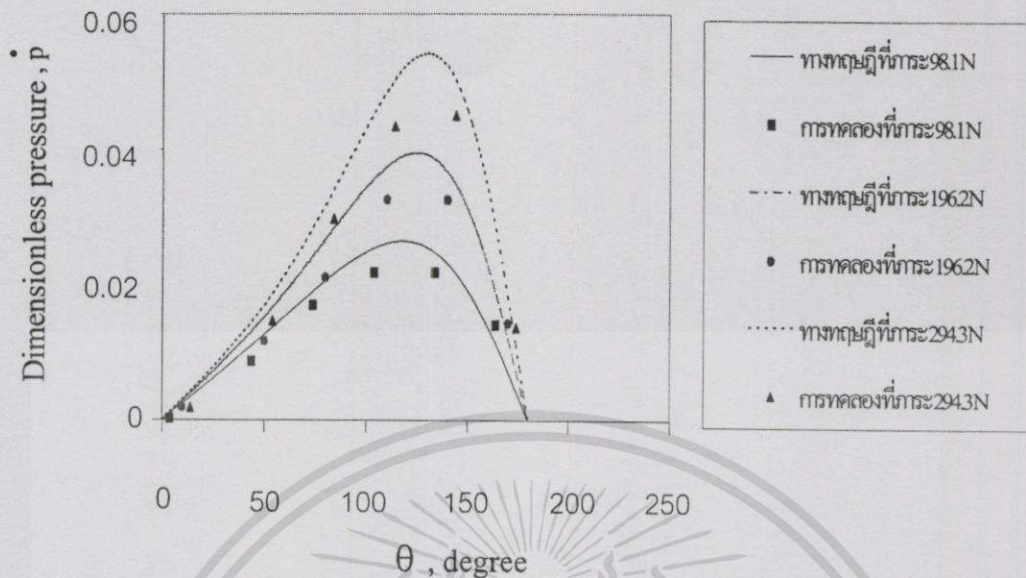
รูปที่ 9.3 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



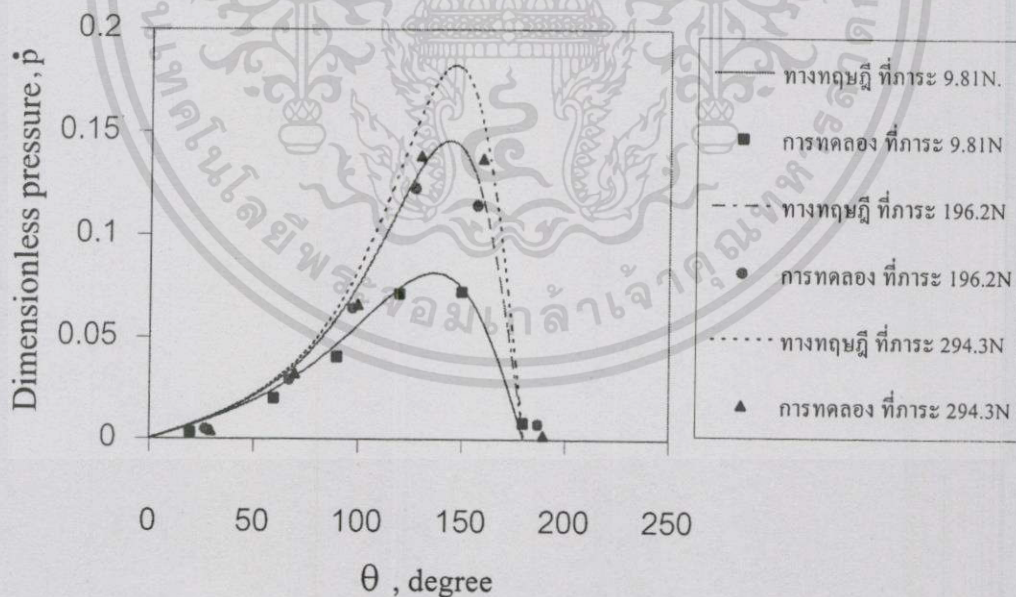
รูปที่ 9.4 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันปลั้มผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



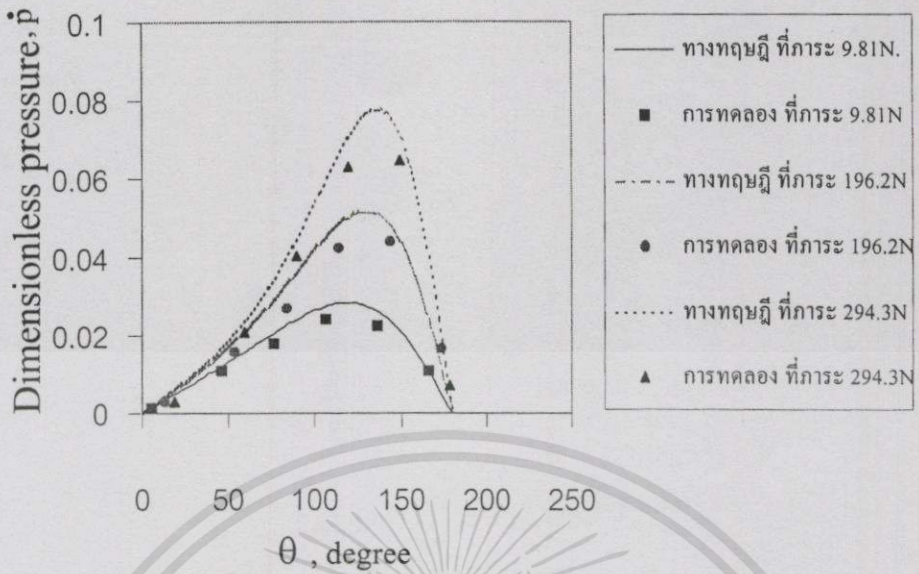
รูปที่ 9.5 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันปลั้มผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



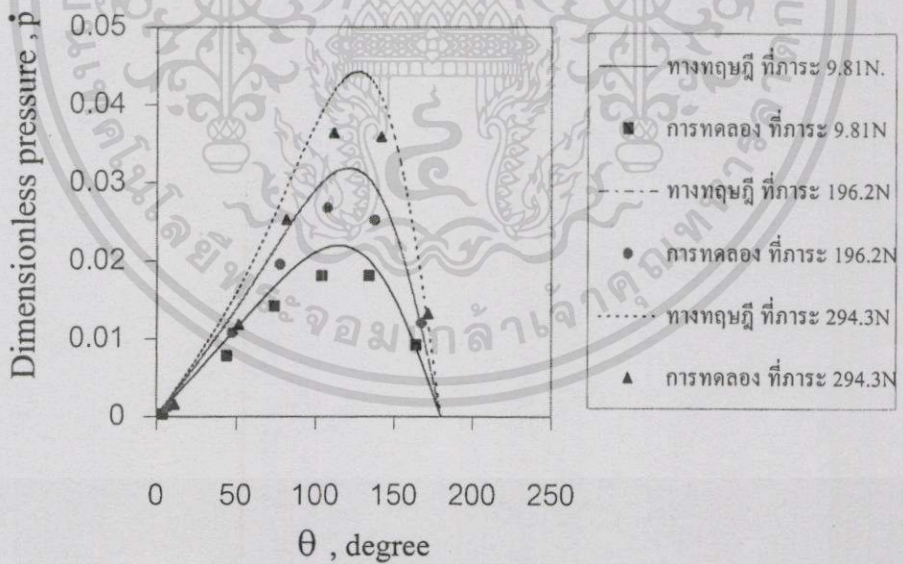
รูปที่ 9.6 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันพาล์มผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



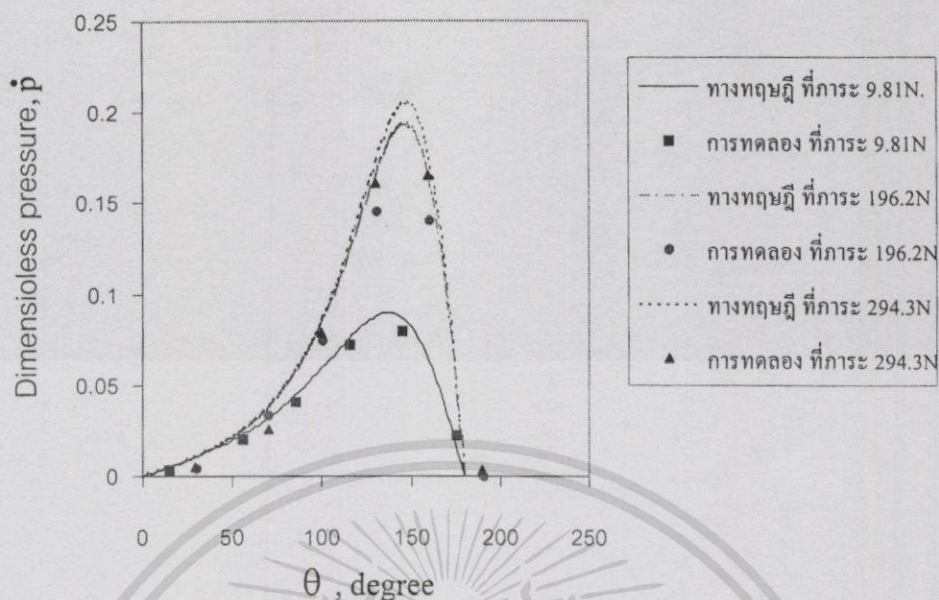
รูปที่ 9.7 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันพาล์มผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



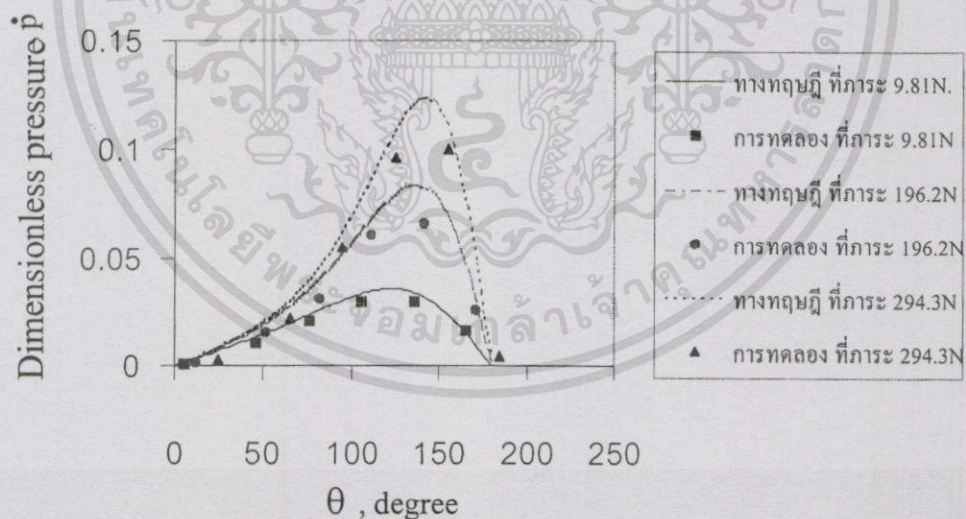
รูปที่ 9.8 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



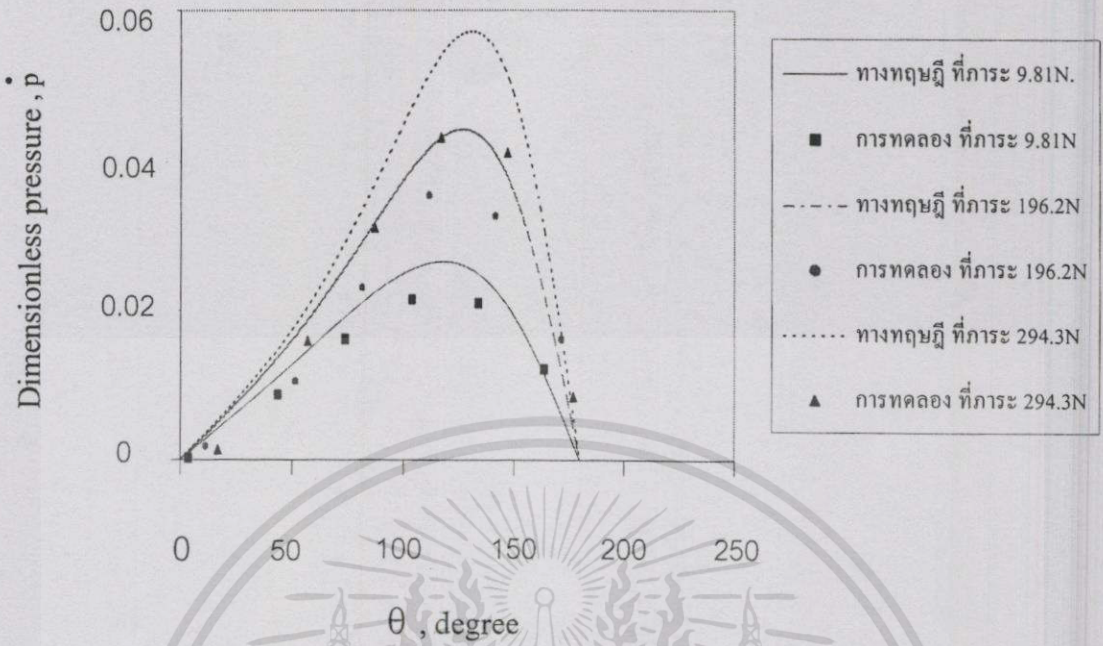
รูปที่ 9.9 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



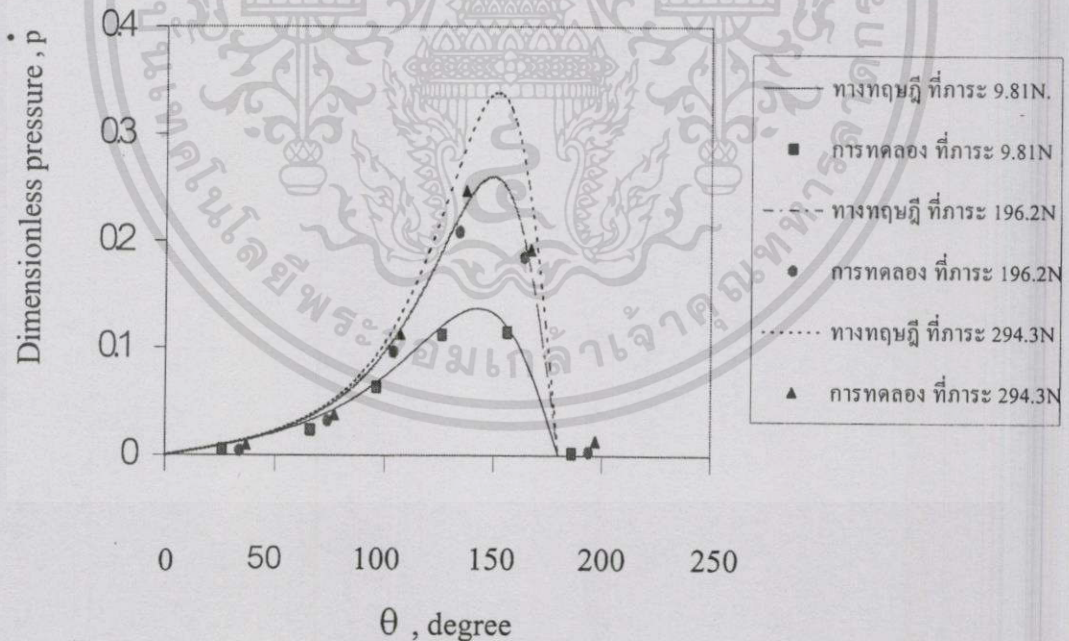
รูปที่ 9.10 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



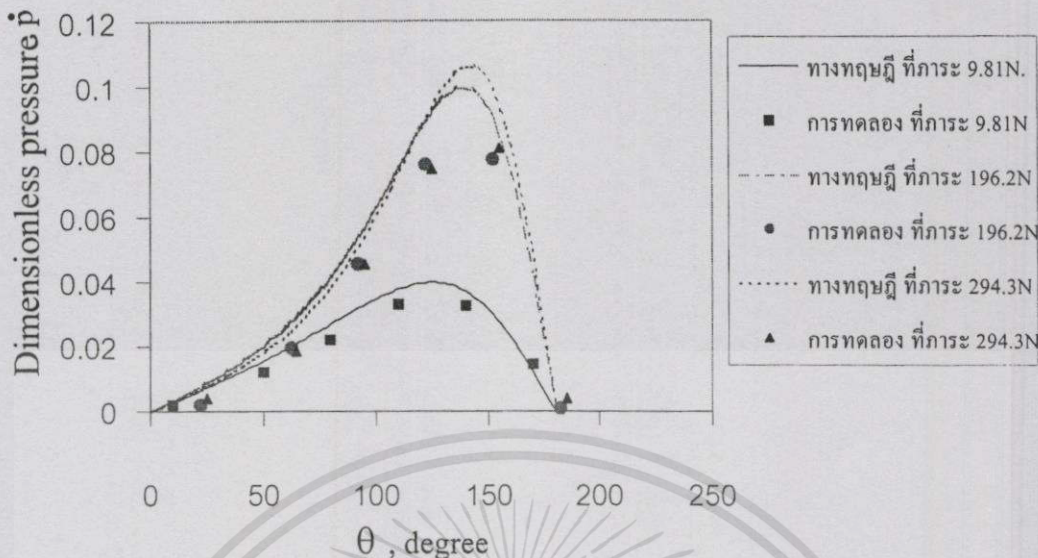
รูปที่ 9.11 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันปาล์มผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



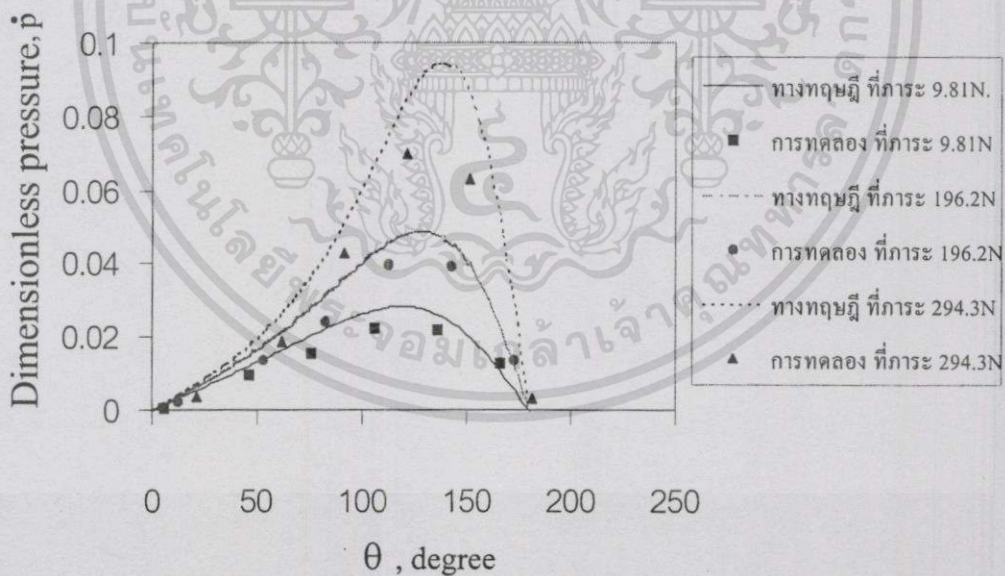
รูปที่ 9.12 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันปลั้มผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



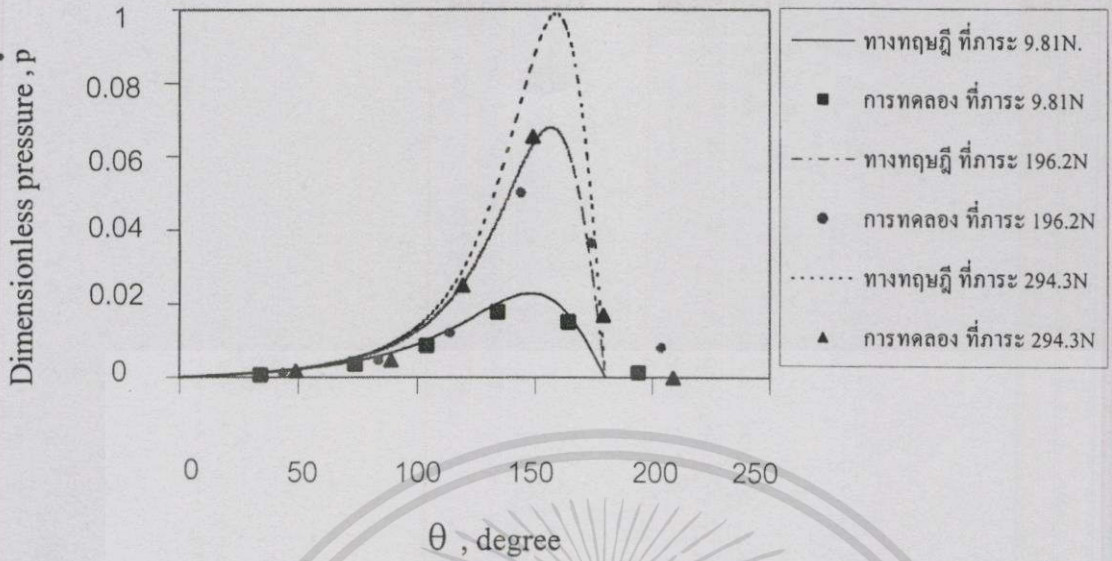
รูปที่ 9.13 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



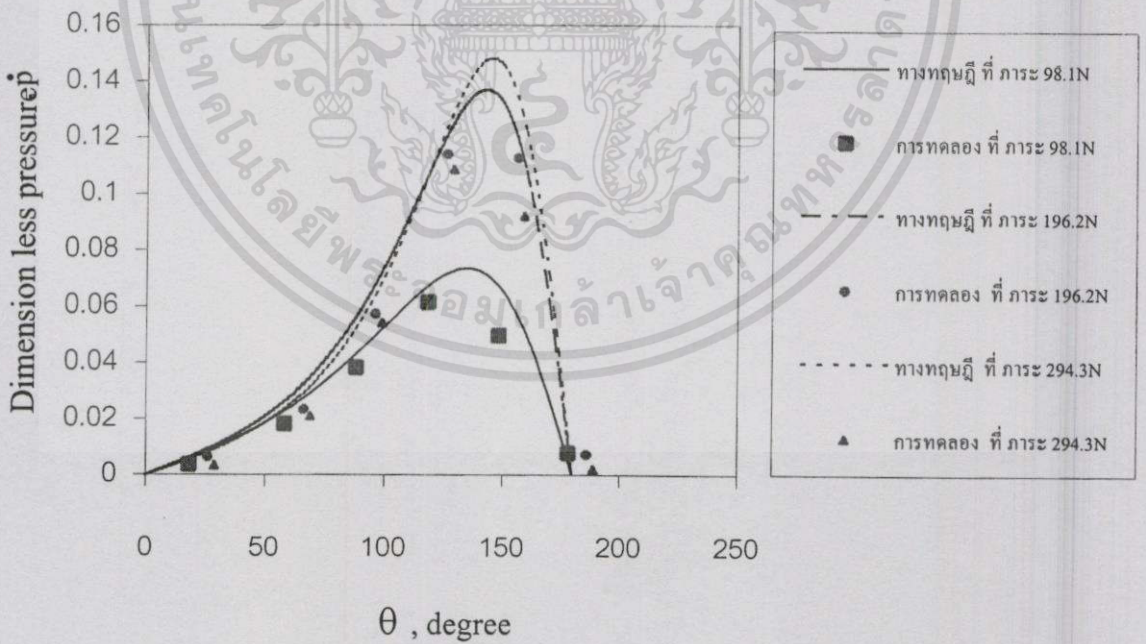
รูปที่ 9.14 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIBและน้ำมันซิลิโคน



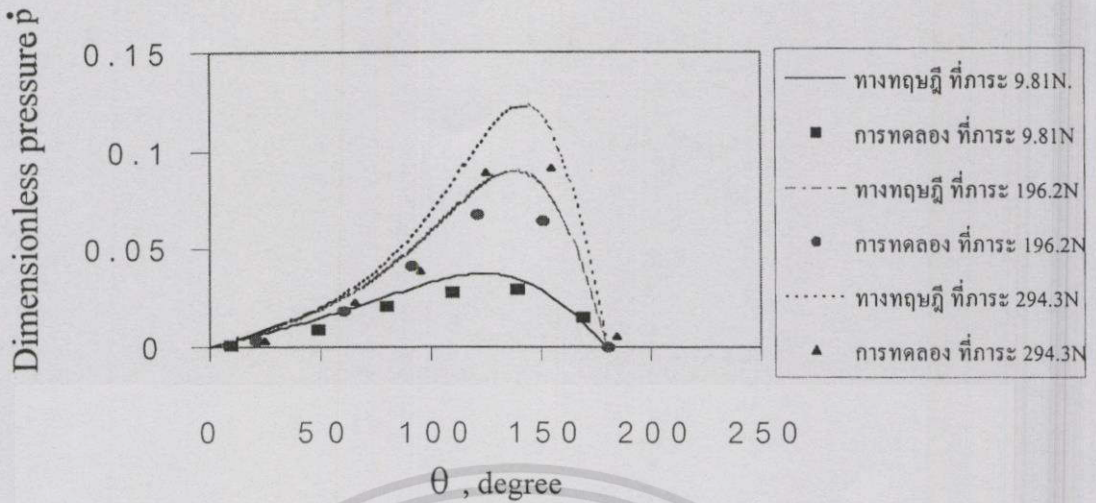
รูปที่ 9.15 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIBและน้ำมันซิลิโคน



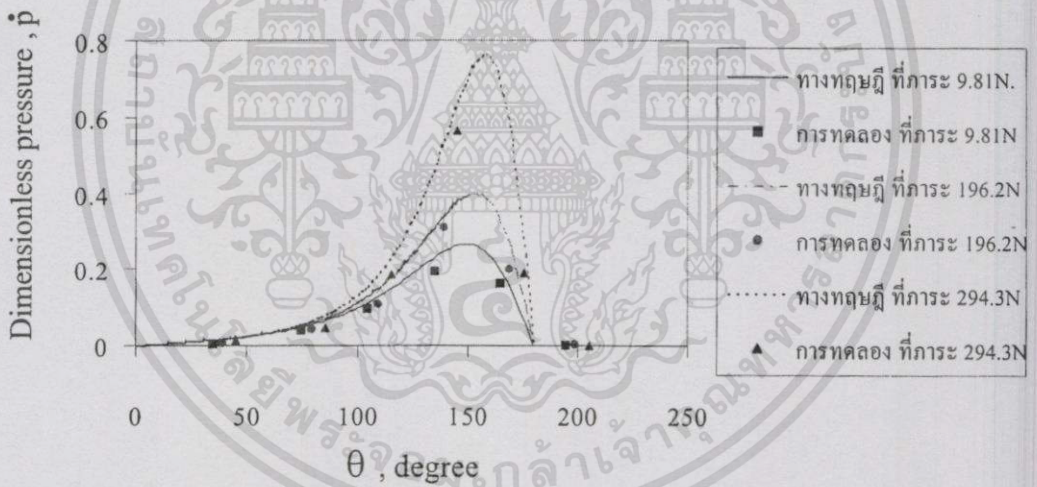
รูปที่ 9.16 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



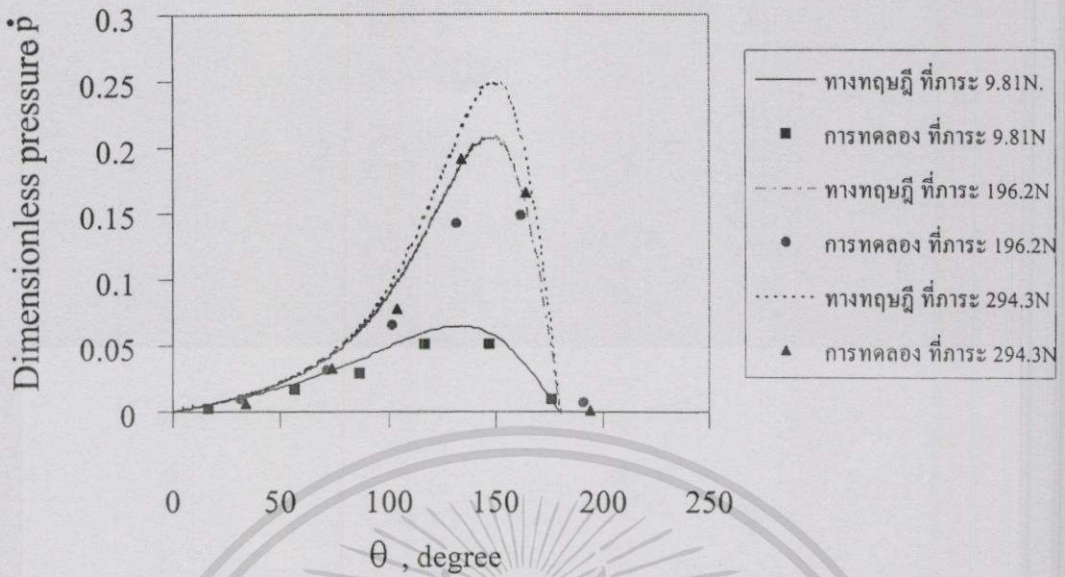
รูปที่ 9.17 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



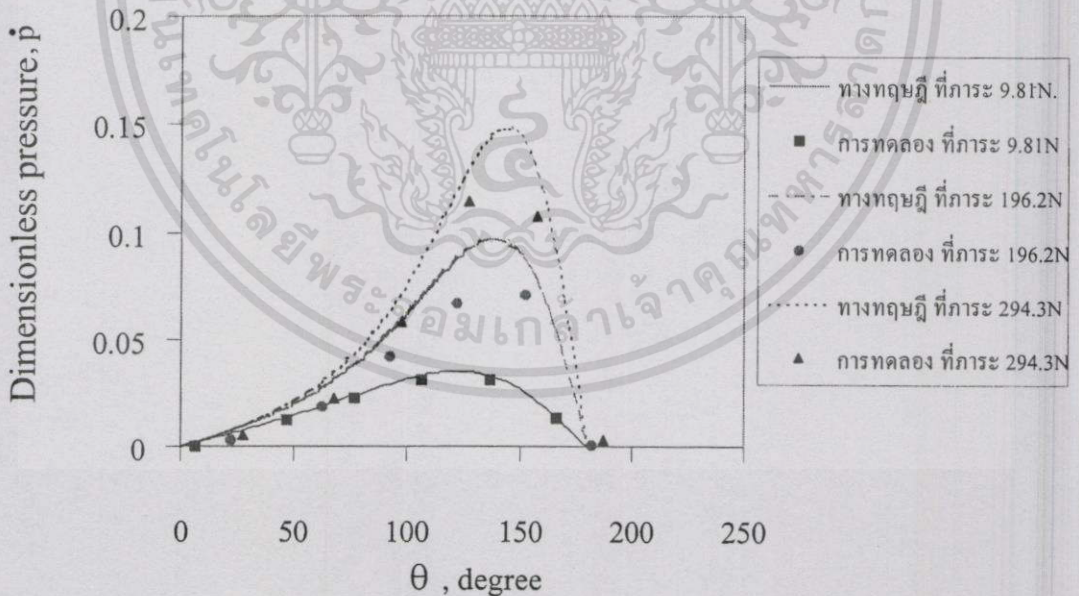
รูปที่ 9.18 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



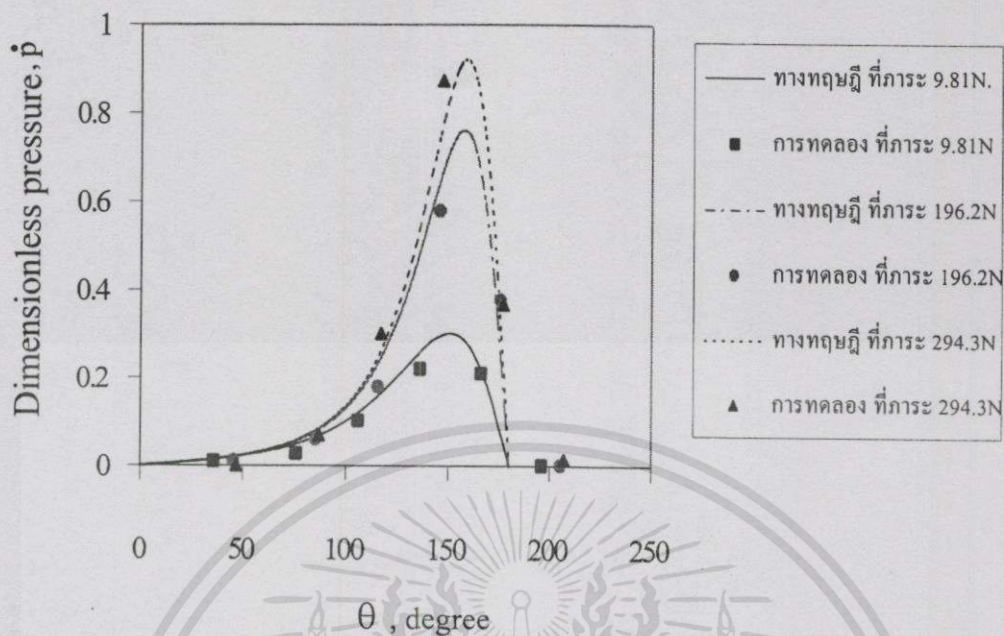
รูปที่ 9.19 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



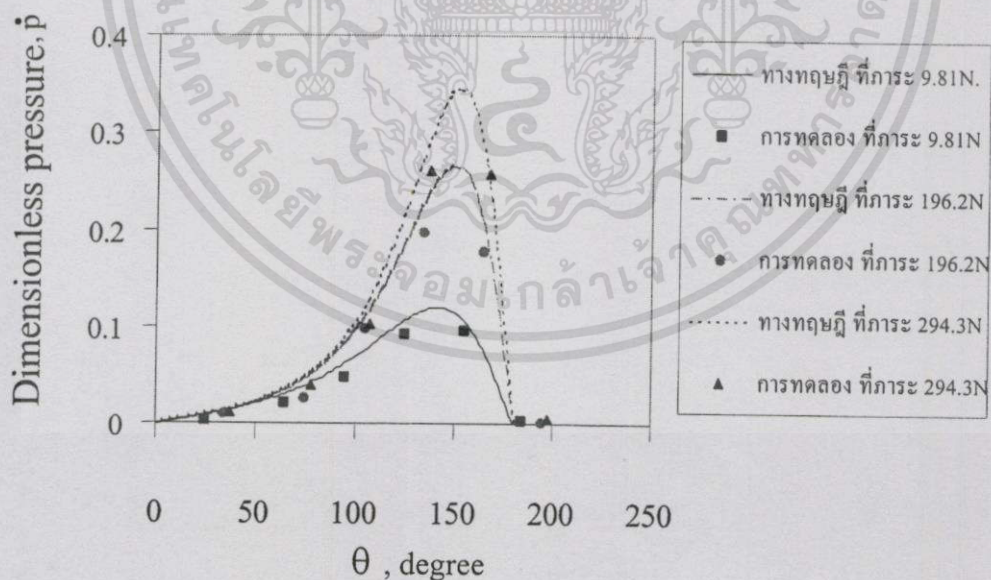
รูปที่ 9.20 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



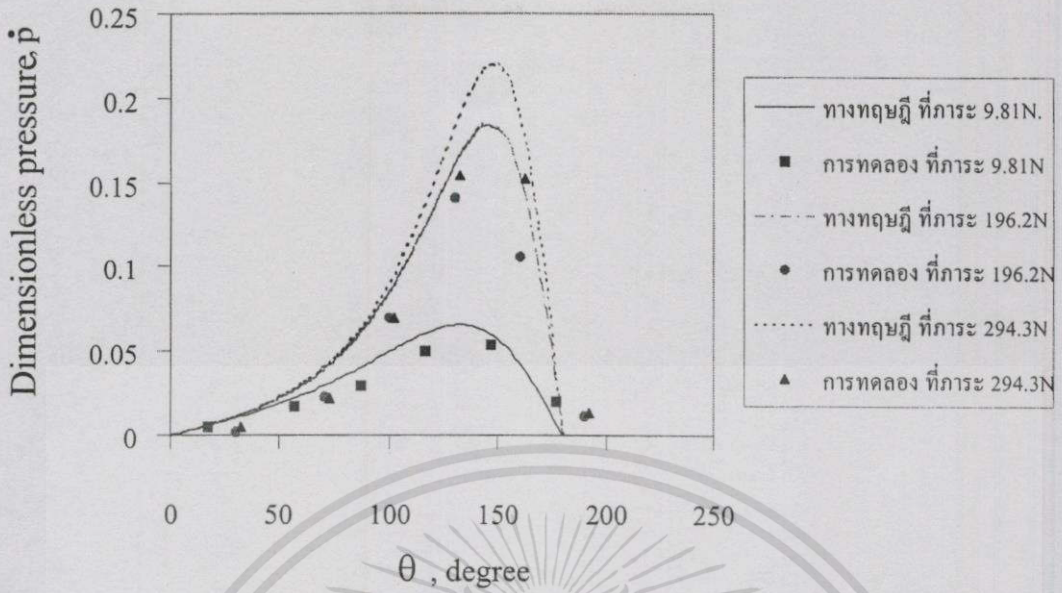
รูปที่ 9.21 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



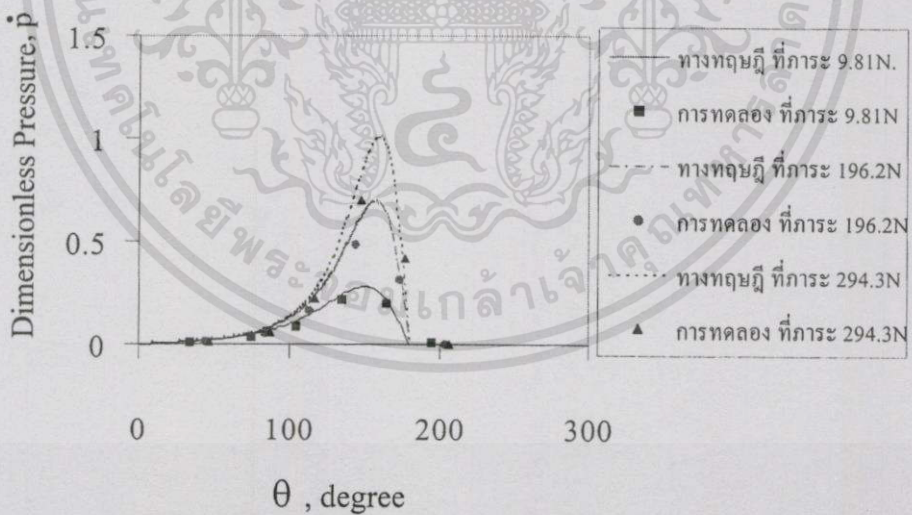
รูปที่ 9.22 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



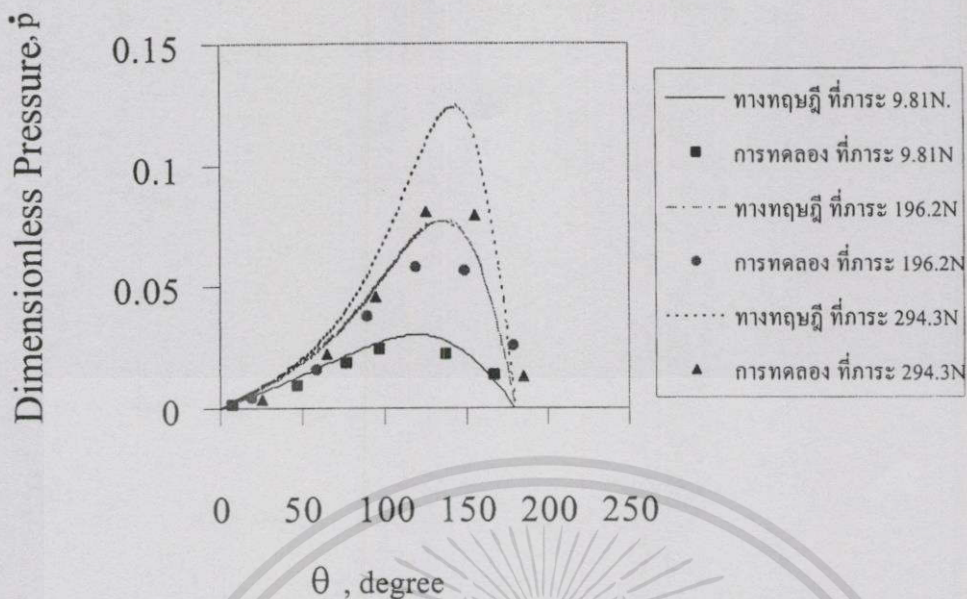
รูปที่ 9.23 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



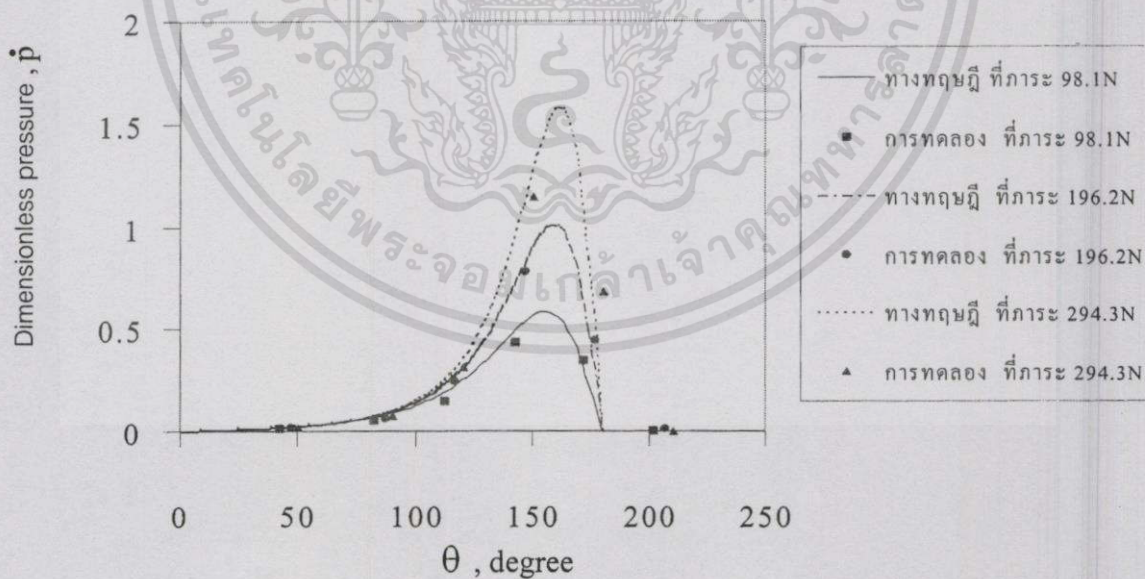
รูปที่ 9.24 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



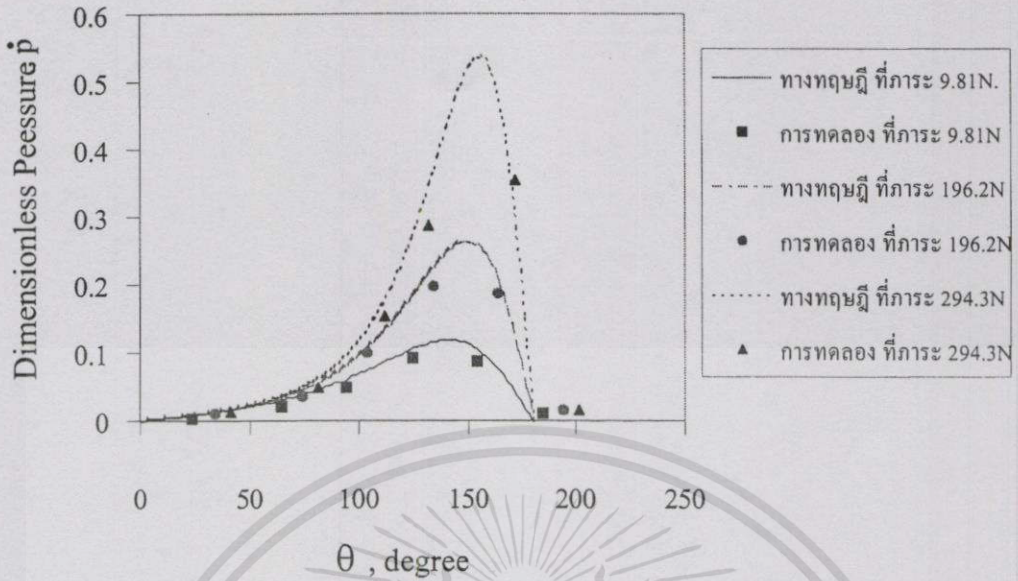
รูปที่ 9.25 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



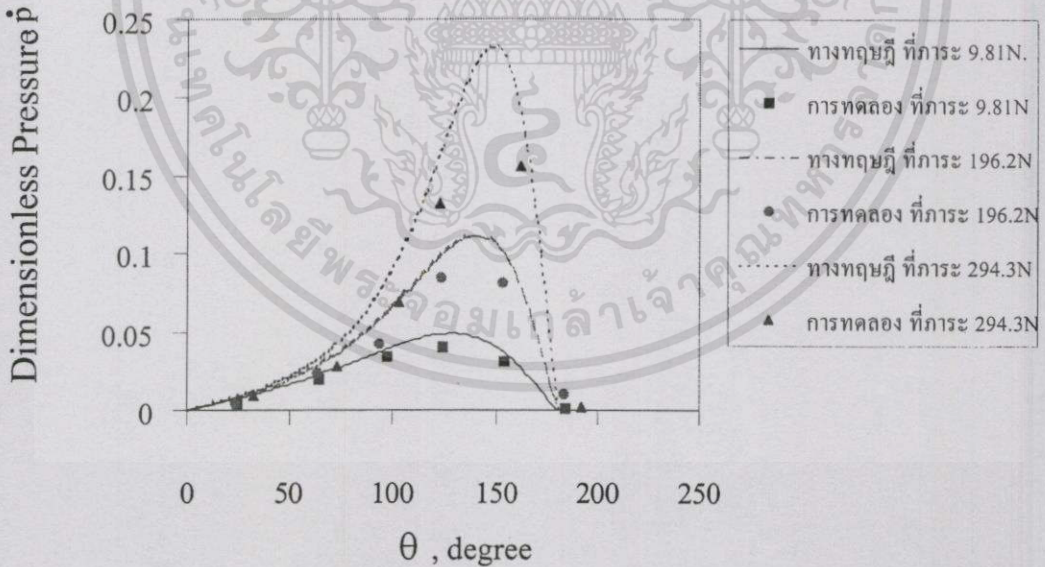
รูปที่ 9.27 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=1000$  rpm ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB และน้ำมันซิลิโคน



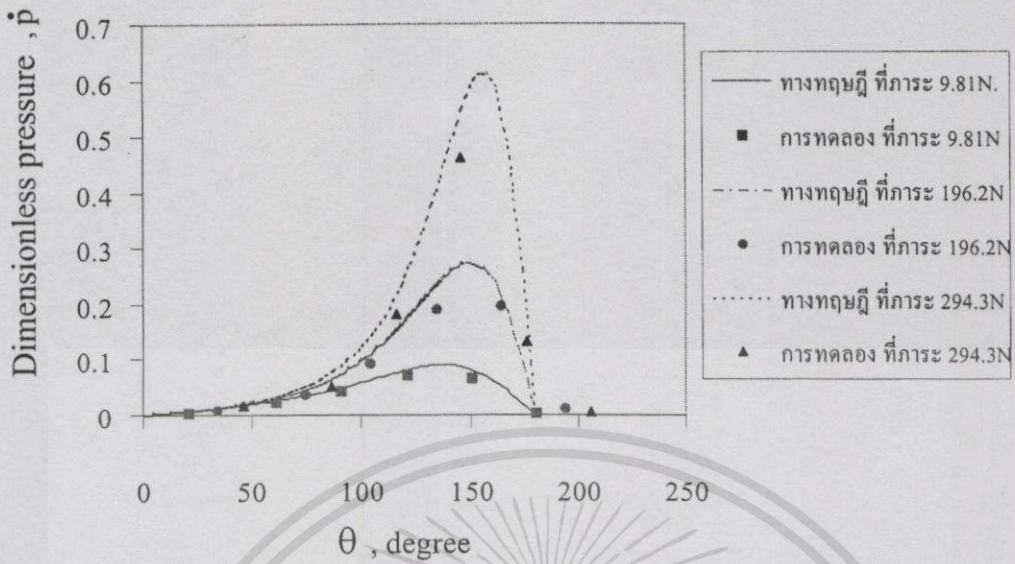
รูปที่ 9.28 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=200$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4 และน้ำมันซิลิโคน



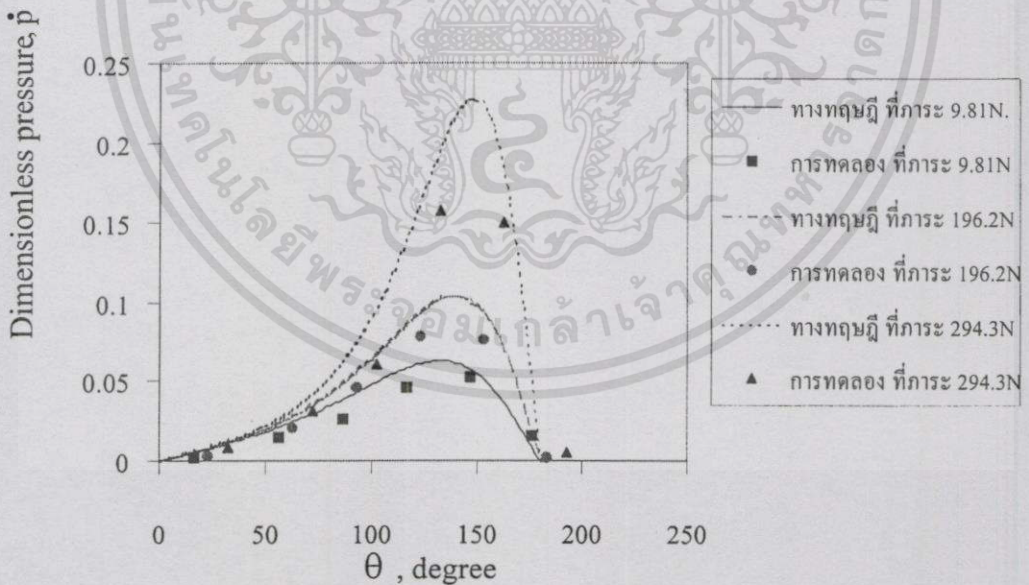
รูปที่ 9.29 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB และ น้ำมันซิลิโคน



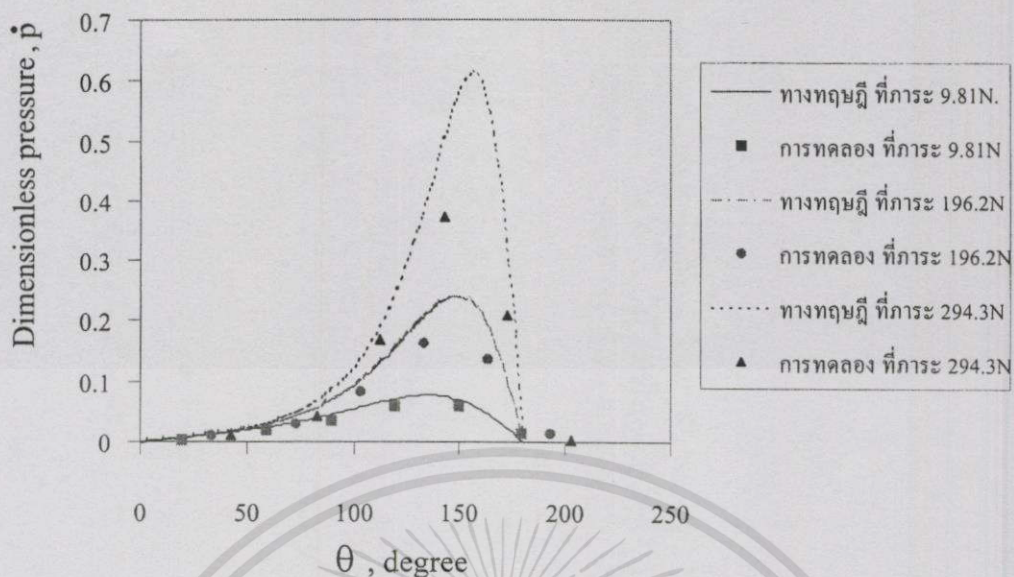
รูปที่ 9.30 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB และ น้ำมันซิลิโคน



รูปที่ 9.32 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=600$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



รูปที่ 9.33 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.08$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน



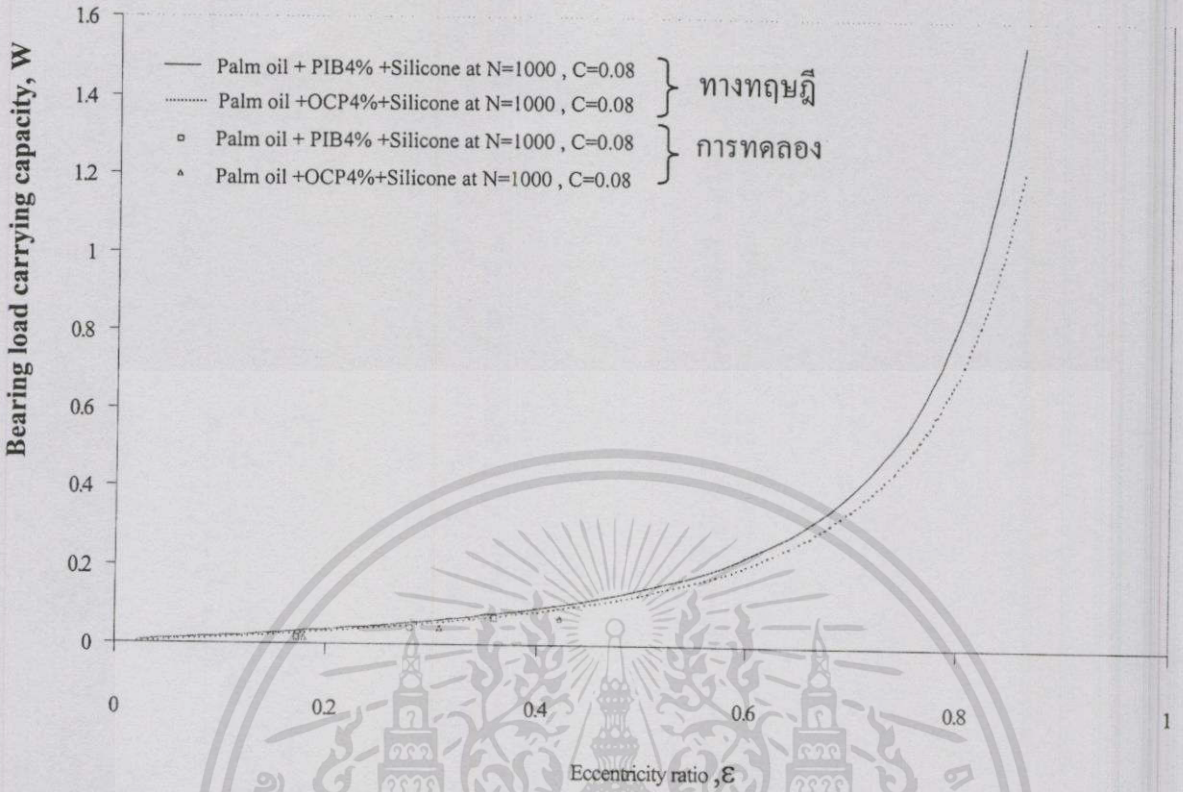
รูปที่ 9.36 แสดงการเปรียบเทียบการกระจายความดันในฟิล์มน้ำมันที่ได้จากการทดลองและทางทฤษฎีที่  $C=0.1$  mm. และ  $N=1000$  rpm. ของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP และน้ำมันซิลิโคน

## 2. ความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของกบรอลื่น (Bearing load carrying capacity)

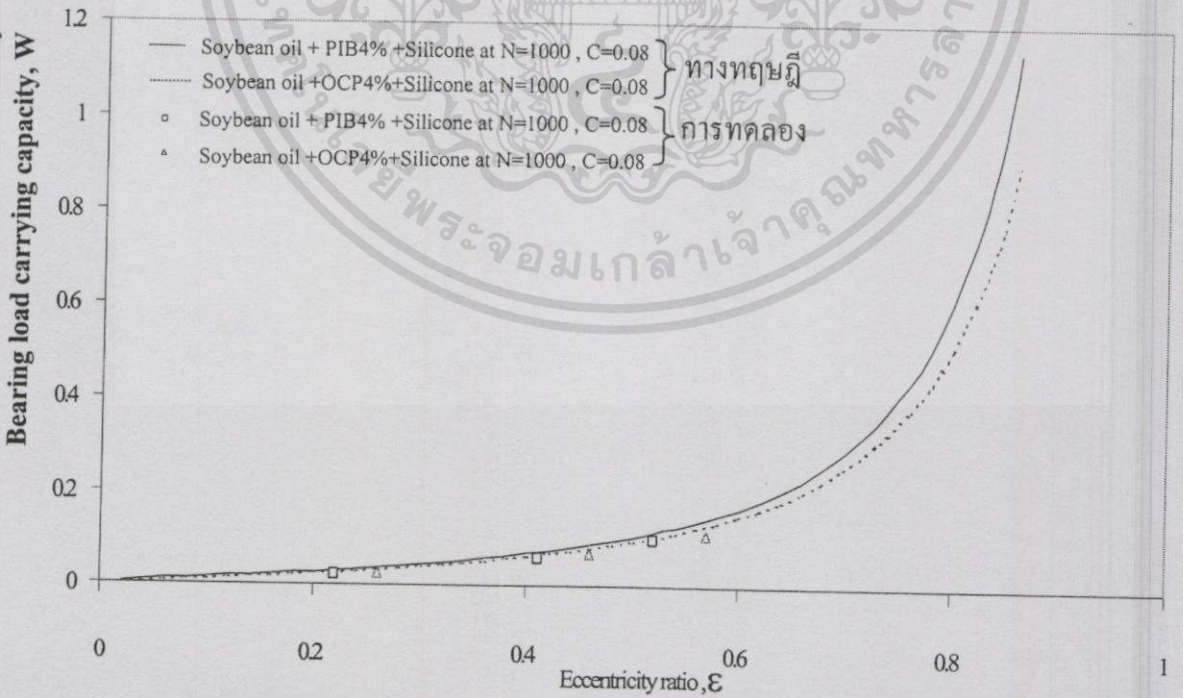
จากรูปที่ 9.37-9.40 แสดงการเปรียบเทียบความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของกบรอลื่นกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลา

จากรูปที่ 9.37-9.39 ที่อัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางที่ จากการคำนวณพบว่าความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของน้ำมันพีชมีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง ทั้งนี้เป็นเพราะว่าในการคำนวณได้กำหนดให้ค่าความหนืดของน้ำมันพีชที่ผสมสารเพิ่มคุณภาพทั้งสาร PIB และสาร OCP มีค่าไม่เปลี่ยนแปลงไปตามอุณหภูมิ แต่จากการทดลองใช้งานจริงค่าความหนืดของน้ำมันพีชจะมีค่าเปลี่ยนแปลง ทั้งนี้อาจเป็นเพราะปริมาณของสาร PIB และสาร OCP ที่ผสมลงไปน้ำมันพีชอาจมีค่าน้อยไปจึงทำให้อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปส่งผลต่อค่าความหนืด

จากรูปที่ 9.40 แสดงการเปรียบเทียบความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของน้ำมันพีชชนิดต่างๆ พบว่าที่อัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางที่ ความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของกบรอลื่นที่ใช้ น้ำมันปาล์ม มีค่าสูงกว่าน้ำมันพีชชนิดอื่น ทั้งนี้เป็นเนื่องจากว่าน้ำมันปาล์มมีค่าความหนืดสูงกว่าน้ำมันชนิดอื่น

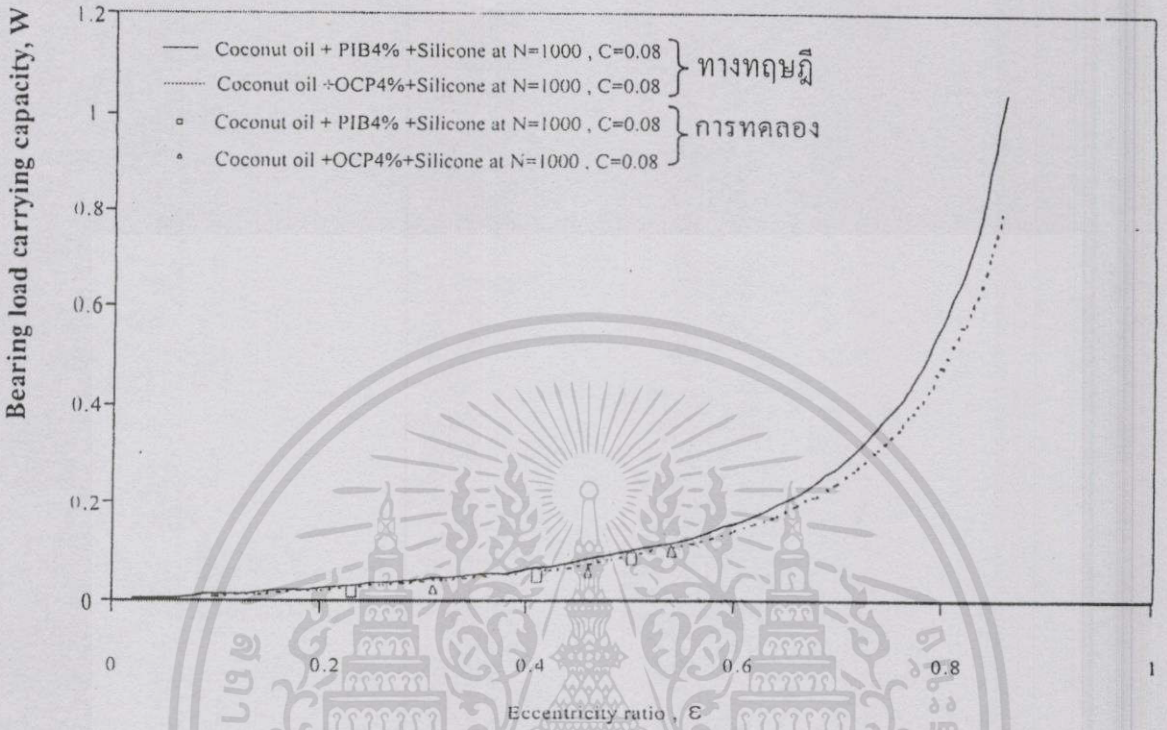


รูปที่ 9.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการรองรับกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันปาล์มเป็นสารหล่อลื่น

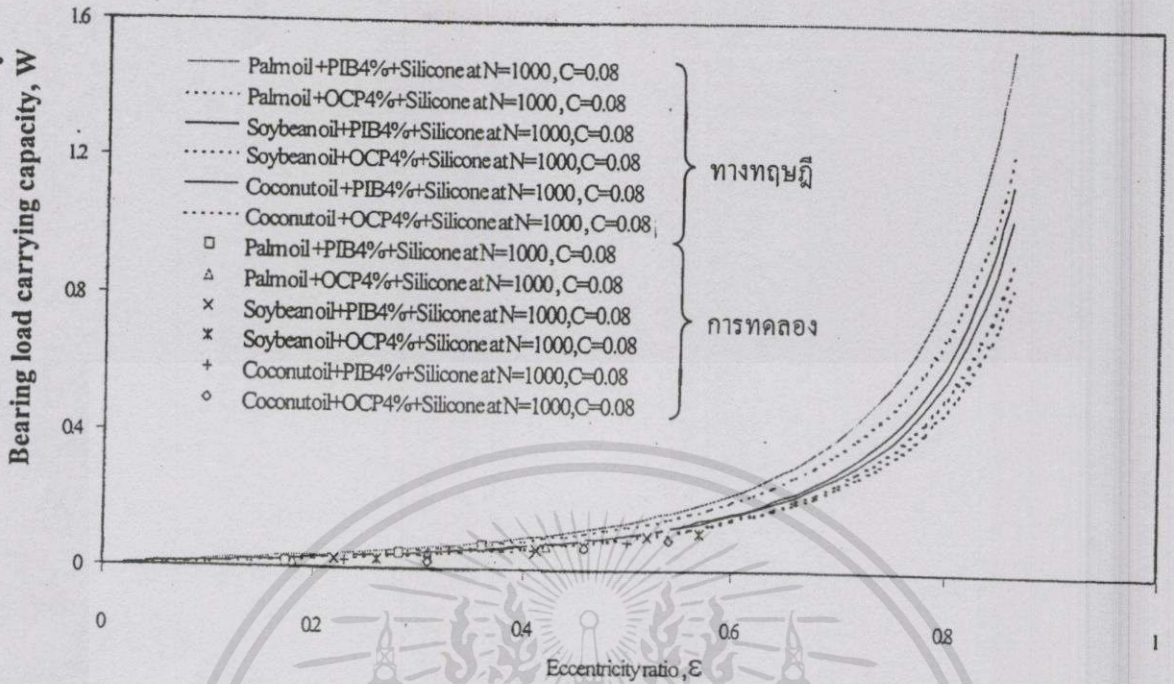


รูปที่ 9.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการรองรับกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันถั่วเหลืองเป็นสารหล่อลื่น

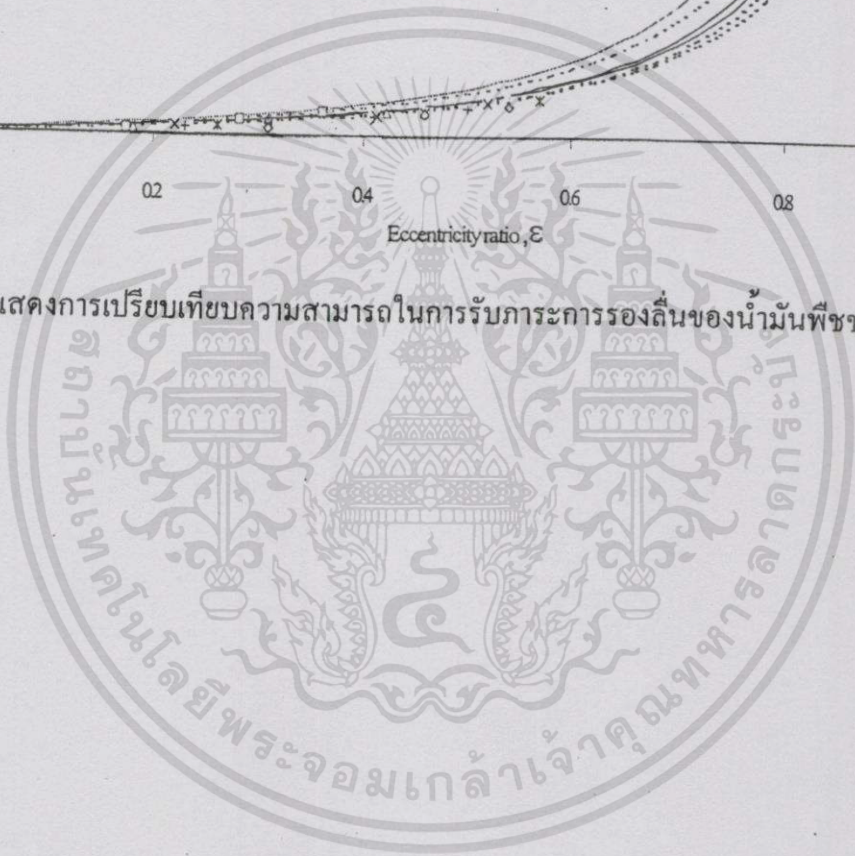
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความสามารถในการรับภาระการรองรับกับอัตราส่วนความเยื้องศูนย์กลางของเพลลาที่ใช้ น้ำมันมะพร้าวเป็นสารหล่อลื่น



รูปที่ 9.40 แสดงการเปรียบเทียบความสามารถในการรับภาระการรองรับของน้ำมันพืชชนิดต่างๆ



## บทสรุปและข้อเสนอแนะ

### 10.1 บทสรุป

ในวิทยานิพนธ์นี้ได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการหล่อลื่นของกาบรองลื่นโดยใช้น้ำมันพีช ผสมกับสารเพิ่มคุณภาพประเภทโพลีเมอร์ อันได้แก่ โพลีไอโซบิวทีลีน (Polyisobutylene, PIB) และ (Olefin copolymer, OCP) แล้วยังได้ทำการเติมน้ำมันซิลิโคน ซึ่งน้ำมันซิลิโคนนอกจากจะมีคุณสมบัติเป็นสารต้านทานการเกิดออกซิเดชันแล้วยังทำหน้าที่เป็นสารต้านทานการเกิดฟองได้ด้วย ซึ่งจากการหาความสัมพันธ์ของความเค้นเฉือนกับอัตราความเครียดเฉือน จากการใช้เครื่องวัดความหนืดแบบแกนหมุน (Rotational viscometer) พบว่าน้ำมันพีชที่ดังกล่าวมีคุณสมบัติเป็นของไหลนอน-นิวโตเนียนแบบไดลาแตนท์ ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปของ Power law model ได้ จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีโดยใช้แบบจำลองดังกล่าว กับสมการการไหลจะทำให้ได้สมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ส์สำหรับกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวง จากสมการโมดิฟายด์เรย์โนลด์ส์เมื่อทำการแก้สมการโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข จะทำให้เราสามารถหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันได้ ในวิทยานิพนธ์นี้ได้ออกแบบสร้างกาบรองลื่นเพลากลมแบบเต็มวง ที่มีอัตราส่วน L/D เท่ากับ 0.49 เพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้กับการคำนวณซึ่งจากการศึกษาที่ได้สามารถสรุปได้ดังนี้

1. ที่ภายใต้ความเร็วรอบคงที่ พบว่าเมื่อเพิ่มภาระที่กระทำบนกาบรองลื่นจะส่งผลให้ค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันมีค่าเพิ่มขึ้น
2. ที่ภายใต้ภาระคงที่ พบว่าเมื่อความเร็วรอบมีค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันมีค่าลดลง
3. ความหนาฟิล์มน้ำมันของน้ำมันปาล์มมีค่ามากเมื่อเทียบกับน้ำมันพีชชนิดอื่น
4. ความสามารถในการรับภาระการหล่อลื่นของน้ำมันปาล์มมีค่ามากกว่าเมื่อเทียบกับน้ำมันพีชชนิดอื่น
5. จากผลการคำนวณหาค่าการกระจายความดันของฟิล์มน้ำมันในกาบรองลื่นเพลากลม พบว่าแนวโน้มของค่าที่ได้มีลักษณะสอดคล้องกันกับการทดลอง

### 10.2 ข้อเสนอแนะ

จากผลการทดลองที่ได้พบว่าแนวโน้มของค่าที่ได้มีลักษณะคล้ายกับการคำนวณ แต่อย่างไรก็ตาม ผลที่ได้จากการคำนวณก็ยังไม่ตรงกับค่าที่ได้จากการทดลอง ทั้งนี้อาจเป็นผลมาจากปริมาณของสารเพิ่มคุณภาพน้อยไป รวมทั้งอาจเป็นผลมาจากสภาวะแวดล้อมภายในห้องทดสอบไม่เอื้ออำนวยเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถควบคุมให้คงที่ได้แน่นอน ดังเช่นอุณหภูมิ เป็นต้น อีกทั้งอาจมีความคลาดเคลื่อนจากเครื่องมือที่ใช้ในการวัด เช่น สัญญาณการรบกวนจากสิ่งแวดล้อมที่มีต่ออุปกรณ์ที่ใช้ในการวัด การอ่านและการจดบันทึกค่า รวมทั้งการปรับเทียบค่าของ Gap sensor และ Pressure transducer ที่สร้างขึ้นมา ดังนั้นหากต้องการให้ผลการทดลองมีค่าตรงกับค่าที่คำนวณได้ดียิ่งขึ้นควรที่จะจัดหาเครื่องมือที่มีความเที่ยงตรงสูง และกำจัดสัญญาณการรบกวนจากสิ่งแวดล้อมให้เหลือน้อยที่สุด

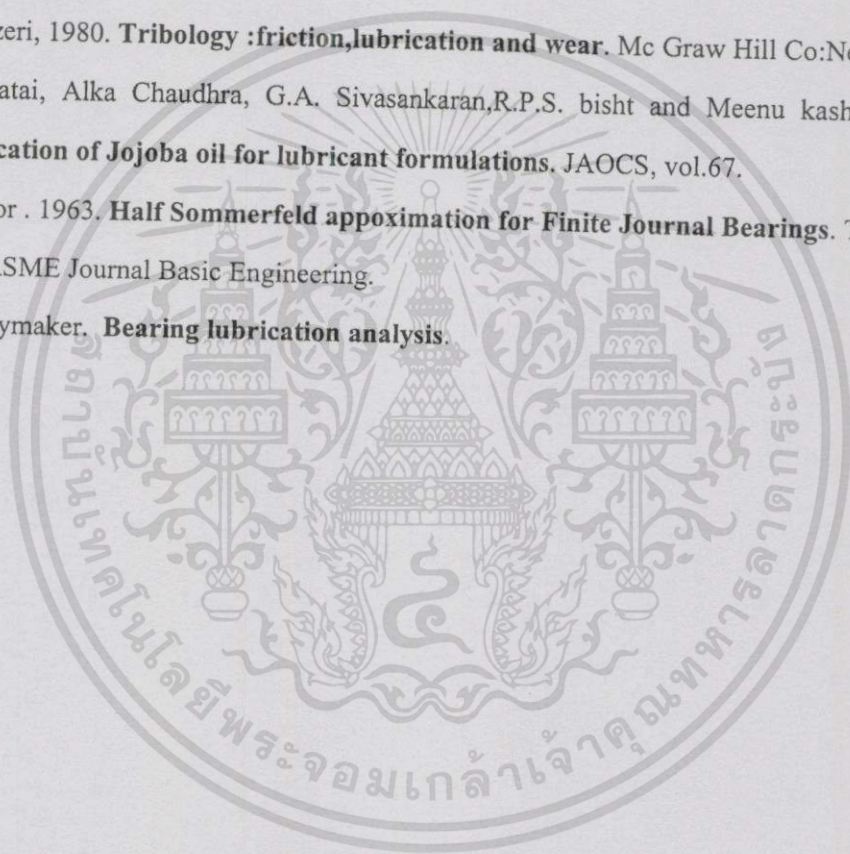
อย่างไรก็ดีแล้วแต่ในวิทยานิพนธ์นี้ไม่ได้ทำการศึกษาถึงอัตราส่วนที่เหมาะสมผสมของสารเพิ่มคุณภาพที่ผสมในน้ำมันพืชซึ่งในน้ำมันพืชแต่ละชนิดก็จะมีคุณสมบัติในการผสมเข้ากันแตกต่างกันออกไป อีกทั้งยังไม่ได้ทำการศึกษาถึงผลของการสีหหรือและการกักร่อนของน้ำมันพืชที่มีต่อโลหะชนิดต่างๆ รวมทั้งการเลือกใช้สาร Antioxidant ในน้ำมันพืช และการวัดค่า Peroxide value และ Acid value ทั้งก่อนการทดสอบและหลังการทดสอบ



## เอกสารอ้างอิง

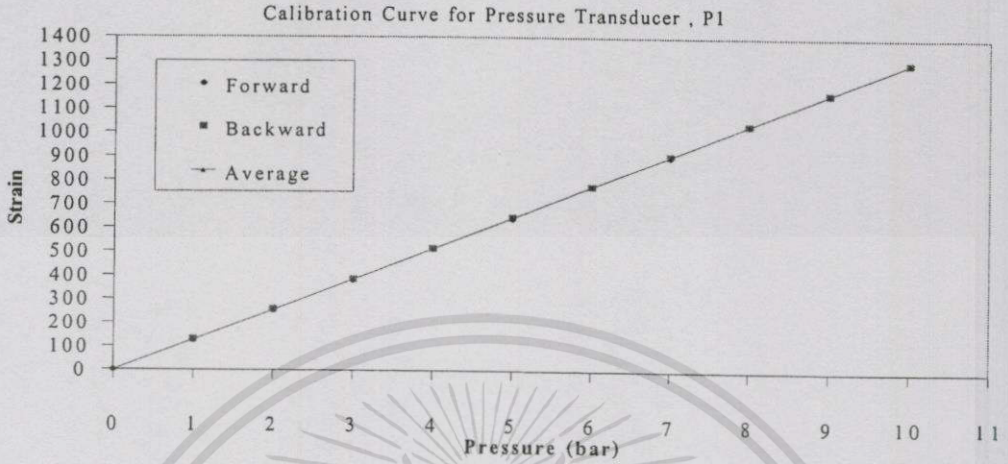
1. Reynolds, O. 1886 **On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beachamp Tower's Experiments**. Phil. Trans. Roy. Soc., 177 , 1886.
2. Horowitz, H.H, and Steidler, F.E. 1961. **Calculated Performance of Non-Newtonian Lubricants in Finite Width Journal Bearings** . ASLE Trans. vol. 4.
3. Tanner, R.I.,1963. **Non-Newtonian Lubrication Theory and Its Application to the Short Journal Bearing** . Australian Journal of Applied Science, vol. 14,
4. Tanner, R.I., 1964. **Short Bearing Solution for Pressure Distribution in a Non-Newtonian Lubricant**. Trans. ASME Journal of Applied Mech.
5. Wada,S.,and Hayashi, H. 1971. **Hydrodynamic Lubrication of Journal Bearings by Pseudoplastic Lubricants**. Bulletin of the JSME
6. Safar, Z.S. 1979. **Journal Bearing Operating with Non-Newtonian Lubricant Films**. WEAR, vol. 53.
7. Mongkolwongrojn, M., Arunmetta,P. 2000. **Theoretical Characteristic of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Soybean-based Oil** , 9<sup>th</sup> Nordic Symposium on Tribology : at Porvoo, Finland, 11-14 June
8. Ranny,M.W., 1973. **Lubricant Additives**. Noyes Data Co: London.
9. Schey, J.A. 1984. **Tribology in Metalworking : Friction,Lubrication and Wear** , American Society for Metals; Ohio.
10. Freeman,J.P,Padly,F.B and Sheppard,W.L. 1973. **Use of silicones in flying oils**. Jour. Amer. Oil Chem., 50,101.
11. Hashimoto H., Mongkolwongrojn M. 1993. **Advanced lubrication theory**. KMITL Bangkok.
12. Dien, I.K. and Elrod, H.G. 1983. **A generalized Steady-State Reynolds Equation for Non-Newtonian Fluids with Application to Journal Bearings** . Trans. ASME ,Jour. Lubr. Tech., vol. 105.
13. Sakata,M. Takahasni,Y. and Sonehara,M. 1985. **Quality of flied food with palm oil**. Jour. Amer. Oil Chem. 62,449.
14. Csichos,H., 1978. **Tribology : A system approach to the science and Technology of friction,lubrication and wera**. Elsevier scientific publishing Co:New York.

15. กองน้ำมันเชื้อเพลิง. 2538, **สรุปการผลิต การนำเข้าและการจำหน่ายน้ำมันเชื้อเพลิงประจำปี 2538 : กรมทะเบียนการค้า.**
16. กองน้ำมันเชื้อเพลิง. 2539, **สรุปการผลิต การนำเข้าและการจำหน่ายน้ำมันเชื้อเพลิงประจำปี 2539 : กรมทะเบียนการค้า.**
17. Stachowick,G.W., Batchlor,A.W. 1993. **Engineering Tribology.** Elsevier science publishers : Natherlands.
18. Bieley, C.A.,and Anrovs., **The Lubriaction Engineering Manual.** 1<sup>st</sup> ed. U.S.A.: United States Steel Co., 197.
19. A.Z. Szeri, 1980. **Tribology :friction,lubrication and wear.** Mc Graw Hill Co:Newyork,
20. V.K.bhatai, Alka Chaudhra, G.A. Sivasankaran,R.P.S. bisht and Meenu kashyap. 1990. **Modification of Jojoba oil for lubricant formulations.** JAOCS, vol.67.
21. J.V.fedor . 1963. **Half Sommerfeld appoximation for Finite Journal Bearings.** Transaction of the ASME Journal Basic Engineering.
22. S.S. Slaymaker. **Bearing lubrication analysis.**

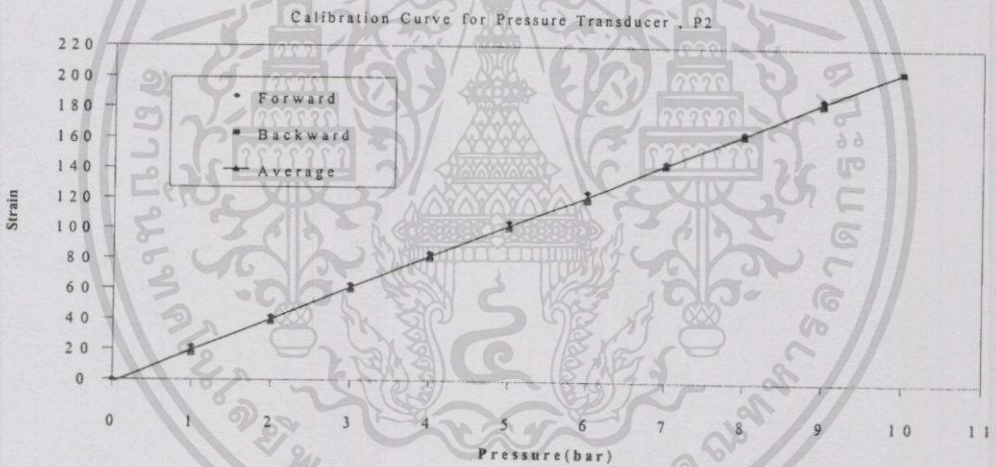


ภาคผนวก ก

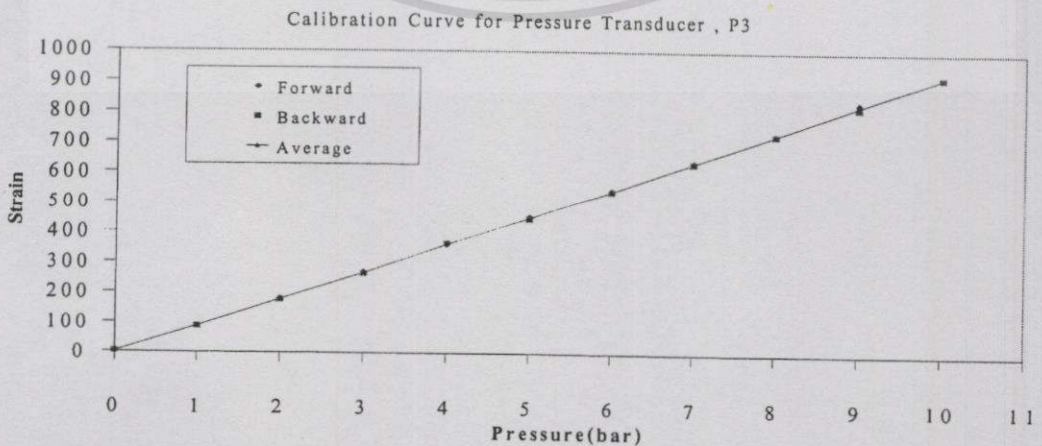
กราฟแสดง Calibration curve ของ Pressure transducer



รูปที่ ก.1 กราฟแสดง Calibration curve ของ Pressure transducer ,P<sub>1</sub>



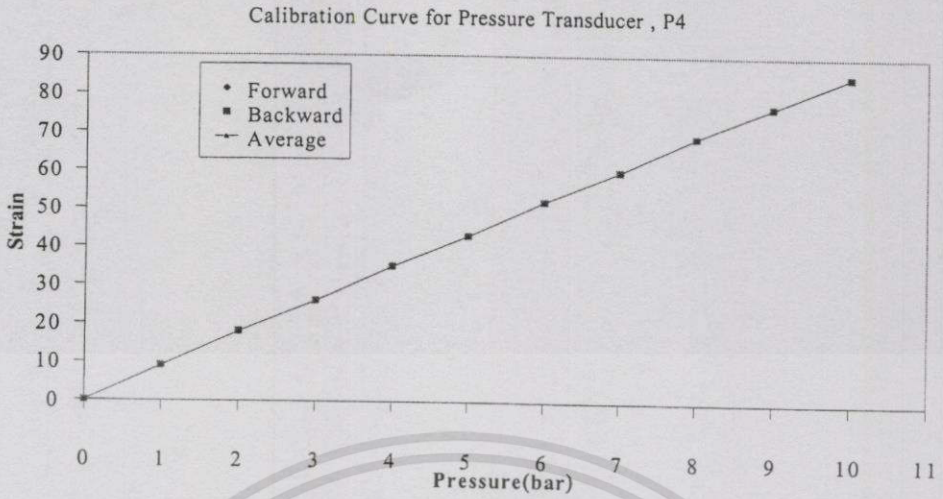
รูปที่ ก.2 กราฟแสดง Calibration curve ของ Pressure transducer,P<sub>2</sub>



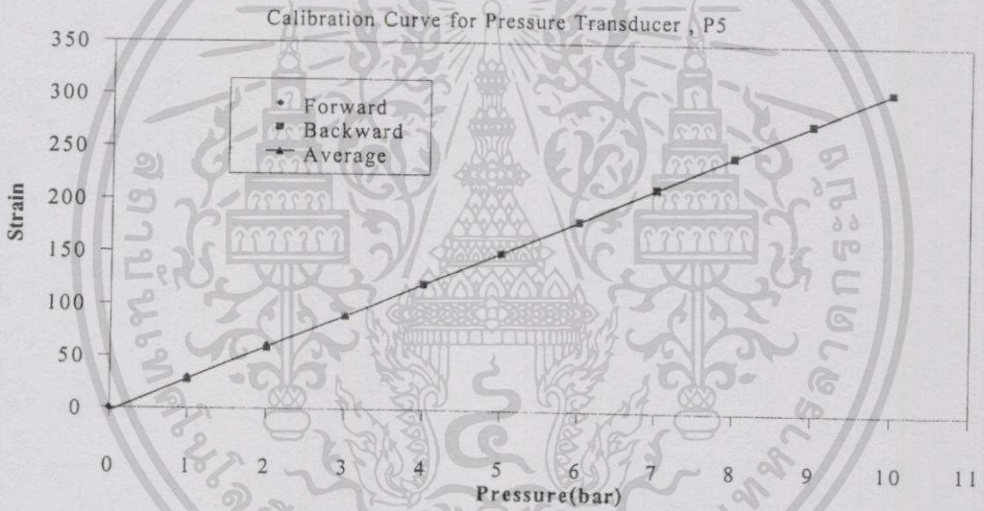
รูปที่ ก.3 กราฟแสดง Calibration curve ของ Pressure transducer,P<sub>3</sub>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

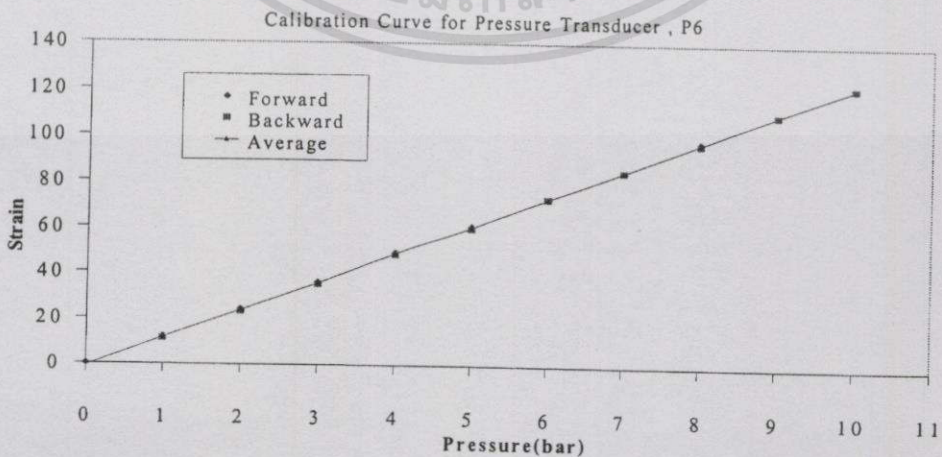
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.4 กราฟแสดงCalibration curve ของ Pressure transducer,P<sub>4</sub>



รูปที่ ก.5 กราฟแสดงCalibration curve ของ Pressure transducer,P<sub>5</sub>

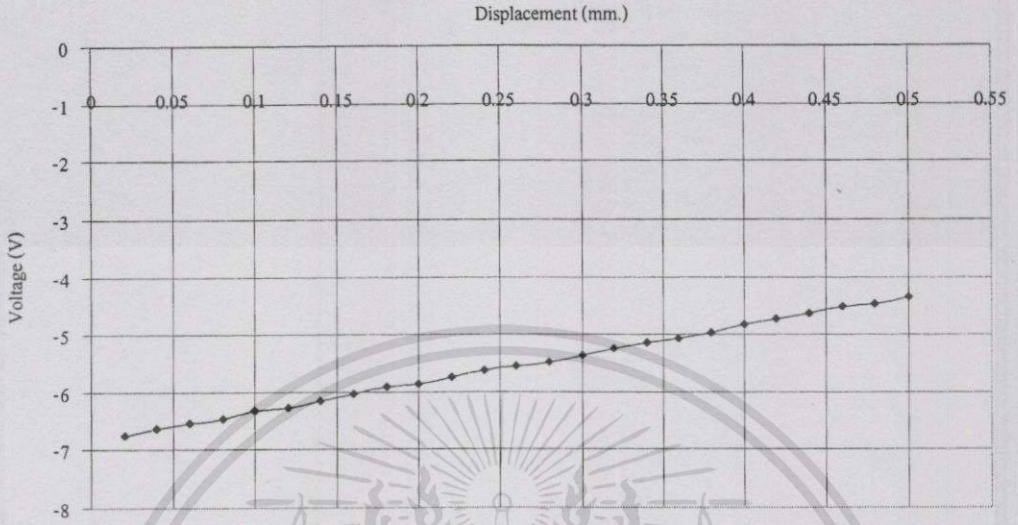


รูปที่ ก.6 กราฟแสดงCalibration curve ของ Pressure transducer,P<sub>6</sub>

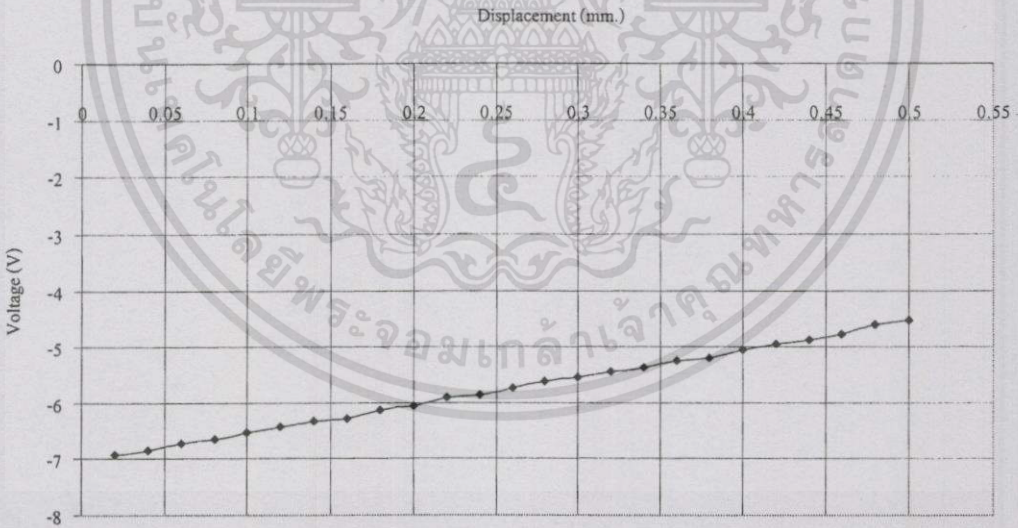
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

กราฟแสดง Calibration curve ของGapsensor



รูปที่ ข.1 แสดง Calibration curve ของGapsensor,G1



รูปที่ ข.2 แสดง Calibration curve ของGapsensor,G2

## ภาคผนวก ค

## คุณสมบัติของน้ำมันทดสอบ

ตารางที่ ค.1 คุณสมบัติของน้ำมันปาล์ม

คุณสมบัติ	น้ำมันปาล์มรีไฟน์	น้ำมันปาล์มผสม PIB4%และน้ำมันซีดี โคโค 2ppm	น้ำมันปาล์มผสม OCP4%และน้ำมันซี ดีโคโค 2ppm
ความหนืดสัมบูรณ์, mPa.s			
@ 25 °C	71.6	86.4	81.1
@ 40 °C	42.3	50.5	46.6
@ 60 °C	26.7	25.4	24.3
@ 80 °C	12.9	15.4	14.9
@ 100 °C	9.09	10.4	11
ความหนาแน่น, g/cm <sup>2</sup>			
@ 40 °C	.....	0.8987	0.8978
ค่าดัชนีความหนืด	.....	155	162
ความหนืดจกนัล, cSt			
@ 40 °C	30.92	56.19	51.68
@ 100 °C	6.50	11.88	12.59

ตารางที่ ค. 2 คุณสมบัติของน้ำมันมะพร้าว

คุณสมบัติ	น้ำมันมะพร้าวรีไฟน์	น้ำมันมะพร้าวผสม PIB4%และน้ำมันซีดี โคโค 2ppm	น้ำมันมะพร้าวผสม OCP4%และน้ำมันซี ดีโคโค 2ppm
ความหนืดสัมบูรณ์, mPa.s			
@ 25 °C	51.7	58.3	57.4
@ 40 °C	31.7	33.5	33.1
@ 60 °C	18.5	19.8	19.1
@ 80 °C	11.1	12.5	12.7
@ 100 °C	9.5	10.3	10.3
ความหนาแน่น, g/cm <sup>2</sup>			
@ 40 °C	.....	0.9063	0.9056
ค่าดัชนีความหนืด	.....	177	176
ความหนืดจกนัล, cSt			
@ 40 °C	29.79	36.96	36.55
@ 100 °C	6.06	12.40	11.72

เอกสารนี้เป็นเอกสารตัวอย่างเพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำไปใช้

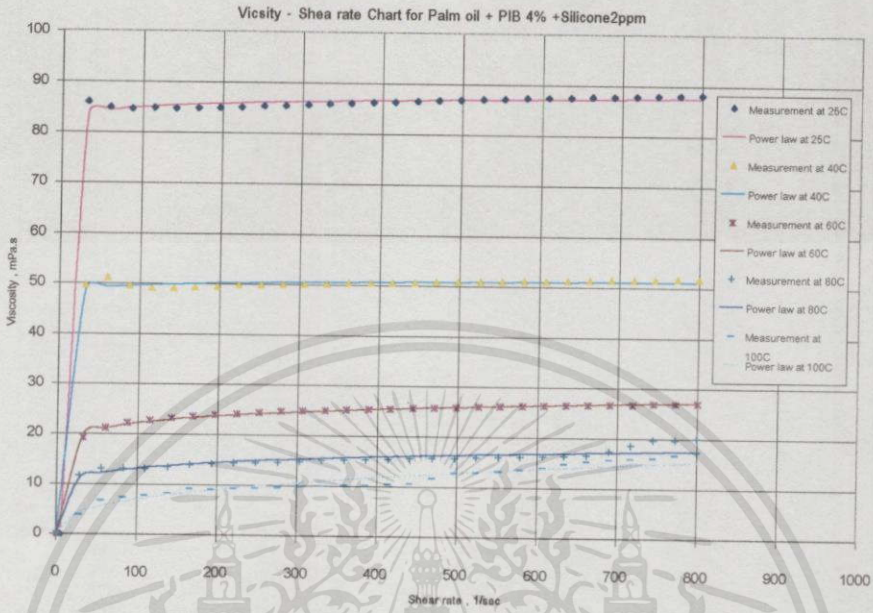
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก.3 คุณสมบัติของน้ำมันถั่วเหลือง

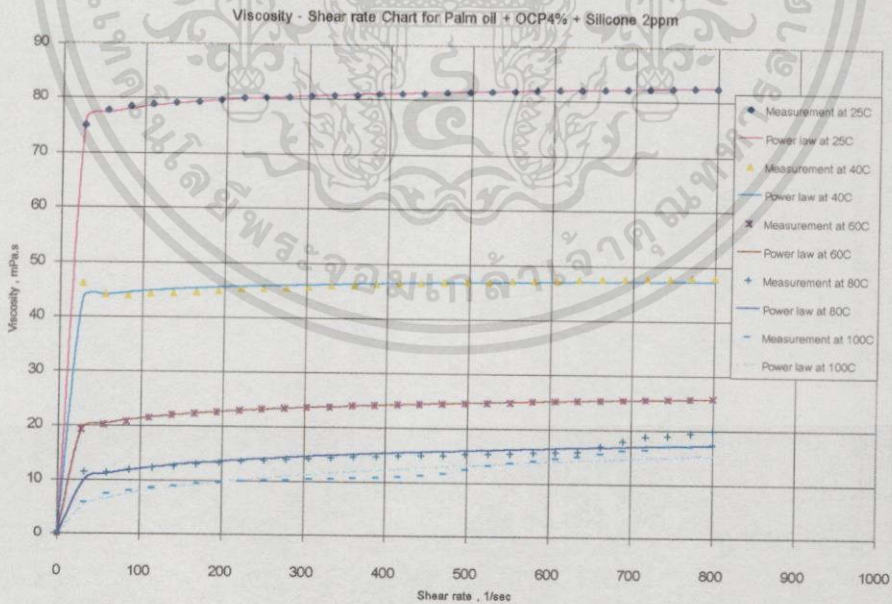
คุณสมบัติ	น้ำมันถั่วเหลืองรีไฟน์	น้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4%และน้ำมันซิติ โคน 2ppm	น้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4%และน้ำมันซิ ลิโคน 2ppm
ความหนืดสัมบูรณ์, mPa.s			
@ 25 °C	52.3	59.2	56.6
@ 40 °C	33.4	35.8	34.6
@ 60 °C	20	20.7	19.2
@ 80 °C	12.9	13.6	12.6
@ 100 °C	9.09	10.6	10.8
ความหนาแน่น, g/cm <sup>2</sup>			
@ 40 °C	.....	0.9064	0.9057
ค่าดัชนีความหนืด	.....	173	175
ความหนืดจลน์, cSt			
@ 40 °C	28.49	39.50	38.20
@ 100 °C	7.60	12.04	12.04

ภาคผนวก ง

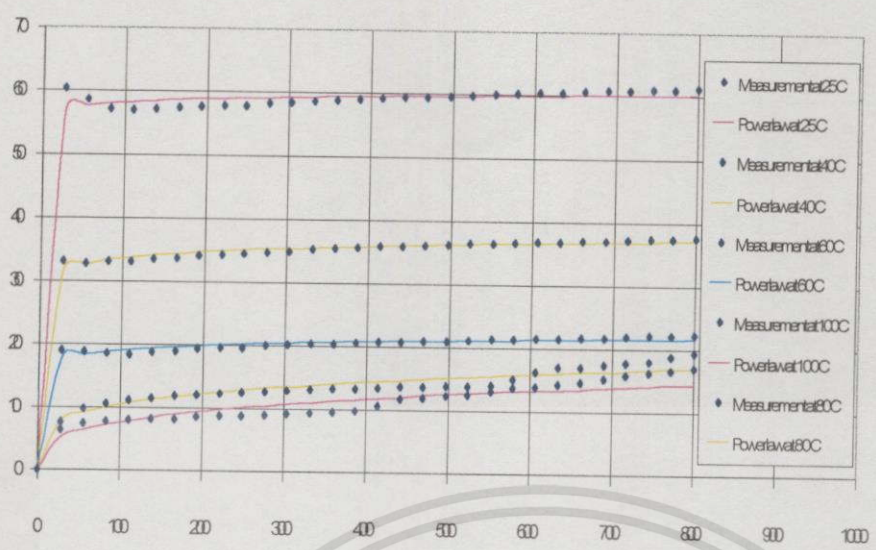
กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราความเครียดเฉือนของน้ำมันพืช



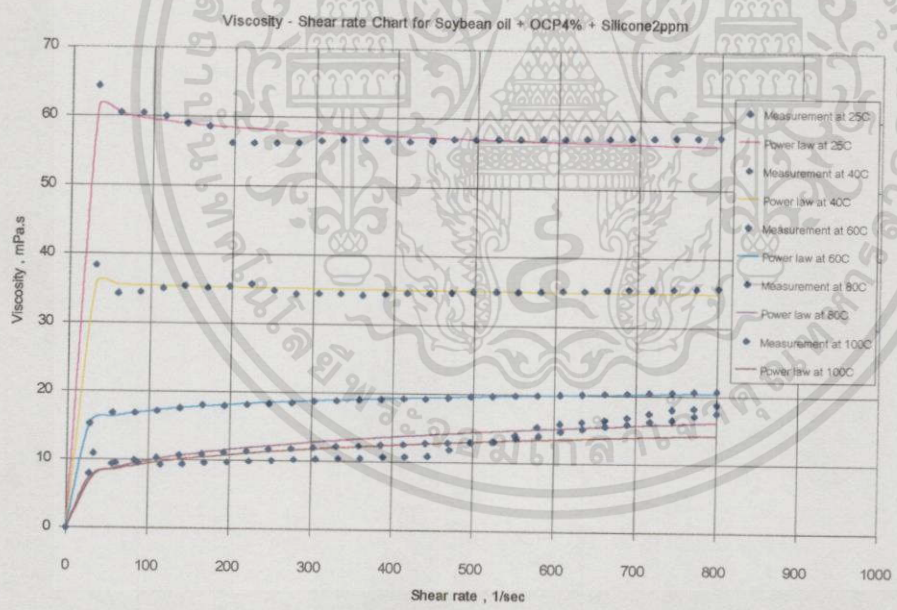
รูปที่ ง.1 กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราความเครียดเฉือนของน้ำมันปาล์มผสม PIB4% และน้ำมันซีลีโคน 2ppm ที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง ภายใต้อุณหภูมิต่างๆ



รูปที่ ง.2 กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราความเครียดเฉือนของน้ำมันปาล์มผสม OCP4% และน้ำมันซีลีโคน 2ppm ที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง ภายใต้อุณหภูมิต่างๆ

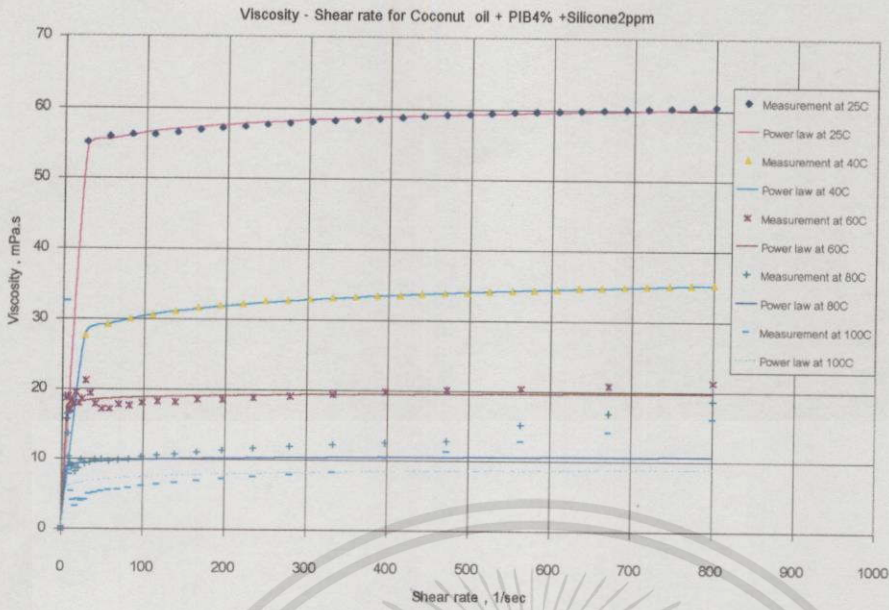


รูปที่ ง.3 กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราความเครียดเฉือนของน้ำมันถั่วเหลืองผสม PIB4% และ น้ำมันซิลิโคน2ppm ที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง ภายใต้อุณหภูมิต่างๆ

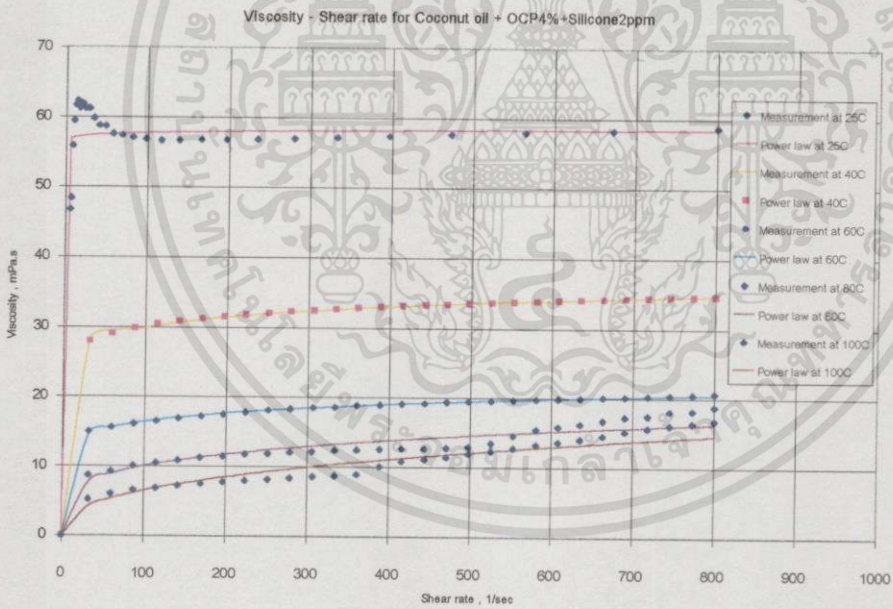


รูปที่ ง.4 กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราความเครียดเฉือนของน้ำมันถั่วเหลืองผสม OCP4% และ น้ำมันซิลิโคน2ppm ที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง ภายใต้อุณหภูมิต่างๆ

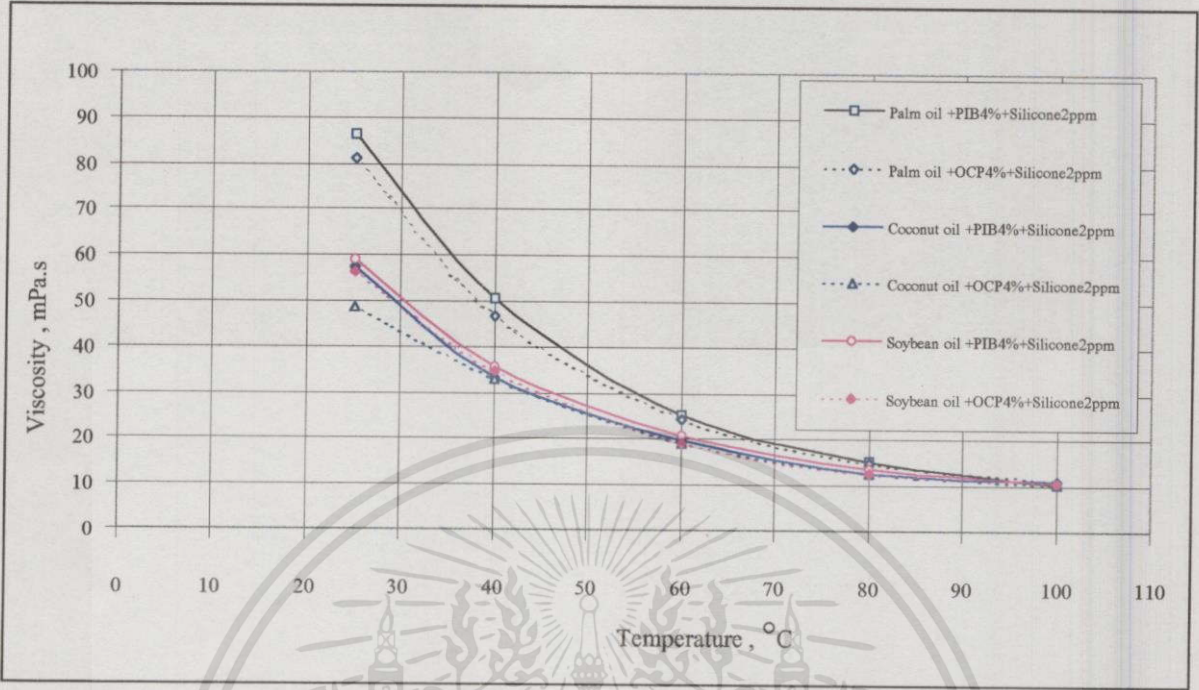
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



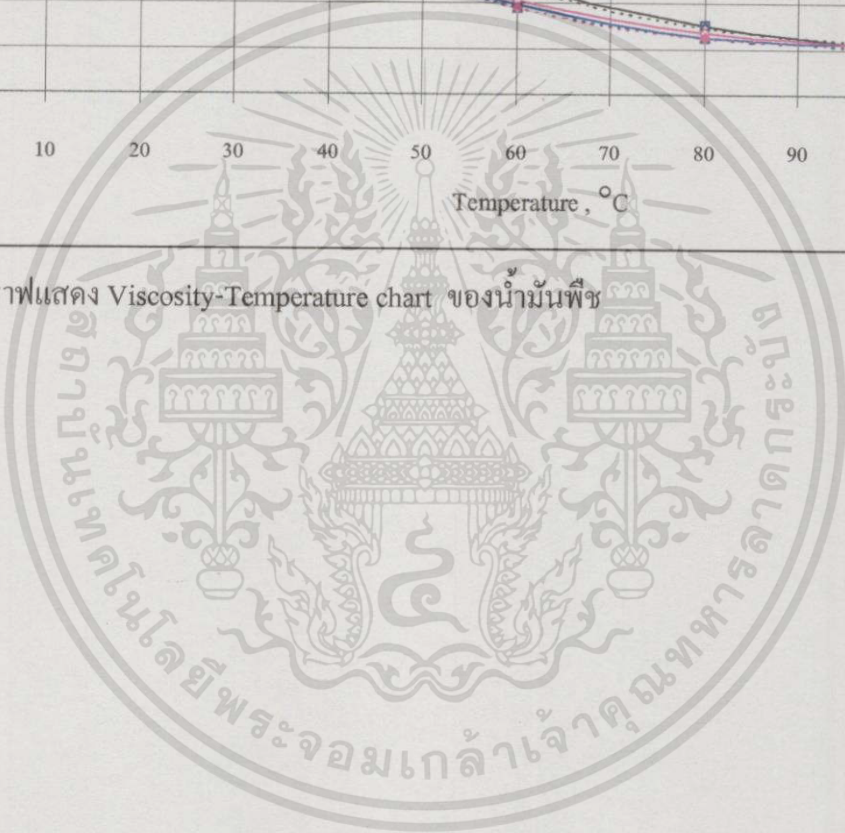
รูปที่ 5.5 กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราการความเครียดเฉือนของน้ำมันมะพร้าวผสม PIB4% และ น้ำมันซิลิโคน 2ppm ที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง ภายใต้อุณหภูมิต่างๆ



รูปที่ 5.6 กราฟแสดงค่าความหนืดกับอัตราการความเครียดเฉือนของน้ำมันมะพร้าวผสม OCP4% และ น้ำมันซิลิโคน 2ppm ที่ได้จากการคำนวณและการทดลอง ภายใต้อุณหภูมิต่างๆ



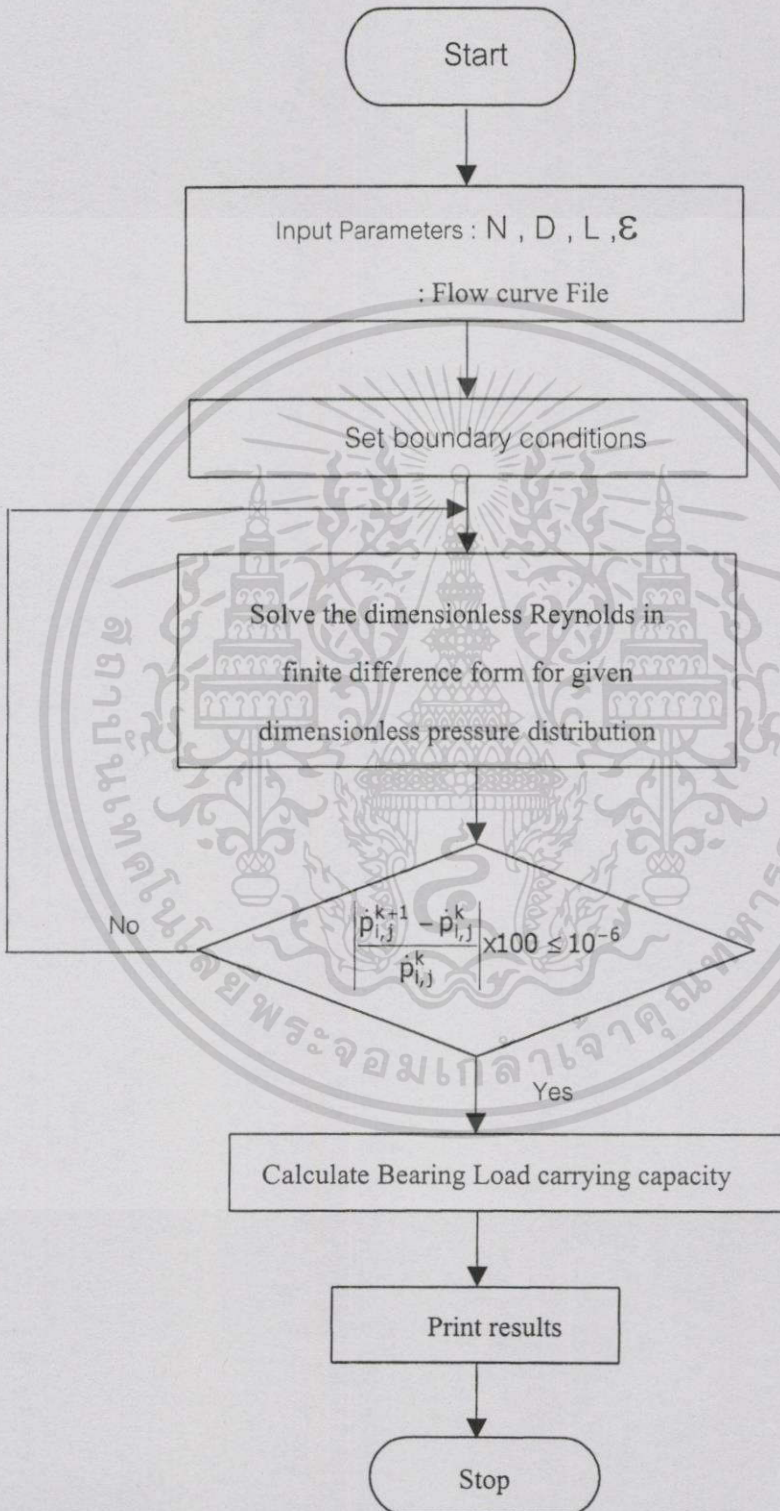
รูปที่ ๗.๗ กราฟแสดง Viscosity-Temperature chart ของน้ำมันพืช



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ภาคผนวก จ

## แสดงผังไคอะแกรมของการคำนวณ



ผลงานทางวิชาการที่ได้รับเกียรติพิมพ์  
**9th Nordic Symposium on Tribology**  
**NORDTRIB 2000**

Volume 3



THE FINNISH SOCIETY FOR TRIBOLOGY



TECHNICAL RESEARCH CENTRE OF FINLAND

ESPOO 2000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Theoretical Characteristic of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Soybean-based Oil

**M.MONGKOLWONGROJN**

Associate Professor

**P.ARUNMETTA**

Graduate Student

Electro-Mechanical Engineering Laboratory

ReCCIT, Faculty of Engineering

Mechanical Engineering Department

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Bangkok 10520 Thailand

## ABSTRACT

Vegetable-based oils are not only biodegradable but also environmentally advantageous, while the range of lubrication applications offered by vegetable-based oils continues to grow. Recently, the vegetable-based oils are combined with synthetic esters and they become modified vegetable-based oils.

This paper presented the theoretical characteristic of hydrodynamic journal bearing with non-Newtonian soybean-based oil. The soybean-based oil was mixed with synthetic esters and silicone oil. The relationship between shear stress and shear strain rate of the oil was obtained experimentally. The time dependent modified Reynolds equation included non-Newtonian effects was formulated for circular journal bearings. Perturbation technique was applied to the Reynolds equation to obtain zero order pressure and first order pressure equations. Finite difference method was used to calculate the pressure distribution numerically.

In this paper, the static and dynamic characteristics such as pressure distribution, Sommerfeld number, attitude angle, spring and damping coefficients are obtained numerically. From the results obtained, the nonlinear factors of the non-Newtonian soybean-based oil have strongly effected the performance characteristic of journal bearings.

**Keywords** : Non-Newtonian Lubricant, Perturbation Technique, Bearing performance Characteristic, Modified Reynolds Equation

## 1. INTRODUCTION

It is well known that fatty acid composition in vegetable oils give good lubrication property. The fatty acid composition is determined by the ratio and position of carbon-to-carbon double bonds. The long carbon chain generally held together with zero to three double bonds called oleic, linolenic and linolenic fatty acid compositions respectively. The polarity of fatty acids will absorb on metal surfaces by producing oriented molecular film on the surfaces which given oiliness and antiwear properties. Therefore, fatty acids are believed to be the key substance in their lubricity.[1]

In this study, the additives for soybean-based oil are 5ppm of silicone oil (Dimethylsiloxane polymeric) for antioxidant [2], diester(Di-2-ethylhexyle sebacate) as a lubricity and viscosity index improver[2] and high molecular weight polymer(Polyisobutylene) for specific viscosity index improver. The viscosity of such a lubricant increase with the concentration of the additive and is relatively dependent of temperature. This lubricant exhibits a nonlinear relationship between shear stress and rate of shear flow. Horowitz and his coworker [3],[4] obtained the analytical pressure distribution for a finite width full circular journal bearings by approximating the shear rate with a cubic equation of shear stress. Hashimoto and Wada [5] examined theoretically the combined effects of nonlinear characteristics and fluid film inertia and the dynamic behavior of circular type squeeze film bearings. However, the static and dynamic characteristics of short journal bearing with soybean-based oil still not clarified.

In this paper, the static and dynamic characteristic of infinitely short journal bearings with dilatant lubricants is examined theoretically based on nonlinear analysis.

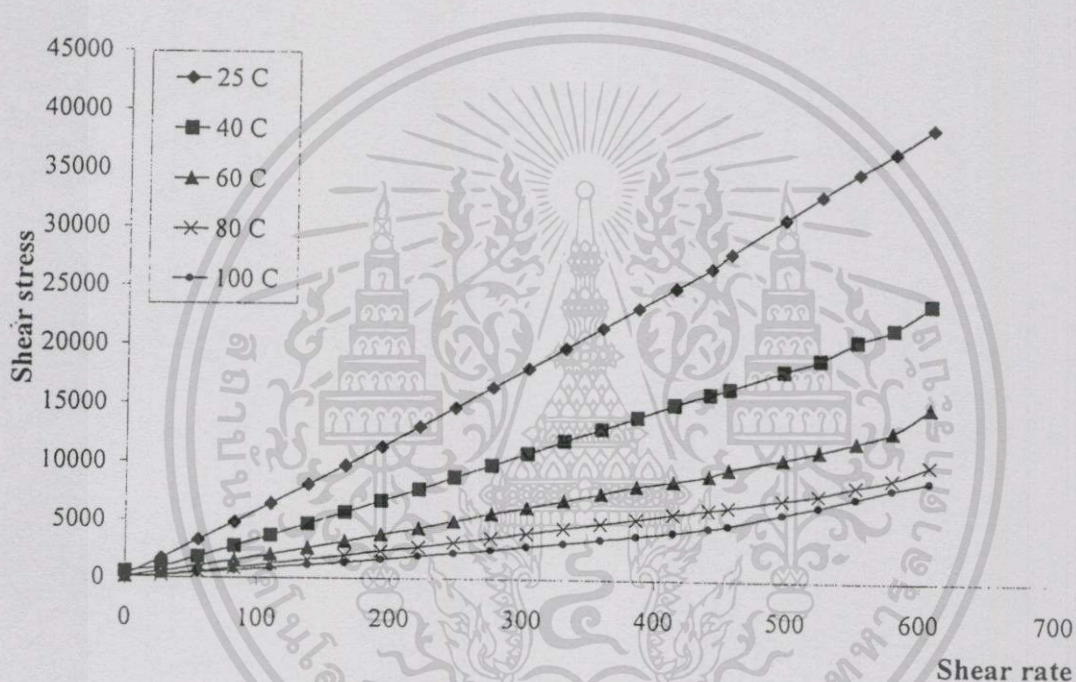
### Nomenclature

$b_{ij}$	= damping coefficients	$S$	= Sommerfeld number
$B_{ij}$	= dimensionless damping coefficients, $\frac{\pi SC^3 b_{ij}}{\mu R^3 L}$	$\bar{h}$	= film thickness
$k_{ij}$	= spring coefficients	$h$	= dimensionless film thickness, $\frac{\bar{h}}{C}$
$K_{ij}$	= dimensionless spring coefficients, $\frac{\pi SC^3 k_{ij}}{\mu R^3 L \omega}$	$e$	= eccentricity
$\bar{P}$	= film pressure	$\varepsilon$	= eccentricity ratio
$P$	= dimensionless film pressure, $\frac{\bar{P} C^2}{\mu R^2 \omega}$	$\mu$	= lubricant viscosity
$\delta$	= nonlinear factor, $k \left( \frac{\mu U}{C} \right)^2$	$\varphi$	= attitude angle
$R$	= journal radius	$\omega$	= angular velocity of rotating shaft
		$\bar{z}$	= axial coordinate
		$z$	= dimensionless axial coordinate $\frac{\bar{z}}{L}$
		$\theta$	= circumferential coordinate
		$t$	= time
		$F_\varepsilon, F_\phi$	= dimensionless radial and tangential fluid film force components

## 2.THEORY

### 2.1 Flow Characteristic of Soybean-based oil

In this study, the refined soybean oil was mixed with 3%diester, 4% polyisobutylene and 0.02%silicone oil by weight. The flow characteristic of soybean-based oil was investigated experimentally by using the rotational rheometer according to DIN 53019 standard test method as shown in Fig1.



Temperature, C	$k$	$\mu$ , mPa.s	$\delta$
25	$-3.8281 \times 10^{-11}$	60.545	$-9.614 \times 10^{-5}$
40	$-1.677265 \times 10^{-10}$	36.568	$-15.324 \times 10^{-5}$
60	$-16.48942 \times 10^{-10}$	21.118	$-19.828 \times 10^{-5}$
80	$-2.19777 \times 10^{-10}$	13.797	$-28.666 \times 10^{-5}$
100	$-7.03278 \times 10^{-10}$	11.859	$-67.761 \times 10^{-5}$

Fig.1 Flow characteristic curve of soybean-based oil

The soybean-based oil has non-Newtonian behavior as dilatant fluids. The constitutive model can be approximated as the shear rate with a cubic equation of the shear stress:

$$\tau + k\tau^3 = \mu \frac{d\gamma}{dt} \quad (1)$$

where  $\tau$  is shear stress,  $\gamma$  = shear strain,  $k$  is the coefficient of dilatant fluid,  $\mu$  is the initial viscosity and  $t$  is time

## 2.2 Modified Reynolds's equation

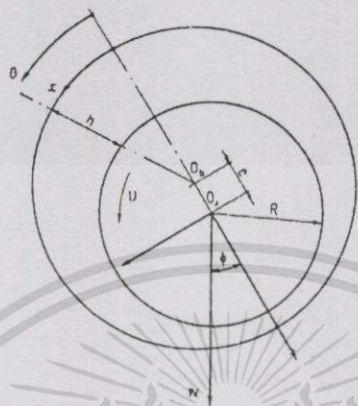


Fig. 2 Geometry of circular journal bearing

The nondimensional modified Reynolds' equation can be derived as

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \delta \frac{h^3}{80} \left( \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^3 \right\} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \delta \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^3 \right\} = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

The dimensionless film thickness  $\bar{h}$  of circular journal bearings can be written as:

$$h = 1 + \varepsilon \cos \theta \quad (3)$$

Under the assumption of infinitely short bearing, the dimensionless modified Reynolds' equation is obtained from equation(2) as follows:

$$\frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \delta \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^3 \right\} = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

The film pressure can be expanded according to the nonlinearity of the non-Newtonian lubricants  $\delta$  as follows:

$$P = P_0 + \delta P_1 \quad (5)$$

Substitute equation(5) into equation(4), the zero order film pressure component and the first order film pressure component and expressed as

$$\frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12} \frac{\partial P_0}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6)$$

$$\frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P_1}{\partial z} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P_0}{\partial z} \right)^3 \right\} = 0 \quad (7)$$

The following Half-Sommerfeld condition is applied for the dimensionless film pressure components equation (6) and (7). The boundary conditions at inlet and outlet along the axial direction can be expressed as:

$$\begin{aligned} P_0(\theta, 0, t) &= P_0(\theta, 1, t) = 0 \\ P_1(\theta, 0, t) &= P_1(\theta, 1, t) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

The dimensionless zero order film pressure component,  $P_0$  and the dimensionless first order film pressure component,  $P$ , were obtained by integrating equation (6) and equation (1) with respect to  $z$  respectively and applying the pressure boundary conditions equation (8). The dimensionless film pressure components can be expressed as:

$$P_0 = 24 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \frac{\left[ \epsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\epsilon} \cos \theta \right] (z - z^2)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \quad (9)$$

$$P_1 = -3110.4 \left( \frac{L}{D} \right)^4 \frac{\left[ \epsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\epsilon} \cos \theta \right]^3 \left( \frac{3}{2} z - \frac{1}{2} z^2 - \frac{2}{3} z^3 - \frac{1}{3} z^4 \right)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^7} \quad (10)$$

Substituting equation (9) and equation (10) into equation (5), the dimensionless dynamic pressure distribution can be written as:

$$\begin{aligned} P = 24 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \frac{\left[ \epsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\epsilon} \cos \theta \right] (z - z^2)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^3} \\ - 8 \left\{ 3110.4 \left( \frac{L}{D} \right)^4 \frac{\left[ \epsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\epsilon} \cos \theta \right]^3 \left( \frac{3}{2} z - \frac{1}{2} z^2 - \frac{2}{3} z^3 - \frac{1}{3} z^4 \right)}{(1 + \epsilon \cos \theta)^7} \right\} \end{aligned} \quad (11)$$

The dimensionless oil film force components in radial and tangential direction  $F_\varepsilon$  and  $F_\phi$  are obtained by integrating the dimensionless film pressure as

$$F_\varepsilon = \frac{C^2 \bar{F}_\varepsilon}{\mu R^3 L \omega} = - \int_0^{\theta_2} \int_0^{\theta_1} P \cos \theta \, d\theta dz \quad (12)$$

$$F_\phi = \frac{C^2 \bar{F}_\phi}{\mu R^3 L \omega} = - \int_0^{\theta_2} \int_0^{\theta_1} P \sin \theta \, d\theta dz \quad (13)$$

where the dimensionless oil film pressure,  $P$  is equal to zero at the position  $\theta = \theta_2$

The dynamic spring coefficients can be calculated as:

$$K_{\varepsilon\varepsilon} = \frac{F_\varepsilon[(\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon), \varphi_0, 0, 0] - F_\varepsilon[(\varepsilon_0 - \Delta\varepsilon), \varphi_0, 0, 0]}{2\Delta\varepsilon} \quad (14)$$

$$K_{\phi\phi} = \frac{F_\phi[\varepsilon_0, (\varphi_0 + \Delta\phi), 0, 0] - F_\phi[\varepsilon_0, (\varphi_0 - \Delta\phi), 0, 0]}{2\Delta\phi} \quad (15)$$

Similarly, the dynamic damping coefficient can be calculated numerically as:

$$B_{\varepsilon\varepsilon} = \frac{F_\varepsilon[\varepsilon_0, \varphi_0, \Delta\dot{\varepsilon}, 0] - F_\varepsilon[\varepsilon_0, \varphi_0, (-\Delta\dot{\varepsilon}), 0]}{2\Delta\dot{\varepsilon}} \quad (16)$$

$$B_{\phi\phi} = \frac{F_\phi[\varepsilon_0, \varphi_0, 0, \Delta\dot{\phi}] + F_\phi[\varepsilon_0, \varphi_0, 0, (-\Delta\dot{\phi})]}{2\Delta\dot{\phi}} \quad (17)$$

### 3. NUMERICAL RESULTS

Static characteristic of the short full circular journal bearings lubricated with soybean-based oil was calculated numerically at varying eccentricity ratio. In this simulation. The journal bearings have length to diameter equal to 0.25 and radial clearance ratio equal to 0.004. The journal is operated at 1000 rpm. The oil film pressure distribution along axial and circumferential directions are shown in Fig.3, Fig.4, Fig.5 and Fig.6 respectively. The variation of load carrying capacity and attitude angle are shown in Fig.7 and Fig.8. The oil film pressure and load carrying capacity are decrease with the soybean-based oil temperature and increase with the nonlinear factor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

In this paper, the effects of nonlinear dynamic behavior of short circular bearings with non-Newtonian soybean-based oil was examined theoretically. The spring coefficients and damping coefficients are shown in Fig.9 and Fig.10 respectively. The spring coefficients were increase with the magnitude of nonlinear factor and slightly increase with the soybean-based oil temperature. The damping coefficients were also increase with the magnitude of nonlinear factor and slightly decrease with the soybean-based oil temperature.

### 4. CONCLUSION

In this paper, the static and dynamic characteristic of full circular bearings with non-Newtonian soybean-based oil has been investigated theoretically. It was found from the numerical results that nonlinear factor is greatly influenced on oil film pressure, load carrying capacity, spring coefficients and damping coefficients.

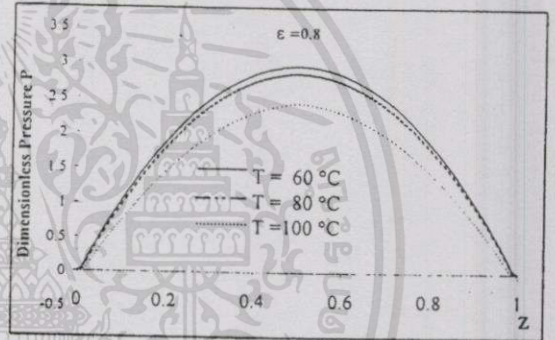
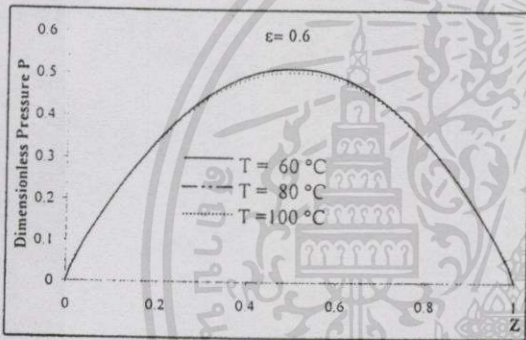


Fig.3 Static pressure distribution along z axis at  $\epsilon = 0.6$

Fig.4 Static pressure distribution along z axis at  $\epsilon = 0.8$

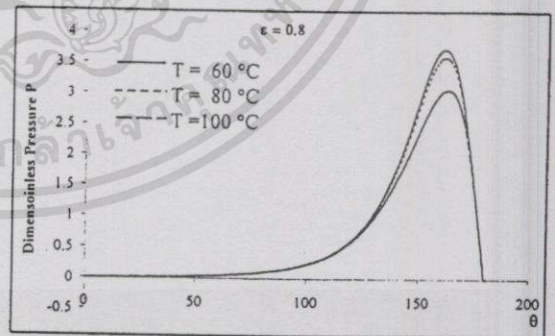
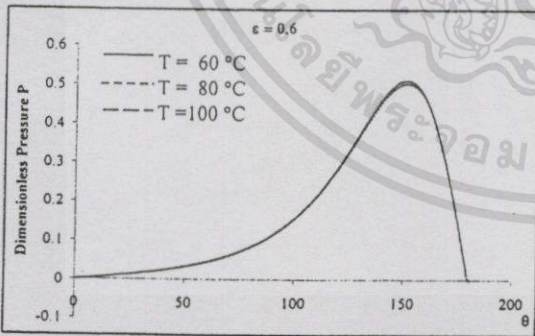


Fig.5 Static pressure distribution in circumferential direction at  $\epsilon = 0.6$

Fig.6 Static pressure distribution in circumferential direction at  $\epsilon = 0.8$

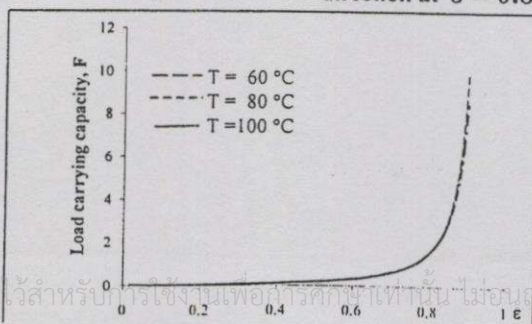


Fig.7 Load carrying capacity with nonlinear factor

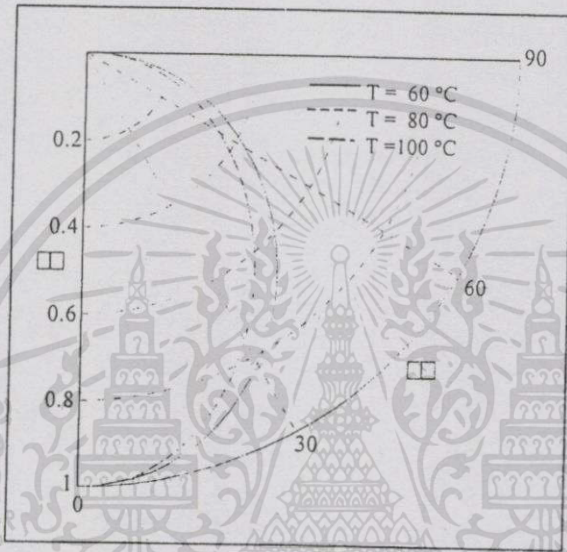


Fig.8 Variation of attitude angle and eccentricity ratio

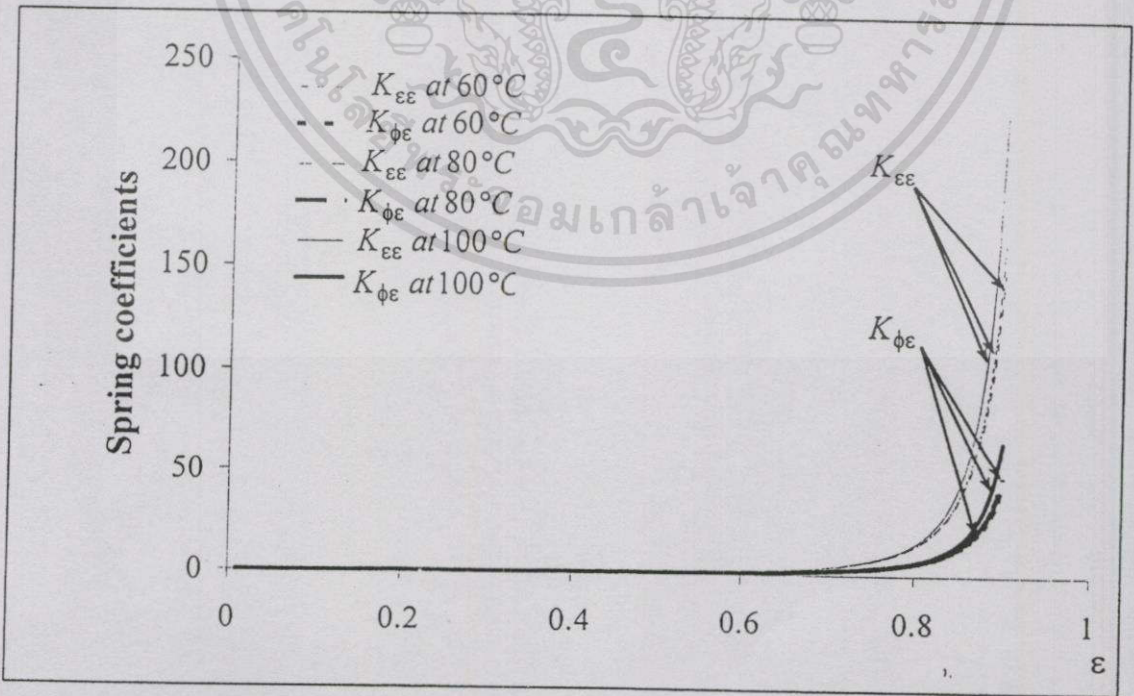


Fig.9 Spring coefficients and eccentricity ratio of journal bearings

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

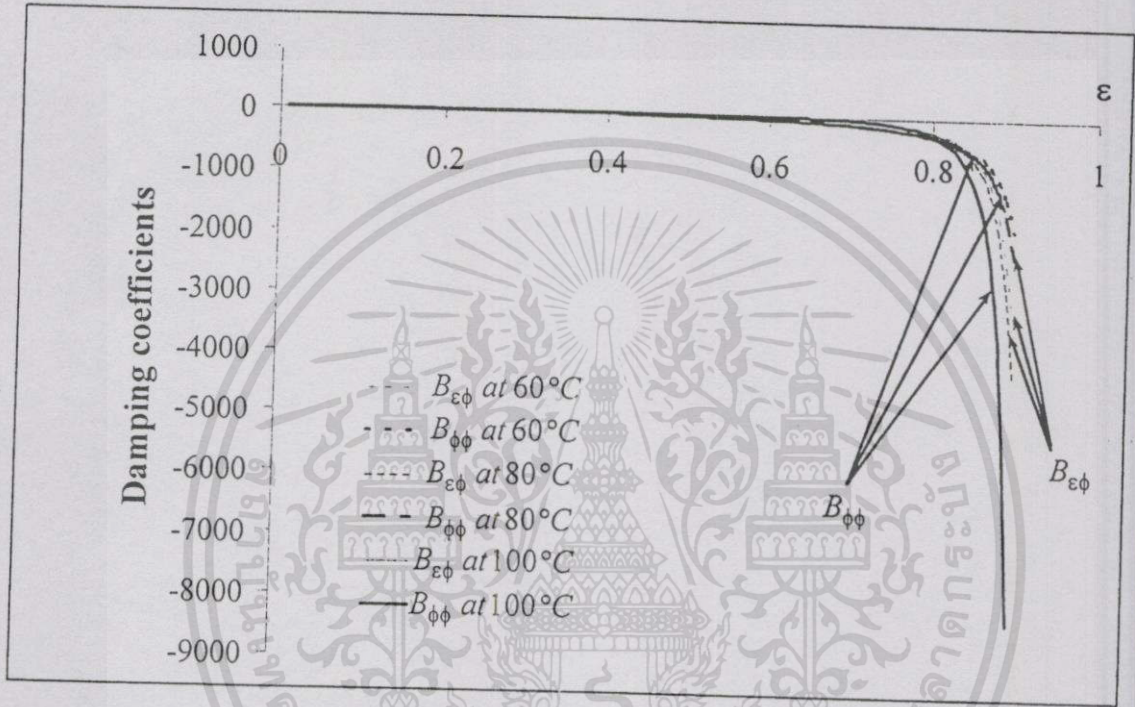


Fig.10 Damping coefficients and eccentricity ratio of journal bearings

## 5. REFERENCES

1. Jahanmir, S. "Chain length effects in boundary lubrication", *Wear*, 1985, Vol 102, pp 331-349.
2. Conner, J., Bayd, J., Avallane E.A, "Standard Handbook of Lubrication Engineering", Mc-Graw Hill New York, 1968.
3. Horowitz, H.H., Steindler F.E., "The Calculated Journal Bearing Performance of Polymer Thickened Lubricants", *ASLE Trans.*, Vol.3 No.1, pp. 124-131, 1960.
4. Horowitz, H.H., Steindler F.E., "Calculated Performance of Non-Newtonian Lubricants in Finite Width Journal Bearings", *ASLE Trans.*, Vol.4, pp.275-281, 1961.
5. Hashimoto, H., Wada, S., "The Effects of Fluid Inertia Forces in Parallel Circular Squeeze Film Bearings Lubricated with Pseudo-Plastic Fluid", *ASME Trans., Journal of Tribology*, Vol. 108 pp.282-287.

# Theoretical Characteristic of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Soybean-based Oil

**M.MONGKOLWONGROJN** *Associate Professor*

**P.ARUNMETTA** *Graduate Student*

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

**Has been accepted for publication in the Journal of  
Synthetic Lubrication**

# Theoretical Characteristic of Hydrodynamic Journal Bearings Lubricated with Soybean-based Oil

M.MONGKOLWONGROJN Associate Professor, P.ARUNMETTA Graduate Student, Electro-Mechanical Engineering Laboratory, ReCCIT, Faculty of Engineering Mechanical Engineering Department, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520 Thailand

## ABSTRACT

Vegetable-based oils are not only biodegradable but also environmentally advantageous, while the range of lubrication applications offered by vegetable-based oils continues to grow. Recently, the vegetable-based oils are combined with synthetic esters and they become modified vegetable-based oils.

This paper presented the theoretical characteristic of hydrodynamic journal bearing with non-Newtonian soybean-based oil. The soybean-based oil was mixed with synthetic esters and silicone oil. The relationship between shear stress and shear strain rate of the oil was obtained experimentally. The time dependent modified Reynolds equation included non-Newtonian effects was formulated for circular journal bearings. Perturbation technique was applied to the Reynolds equation to obtain zero order pressure and first order pressure equations. Finite difference method was used to calculate the pressure distribution numerically.

In this paper, the static and dynamic characteristics such as pressure distribution, Sommerfeld number, attitude angle, spring and damping coefficients are obtained numerically. From the results obtained, the nonlinear factors of the non-Newtonian soybean-based oil have strongly effected the performance characteristic of journal bearings.

**Keywords :** hydrodynamic journal bearing, non-Newtonian lubricant, perturbation technique, static characteristic, dynamic characteristic

## INTRODUCTION

It is well known that fatty acid composition in vegetable oils give good lubrication property. The fatty acid composition is determined by the ratio and position of carbon-to-carbon double bonds. The long carbon chain generally held together with zero to three double bonds called oleic, linolenic and linolenic fatty acid compositions respectively. The polarity of fatty acids will absorb on metal surfaces by producing oriented molecular film on the surfaces which given oiliness and antiwear properties. Therefore, fatty acids are believed to be the key substance in their lubricity'.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

In this study, the additives for soybean-based oil are 5ppm of silicone oil (Dimethylsiloxane polymeric) for antioxidant<sup>2</sup>, diester(Di-2-ethylhexyle sebacate) as a lubricity and viscosity index improver<sup>3</sup> and high molecular weight polymer(Polyisobutylene) for specific viscosity index improver. The viscosity of such a lubricant increase with the concentration of the additive and is relatively dependent on temperature. This lubricant exhibits a nonlinear relationship between shear stress and rate of shear flow. Horowitz and his coworker<sup>4</sup> obtained the analytical pressure distribution for a finite width full circular journal bearings by approximating the shear rate with a cubic equation of shear stress. Hashimoto and Wada<sup>5</sup> examined theoretically the combined effects of nonlinear characteristics and fluid film inertia and the dynamic behavior of circular type squeeze film bearings. Hsu<sup>6</sup> has introduced the cubic shear stress law for the non-Newtonian lubricants and has studied the static performance characteristics for infinitely long bearings. However, the static and dynamic characteristics of short journal bearing with soybean-based oil still not clarified.

In this paper, the static and dynamic characteristic of infinitely short journal bearings with dilatant lubricants is examined theoretically based on nonlinear analysis.

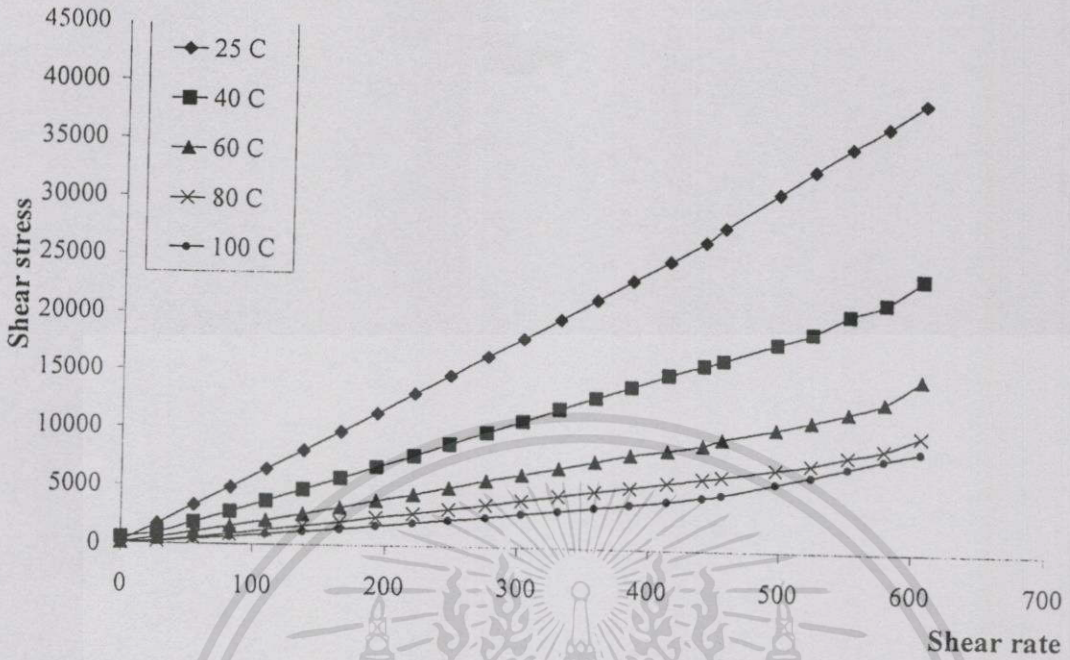
## THEORY

### Flow Characteristic of Soybean-based oil

In this study, the refined soybean oil was mixed with 3%diester, 4% polyisobutylene and 0.02%silicone oil by weight. The flow characteristic of soybean-based oil was investigated experimentally by using the rotational rheometer according to DIN 53019 standard test method as shown in Fig. 1.

#### Nomenclature

$b_{ij}$	= damping coefficients	$\bar{S}$	= Sommerfeld number
$B_{ij}$	= dimensionless damping coefficients, $\frac{\pi SC^3 b_{ij}}{\mu R^3 L}$	$\bar{h}$	= film thickness
$k_{ij}$	= spring coefficients	$h$	= dimensionless film thickness, $\frac{\bar{h}}{C}$
$K_{ij}$	= dimensionless spring coefficients, $\frac{\pi SC^3 k_{ij}}{\mu R^3 L \omega}$	$e$	= eccentricity
$\bar{P}$	= film pressure	$\varepsilon$	= eccentricity ratio
$P$	= dimensionless film pressure, $\frac{\bar{P} C^2}{\mu R^2 \omega}$	$\mu$	= lubricant viscosity
$\delta$	= nonlinear factor, $k \left( \frac{\mu U}{C} \right)^2$	$\phi$	= attitude angle
$R$	= journal radius	$\omega$	= angular velocity of rotating shaft
		$\bar{z}$	= axial coordinate
		$z$	= dimensionless axial coordinate $\frac{\bar{z}}{L}$
		$\theta$	= circumferential coordinate
		$t$	= time
		$F_r, F_\phi$	= dimensionless radial and tangential fluid film force components



Temperature, C	$k$	$\mu, \text{mPa}\cdot\text{s}$	$\delta$
25	$-3.8281 \times 10^{-11}$	60.545	$-9.614 \times 10^{-5}$
40	$-1.677265 \times 10^{-10}$	36.568	$-15.324 \times 10^{-5}$
60	$-16.48942 \times 10^{-10}$	21.118	$-19.828 \times 10^{-5}$
80	$-2.19777 \times 10^{-10}$	13.797	$-28.666 \times 10^{-5}$
100	$-7.03278 \times 10^{-10}$	11.859	$-67.761 \times 10^{-5}$

Fig.1 Flow characteristic curve of soybean-based oil

The soybean-based oil has non-Newtonian behavior as dilatant fluids. The constitutive model can be approximated as the shear rate with a cubic equation of the shear stress:

$$\tau + k\tau^3 = \mu \frac{d\gamma}{dt} \tag{1}$$

where  $\tau$  is shear stress,  $\gamma$  = shear strain,  $k$  is the coefficient of dilatant fluid,  $\mu$  is the initial viscosity and  $t$  is time

## Modified Reynolds's equation

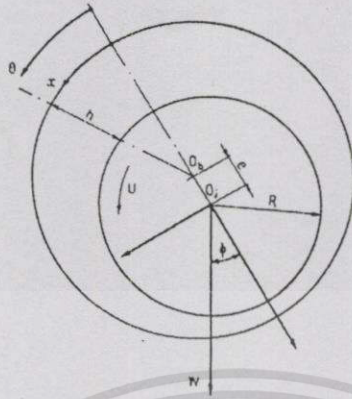


Fig. 2 Geometry of circular journal bearing

The nondimensional modified Reynolds' equation can be derived as

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \delta \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^3 \right\} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \delta \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^3 \right\} = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

The dimensionless film thickness  $h$  of circular journal bearings can be written as:

$$h = 1 + \varepsilon \cos \theta \quad (3)$$

Under the assumption of infinitely short bearing, the dimensionless modified Reynolds' equation is obtained from equation(2) as follows:

$$\frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \delta \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P}{\partial z} \right)^3 \right\} = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

The film pressure can be expanded according to the nonlinearity of the non-Newtonian lubricants,  $\delta$  as follows:

$$P = P_0 + \delta P_1 \quad (5)$$

Substitute equation(5) into equation(4), the zero order film pressure component and the first order film pressure component and expressed as

$$\frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12} \frac{\partial P_0}{\partial z} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6)$$

$$\frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \frac{h^3}{12} \frac{\partial P_1}{\partial z} + \frac{1}{4} \left( \frac{D}{L} \right)^2 \frac{h^5}{80} \left( \frac{\partial P_0}{\partial z} \right)^3 \right\} = 0 \quad (7)$$

The following Half-Sommerfeld condition is applied for the dimensionless film pressure components equation (6) and(7). The boundary conditions at inlet and outlet along the axial direction can be expressed as:

$$\begin{aligned} P_0(\theta, 0, t) &= P_0(\theta, 1, t) = 0 \\ P_1(\theta, 0, t) &= P_1(\theta, 1, t) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

The dimensionless zero order film pressure component,  $P_0$  and the dimensionless first order film pressure component,  $P_1$ , were obtained by integrating equation (6) and equation(1) with respected to  $z$  respectively and applying the pressure boundary conditions equation(8). The dimensionless film pressure components can be expressed as:

$$P_0 = 24 \left( \frac{L}{D} \right)^2 \frac{\left[ \varepsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\varepsilon} \cos \theta \right] (z - z^2)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \quad (9)$$

$$P_1 = -3110.4 \left( \frac{L}{D} \right)^4 \frac{\left[ \varepsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\varepsilon} \cos \theta \right]^3 \left( \frac{3}{2} z - \frac{1}{2} z^2 - \frac{2}{3} z^3 - \frac{1}{3} z^4 \right)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^7} \quad (10)$$

Substituting equation (9) and equation(10) into equation(5), the dimensionless dynamic pressure distribution can be written as:

$$\begin{aligned} P = 24 \left( \frac{L}{D} \right)^2 & \frac{\left[ \varepsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\varepsilon} \cos \theta \right] (z - z^2)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \\ & - 8 \left\{ 3110.4 \left( \frac{L}{D} \right)^4 \frac{\left[ \varepsilon \left( \frac{1}{2} + \dot{\theta} \right) \sin \theta - \dot{\varepsilon} \cos \theta \right]^3 \left( \frac{3}{2} z - \frac{1}{2} z^2 - \frac{2}{3} z^3 - \frac{1}{3} z^4 \right)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^7} \right\} \end{aligned} \quad (11)$$

The dimensionless oil film force components in radial and tangential direction  $F_\varepsilon$  and  $F_\phi$  are obtained by integrating the dimensionless film pressure as

$$F_z = \frac{C^2 \bar{F}_z}{\mu R^3 L \omega} = - \int_0^1 \int_0^{\theta_2} P \cos \theta \, d\theta dz \quad (12)$$

$$F_\phi = \frac{C^2 \bar{F}_\phi}{\mu R^3 L \omega} = \int_0^1 \int_0^{\theta_2} P \sin \theta \, d\theta dz \quad (13)$$

where the dimensionless oil film pressure,  $P$  is equal to zero at the position  $\theta = \theta_2$

The dynamic spring coefficients can be calculated as:

$$K_{\varepsilon\varepsilon} = \frac{F_z[(\varepsilon_0 + \Delta\varepsilon), \phi_0, 0, 0] - F_z[(\varepsilon_0 - \Delta\varepsilon), \phi_0, 0, 0]}{2\Delta\varepsilon} \quad (14)$$

$$K_{\phi\phi} = \frac{F_z[\varepsilon_0, (\phi_0 + \Delta\phi), 0, 0] - F_z[\varepsilon_0, (\phi_0 - \Delta\phi), 0, 0]}{2\Delta\phi} \quad (15)$$

Similarly, the dynamic damping coefficient can be calculated numerically as:

$$B_{\varepsilon\varepsilon} = \frac{F_z[\varepsilon_0, \phi_0, \Delta\dot{\varepsilon}, 0] - F_z[\varepsilon_0, \phi_0, (-\Delta\dot{\varepsilon}), 0]}{2\Delta\dot{\varepsilon}} \quad (16)$$

$$B_{\phi\phi} = \frac{F_z[\varepsilon_0, \phi_0, 0, \Delta\dot{\phi}] + F_z[\varepsilon_0, \phi_0, 0, (-\Delta\dot{\phi})]}{2\Delta\dot{\phi}} \quad (17)$$

## NUMERICAL RESULTS

Static characteristic of the short full circular journal bearings lubricated with soybean-based oil was calculated numerically at varying eccentricity ratio. In this simulation, the journal bearings have length to diameter equal to 0.25 and radial clearance ratio,  $C/R = 0.003$  to  $0.004$ . The journal is operated at 1000 rpm. The oil film pressure distribution along axial and circumferential directions are shown in Fig.3, Fig.4, Fig. 5, Fig. 6 for  $C/R = 0.004$  and Fig.7, Fig.8, Fig.9, Fig.10 for  $C/R = 0.003$  respectively. The variation of load carrying capacity and attitude angle are shown in Fig.11 and Fig 12 for  $C/R = 0.004$  and  $0.003$  respectively. The oil film pressure and load carrying capacity are decrease with the soybean-based oil temperature and increase with the nonlinear factor.

In this paper, the effects of nonlinear dynamic behavior of short circular bearings with non-Newtonian soybean-based oil was examined theoretically. The spring coefficients and damping coefficients are calculated as shown in Fig.15, Fig.16, Fig.17, Fig.18 for  $C/R = 0.004$  and  $0.003$  respectively. The spring coefficients were increase with the magnitude of nonlinear factor and slightly increase with the soybean-based oil temperature. The damping coefficients were also increase with the magnitude of nonlinear factor and slightly decrease with the soybean-based oil temperature.

## CONCLUSION

In this paper, the static and dynamic characteristic of full circular bearings with non-Newtonian soybean-based oil has been investigated theoretically. It was found from the numerical results that nonlinear factor is greatly influenced on oil film pressure, load carrying capacity, spring coefficients and damping coefficients.

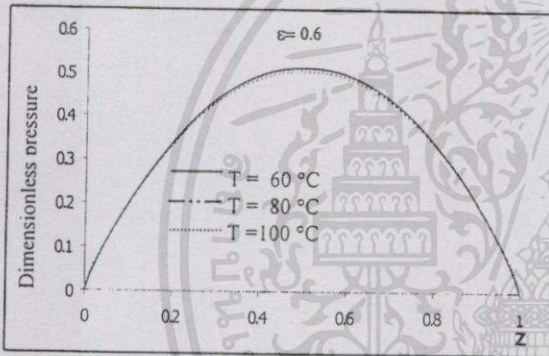


Fig.3 Static pressure distribution along  $z$  axis for  $\varepsilon = 0.6$  and  $C/R = 0.004$

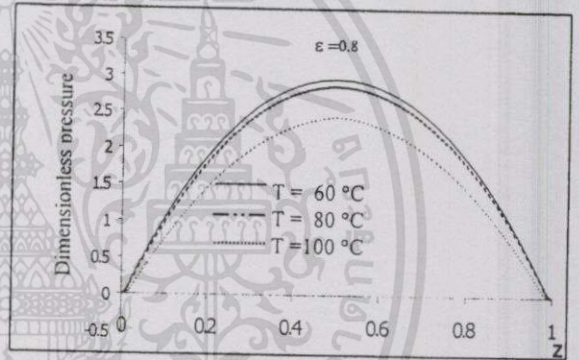


Fig.4 Static pressure distribution along  $z$  axis for  $\varepsilon = 0.8$  and  $C/R = 0.004$

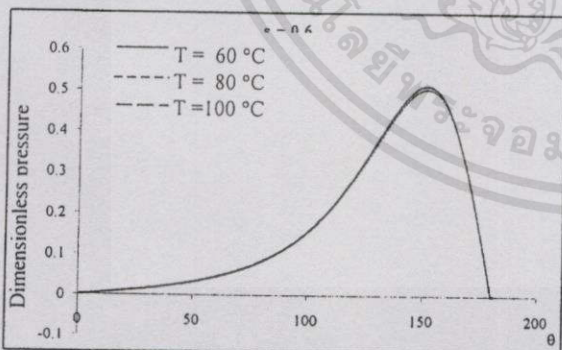


Fig.5 Static pressure distribution in circumferential direction for  $\varepsilon = 0.6$  and  $C/R = 0.004$

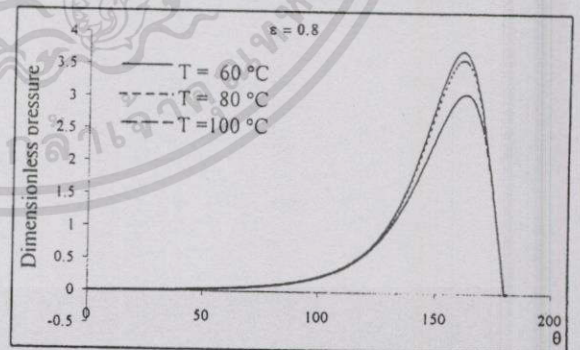


Fig.6 Static pressure distribution in circumferential direction for  $\varepsilon = 0.8$  and  $C/R = 0.004$

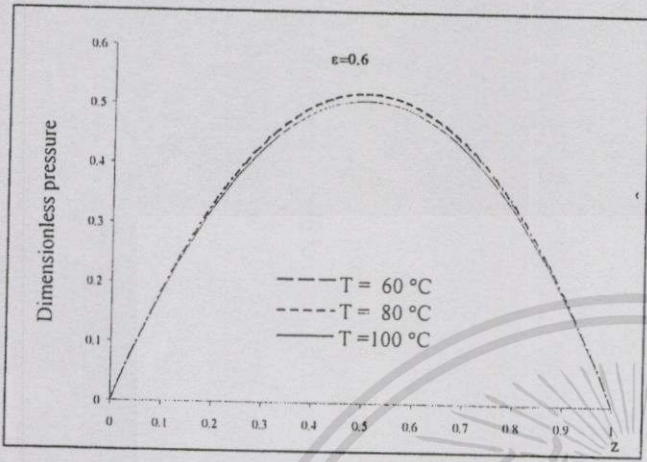


Fig.7 Static pressure distribution along z axis for  $\epsilon = 0.6$  and  $C/R = 0.003$

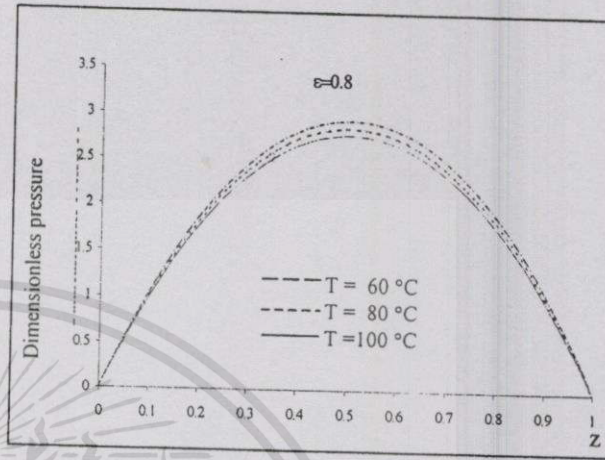


Fig.8 Static pressure distribution along z axis for  $\epsilon = 0.8$  and  $C/R = 0.003$

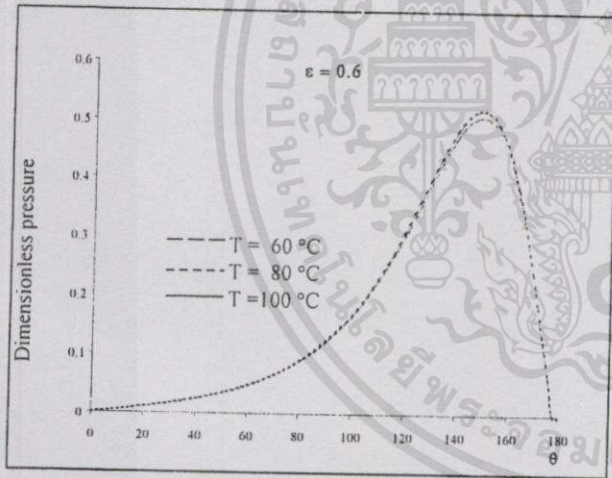


Fig.9 Static pressure distribution in circumferential direction for  $\epsilon = 0.6$  and  $C/R = 0.003$

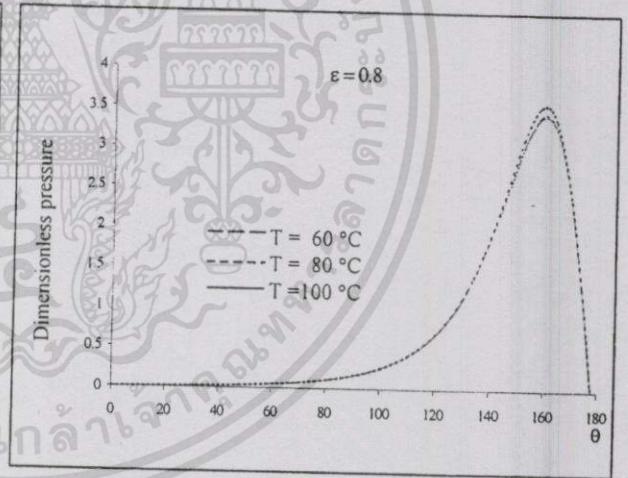


Fig.10 Static pressure distribution in circumferential direction for  $\epsilon = 0.8$  and  $C/R = 0.003$

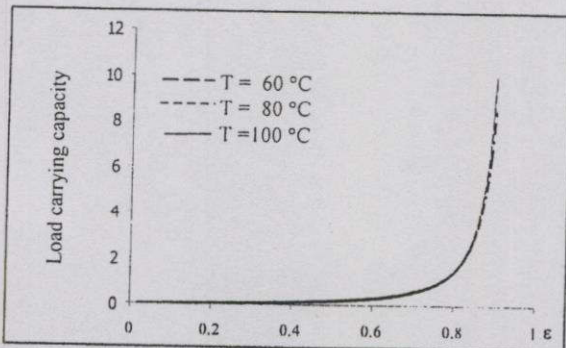


Fig.11 Load carrying capacity for  $C/R = 0.004$

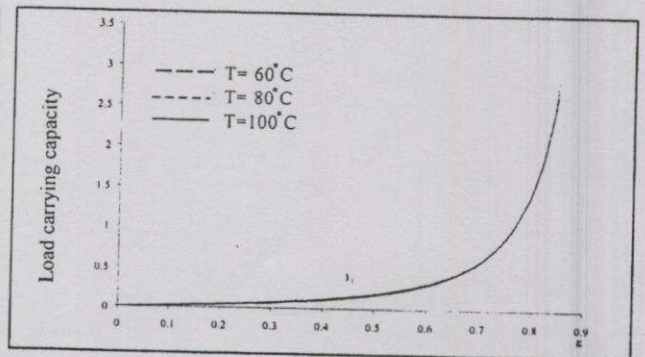


Fig.12 Load carrying capacity for  $C/R = 0.003$

เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนวิชาสำหรับครูโรงเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำข้อมูลไปใช้ในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

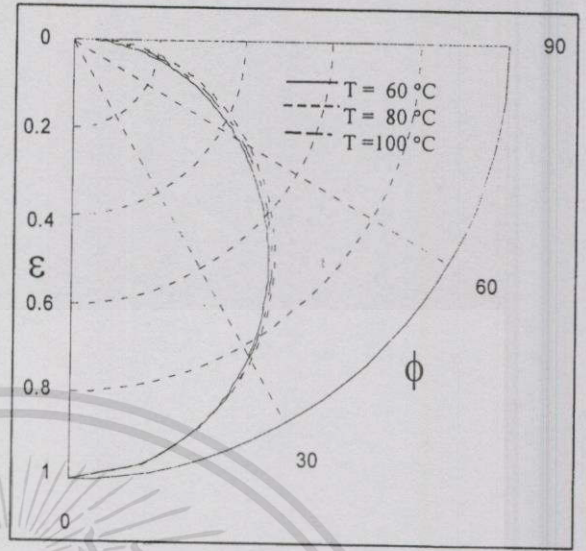
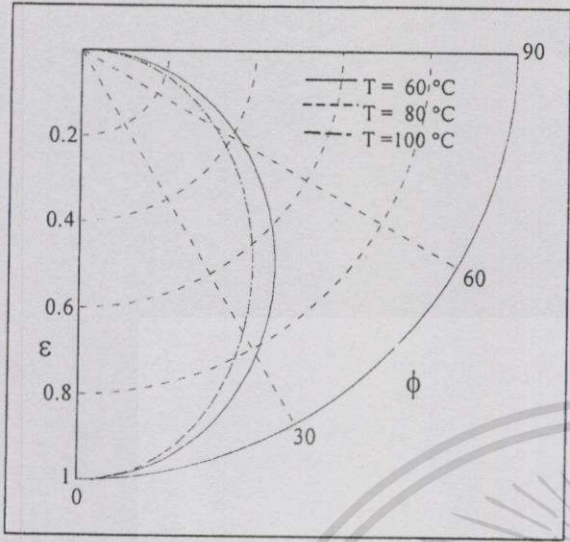


Fig.13 Variation of attitude angle and eccentricity ratio for  $C/R = 0.004$

Fig.14 Variation of attitude angle and eccentricity ratio for  $C/R = 0.003$

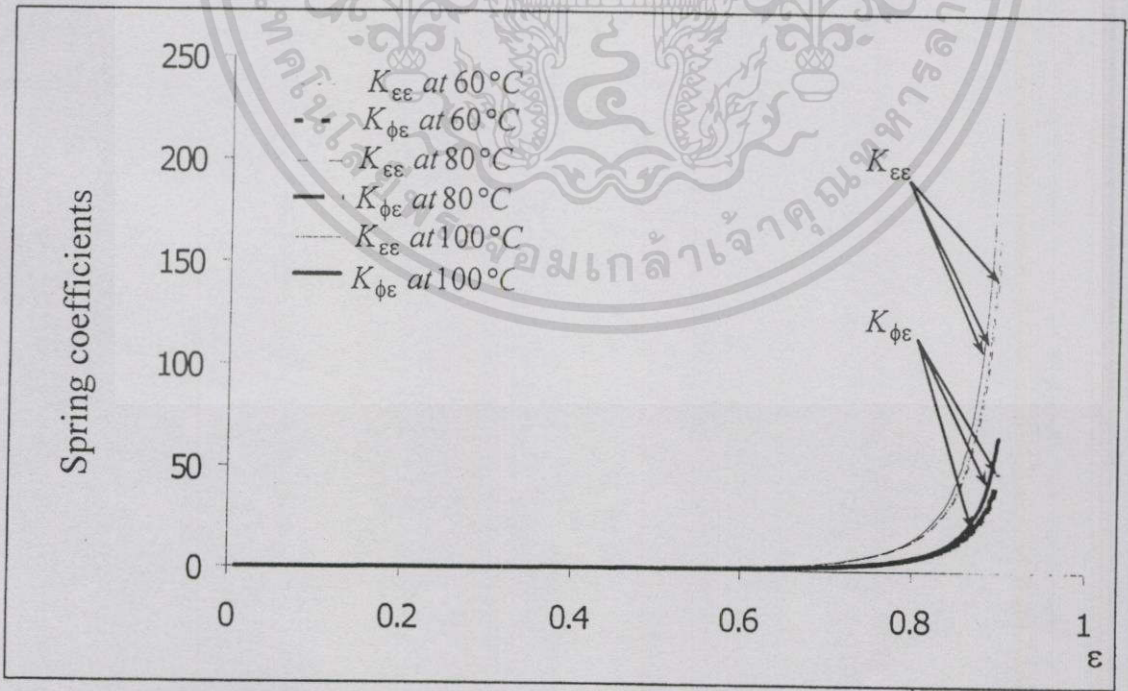


Fig.15 Spring coefficients and eccentricity ratio of journal bearings for  $C/R = 0.004$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

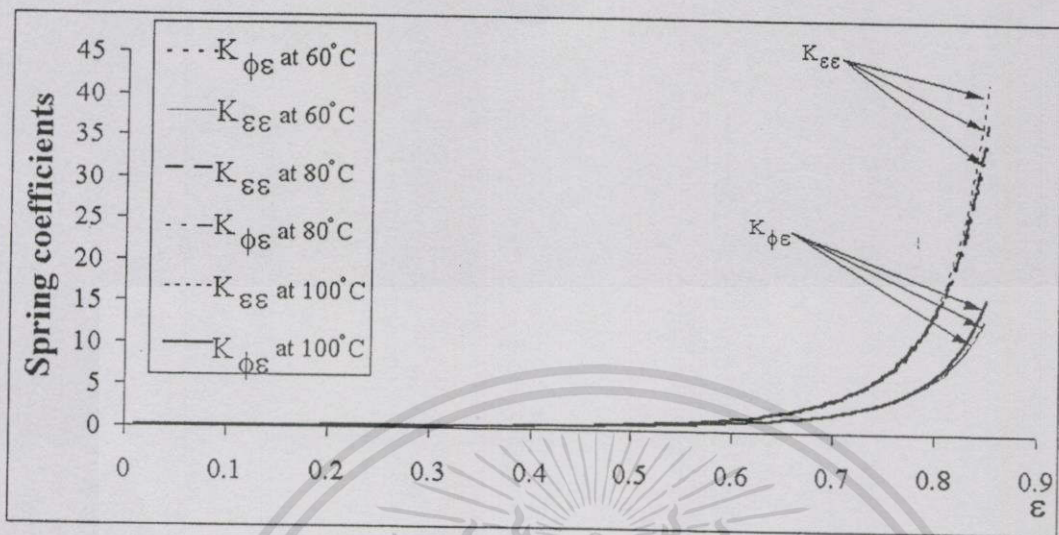


Fig.16 Spring coefficients and eccentricity ratio of journal bearings for C/R = 0.003

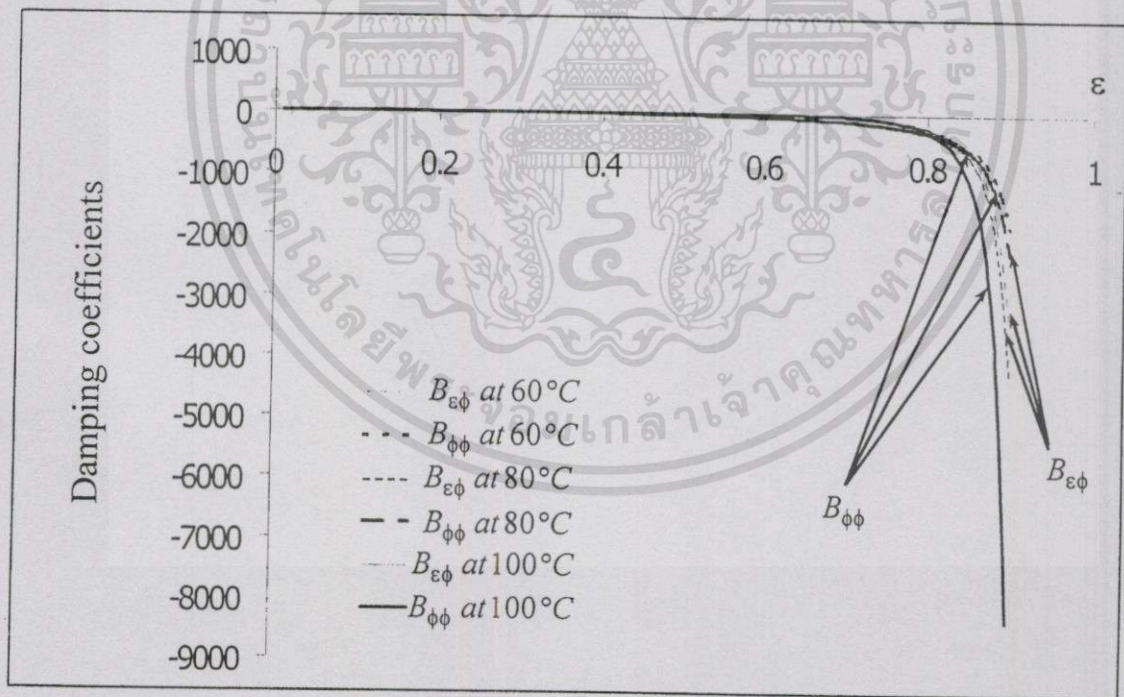


Fig.17 Damping coefficients and eccentricity ratio of journal bearings for C/R = 0.004

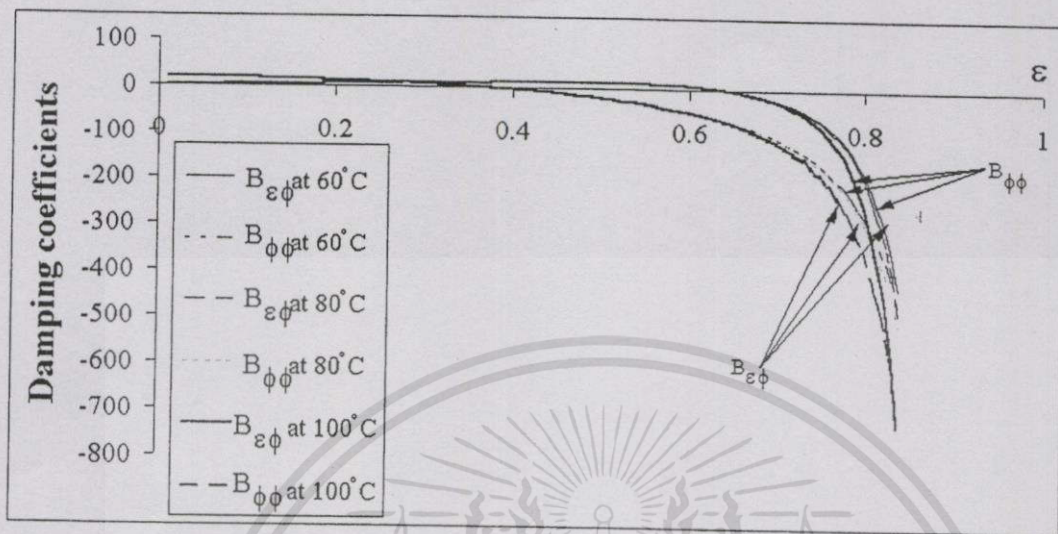


Fig.18 Damping coefficients and eccentricity ratio of journal bearings for  $C/R = 0.003$

## References

1. Jahanmir, S. "Chain length effects in boundary lubrication", *Wear*, 1985, Vol. 102, pp. 331-349.
2. Conner, J., Bayd, J., Avallane E.A., "Standard Handbook of Lubrication Engineering", Mc-Graw Hill New York, 1968.
3. Horowitz, H.H., Steindler F.E., "The Calculated Journal Bearing Performance of Polymer Thickened Lubricants", *ASLE Trans.*, Vol.3 No.1, pp. 124-131, 1960.
4. Horowitz, H.H., Steindler F.E., "Calculated Performance of Non-Newtonian Lubricants in Finite Width Journal Bearings", *ASLE Trans.*, Vol.4, pp.275-281, 1961.
5. Hashimoto, H., Wada, S., "The Effects of Fluid Inertia Forces in Parallel Circular Squeeze Film Bearings Lubricated with Pseudo-Plastic Fluid", *ASME Trans., Journal of Tribology*, Vol. 108 pp.282-287.
6. Hsu Y.C. "Non-newtonian Flow in Infinite Length Full Journal Bearing" *ASME Trans., Journal of Lubrication Technology*, pp. 329-333, 1967.

**ME-NETT**

**Y2000**

14th. Conference.



Jan-Dec 2000

30<sup>th</sup> Anniversary

Faculty of Engineering, Chiang Mai University

2 - 3 พฤศจิกายน 2543  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่



บทความทางวิชาการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Lubricating Characteristic of Journal Bearings with Soybean-based Oil

Mongkol Mongkolwongrojn and Prapat Arunmetta

Electro-Mechanical Engineering Laboratory, RaCCIT, Faculty of Engineering

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Chalongkrung Road, Ladkrabang, Bangkok 10520

Tel. (662)326-9987, Fax.(662)326-9053, E-mail:kmmongko@kmitl.ac.th

### Abstract

This paper presented the theoretical characteristic of hydrodynamic journal bearing with non-Newtonian soybean-based oil. The soybean-based oil was mixed with synthetic esters and silicone oil. The modified Reynolds equation included non-Newtonian effects was formulated for circular journal bearings. Starting from the relationship between shear stress and shear strain rate of the oil was obtained experimentally and used curve fitting to either experimentally data for rheological properties of soybean-based oil. Using this relation to the Reynolds equation to obtain the pressure distribution. Finite difference method was used to calculate the pressure distribution numerically.

In this paper, the static and characteristics such as pressure distribution and attitude angle are obtained numerically. From the results obtained, the index of the power-law model of the non-Newtonian soybean-based oil has effected the performance characteristic of journal bearings.

### 1. Introduction

It is well known that fatty acid composition in vegetable oils give good lubrication property. The fatty acid composition is determined by the ratio and position of carbon-to-carbon double bonds. The long carbon chain generally held together with zero to three double

bonds called oleic, linolenic and linolenic fatty acid compositions respectively. The polarity of fatty acids will absorb on metal surfaces by producing oriented molecular film on the surfaces which given oiliness and antiwear properties. Therefore, fatty acids are believed to be the key substance in their lubricity[1].

In this study, the additives for soybean-base oil are 5ppm of silicone oil (Dimethylsiloxane polymeric) for antioxidant[2], diester(Di-2-ethylhexyle sebacate) as a lubricity and viscosity index improver[2] and high molecular weight polymer(Polyisobutylene) for specific viscosity index improver. The viscosity of such a lubricant increases with the concentration of the additive and is relatively dependent of temperature. This lubricant exhibits a nonlinear relationship between shear stress and rate of shear flow. Horowitz and his comaker [3],[4] obtained the analytical pressure distribution for a finite width full circular journal bearings by approximating the shear rate with a cubic equation of shear stress. Hashimoto and Wada[5] examined theoretically the combined effects of nonlinear characteristics and fluid film inertia an the dynamic behavior of circular type squeeze film bearings. However, a few investigator have studied the static characteristics of journal bearing with using the power-law model[6],[8].

In this paper, the static characteristic of finite width journal bearings with dilatant lubricant is examined theoretically by using the power-law model.

where  $m$  is the consistency constant,  $n$  is the index of the power-law model,  $\tau$  is shear stress and  $du/dy$  is the shear rate.

2.Theory

2.1 Flow Characteristic of Soybean-base oil

In this study, the refined soybean oil was mixed with 3% diester, 4% polyisobutylene and 0.02% silicone oil by weight. The flow characteristic of soybean-based oil was investigated experimentally by using the rotational rheometer according to DIN 53019 standard test method as shown in Fig1.

2.2 Modified Reynolds's equation

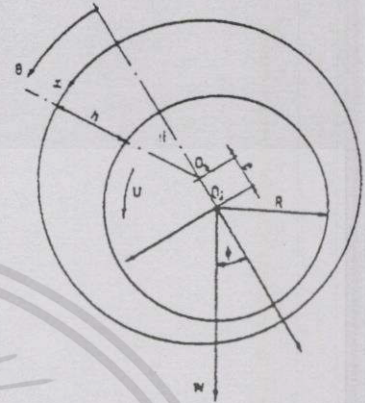
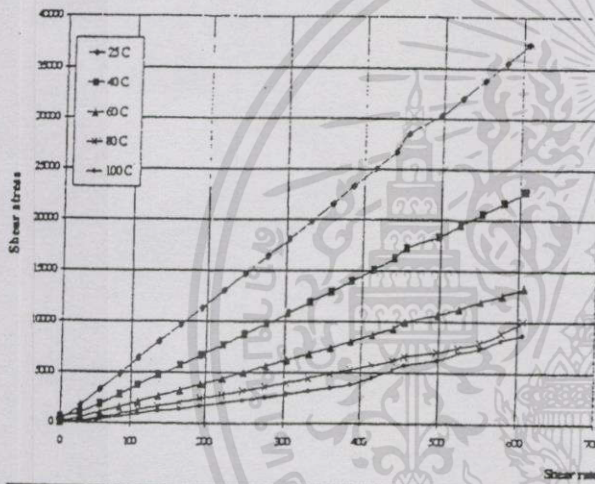


Fig .2 Geometry of circular journal bearing



Temperature,C	$m$	$n$	$\mu, \text{mPa.s}$
25	46.862	1.043	60.723
40	23.916	1.071	36.686
60	11.975	1.094	21.100
80	5.744	1.145	13.760
100	0.587	1.497	11.730

Fig.1 Flow characteristic curve of soybean-based oil

The soybean-based oil has non-Newtonian behavior as dilatant fluids. The nonlinear between the shear rate and shear stress can be approximated as a power-law model.

$$\tau = m \left( \frac{du}{dy} \right)^{n-1} \frac{du}{dy} \tag{1}$$

In the case of two-dimensional, the equation(1) can be expressed as:

$$\tau_{xy} = m \left( \frac{du}{dy} \right)^{n-1} \frac{du}{dy} \tag{2a}$$

$$\tau_{yz} = m \left( \frac{dw}{dy} \right)^{n-1} \frac{dw}{dy} \tag{2b}$$

where  $\tau_{xy}$  and  $\tau_{yz}$  are, respectively, the shear stresses in the x and z-directions, u,w are the components of the velocity in the the x and z-directions, respectively.

The relationship between the viscosity and second invariant of the rate-of-strain tensor is:

$$\mu = \mu(I_2) \tag{3}$$

where

$$I_2 = \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \tag{4}$$

Thus, the power-law models for the shear viscosity and  $I_2$  is given:

$$\mu = m \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}^{\frac{n-1}{2}} \quad (5)$$

From the Navier-Stokes equation in x and z-directions can be expressed as [7] :

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial x} \quad (6a)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) = \frac{\partial P}{\partial z} \quad (6b)$$

Based on equations(1)-(6), Dien and Elrod[6] derived a modified Reynolds lubrication equation is given below:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^{n+2}}{12mn} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^{n+2}}{12m} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{(U)^n}{2} \frac{\partial h}{\partial x} \quad (7)$$

To write equation(7) in dimensionless parameters are used:

$$\left. \begin{aligned} x &= R\theta & z &= \bar{z}L \\ h &= \bar{h}C & P &= \frac{U\mu R}{C^2} \bar{P} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$$h = C(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad (9)$$

Substituting equation(8) in equation(7) we get the dimensionless form of the modified Reynolds equation as:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \bar{h}^{n+2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + n \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^{n+2} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{6mn}{\mu} \left( \frac{U}{C} \right)^{n-1} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (10)$$

The pressure boundary conditions in dimensionless form are

$$\left. \begin{aligned} \bar{P}(\theta, 0) &= 0 & \bar{P}(\theta, 1) &= 0 \\ \bar{P}(0, \bar{z}) &= 0 & \bar{P}(\pi, \bar{z}) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

### 2.3 Load bearing

The dimensionless load carried by the bearing,  $\bar{W}$  may be calculated from the dimensionless pressure distribution of equation(10) as follow:

$$\left. \begin{aligned} \bar{W} \sin \phi &= \int_0^1 \int_0^\pi \bar{P} \sin \theta \, \alpha \, d\bar{z} \\ \bar{W} \cos \phi &= - \int_0^1 \int_0^\pi \bar{P} \cos \theta \, \alpha \, d\bar{z} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

The load and attitude angles are then

$$\bar{W} = \sqrt{(\bar{W} \sin \phi)^2 + (\bar{W} \cos \phi)^2} \quad (13)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\bar{W} \sin \phi}{\bar{W} \cos \phi} \right) \quad (14)$$

Equation(12) is evaluated by simpson's rule for double integration.

### 3. Numerical calculation

The dimensionless form of the modified Reynolds equation(10)and(9) were solved simultaneously by finite difference method combined with over relaxation to accelerate the convergence.

Schematically, the entire iteration can be seen from the following flow chart.

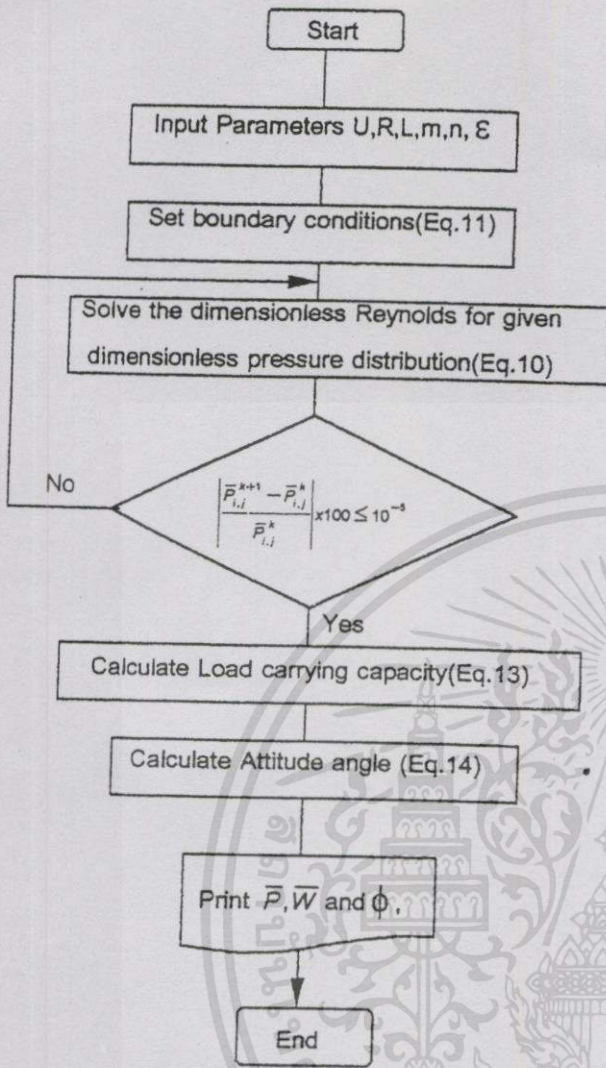


Fig.3 Flow chart of the numerical calculation

#### 4. Numerical results

Static characteristic of the finite width journal bearings lubricated with soybean-based oil was calculated numerically at varying eccentricity ratio. In this simulation. The journal bearings have length to diameter equal to 0.3 and radial clearance ratio equal to 0.08. The journal is operated at 1000 rpm. The results of the investigations are presented graphically.

Figures(4)-(6) show the numerical values of the dimensionless pressure distribution in the circumferential direction at 0.6, 0.8 and 0.9 eccentricity ratios. The dimensionless pressure distribution values decreases as the temperature increases at all eccentricity ratios, and

the dimensionless pressure distribution at  $\epsilon = 0.6$  is flatter than  $\epsilon = 0.8$  and  $\epsilon = 0.9$ , respectively.

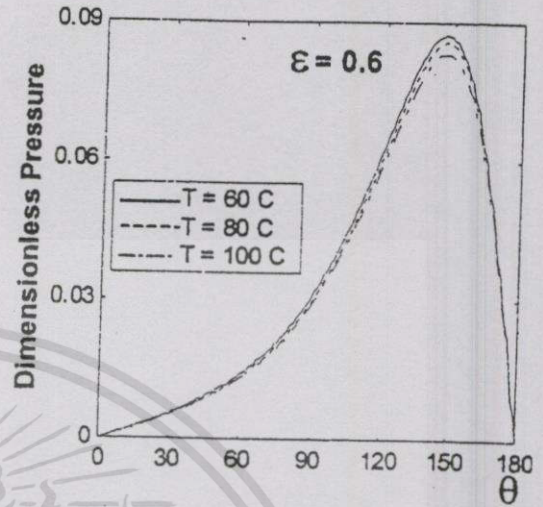


Fig.4 Pressure distribution circumferential at  $\epsilon = 0.6$

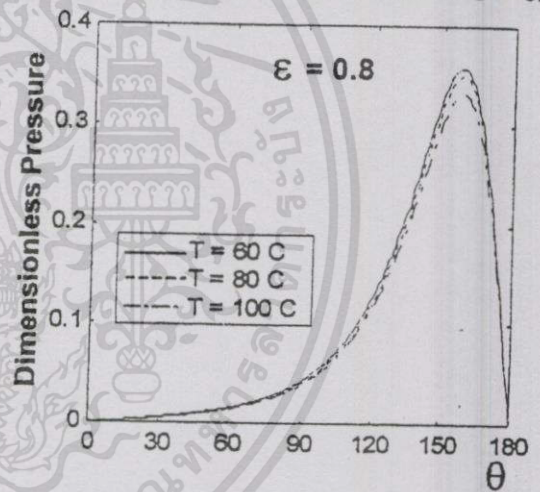


Fig.5 Pressure distribution circumferential at  $\epsilon = 0.8$

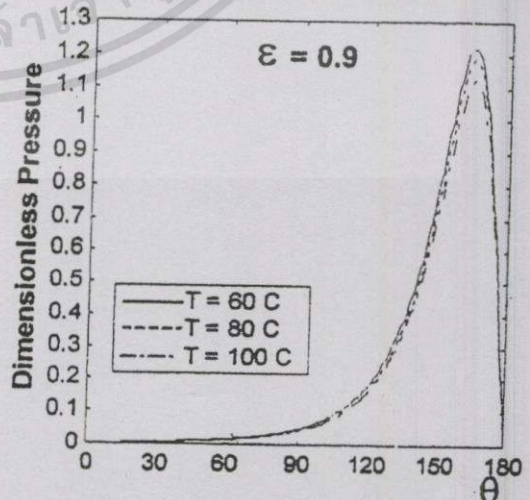


Fig.6 Pressure distribution in circumferential at  $\epsilon = 0.9$

Figures(7)-(9) show the numerical values of the dimensionless pressure distribution in the  $\bar{z}$  direction at 0.6, 0.8 and 0.9 eccentricity ratios. The dimensionless pressure distribution values decreases as the temperature increases at all eccentricity ratios, and the dimensionless pressure distribution at  $\epsilon = 0.6$  is flatter than  $\epsilon = 0.8$  and  $\epsilon = 0.9$ , respectively.

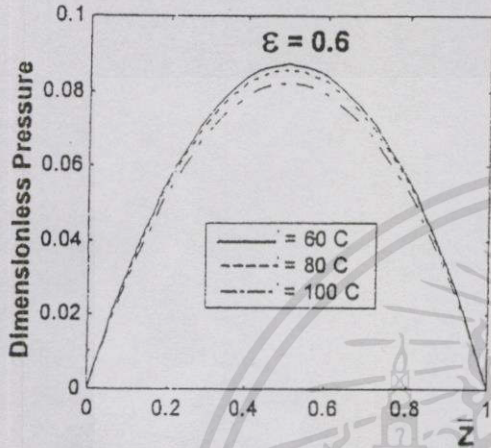


Fig.7 Pressure distribution along  $\bar{z}$  axis at  $\epsilon = 0.6$

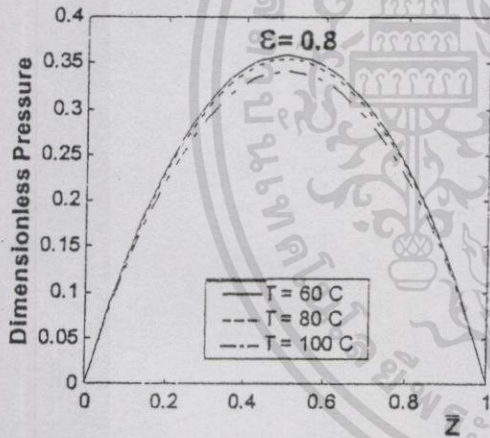


Fig.8 Pressure distribution along  $\bar{z}$  axis at  $\epsilon = 0.8$

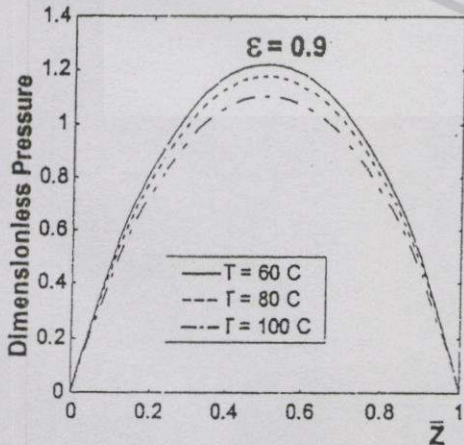


Fig.9 Pressure distribution along  $\bar{z}$  axis at  $\epsilon = 0.9$

Figures(10) shows the load carrying capacity as function of the eccentricity ratio and the temperature, the load carrying capacity for a fixed eccentricity ratio of  $T = 60, 80$  and  $100\text{C}$  are, respectively, nearly identical.

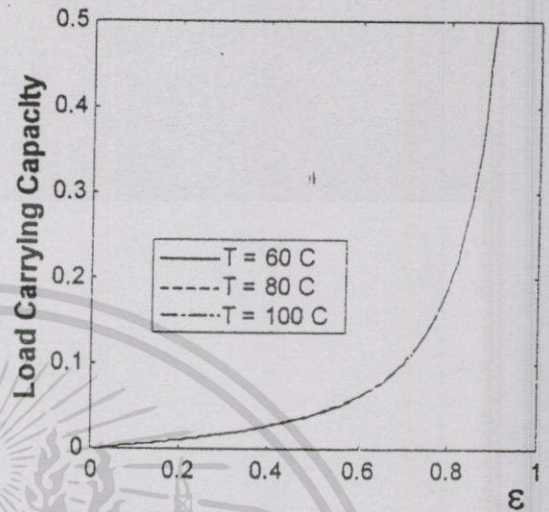


Fig.10 Load carrying capacity at variation eccentricity ratio

Figures(11) shows the attitude angle variation with eccentricity ratio for various values of temperatures. The attitude angle for a fixed eccentricity ratio of  $T = 60, 80$  and  $100\text{C}$  are, respectively, nearly identical.

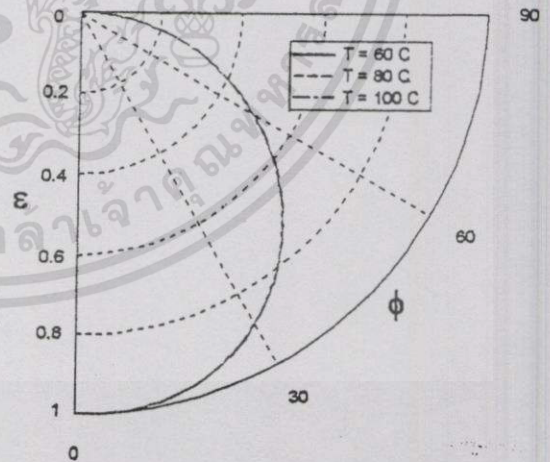


Fig.11 Variation of attitude angle and eccentricity ratio

### 5. Conclusion

In this paper, the static characteristics of full circular bearings with non-Newtonian soybean-based oil have been investigated theoretically by using the power-law model. It was found from the numerical result that

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

the temperature and eccentricity ratio are effected on the oil film pressure and load carrying capacity.

## 6. References

- [1] Jahanmir, S. "Chain length effects in boundary lubrication", *Wear*, 1985, Vol 102, pp 331-349.
- [2] Conner, J., Bayd, J., Avallane E.A., "Standard Handbook of Lubrication Engineering", Mc-Graw Hill New York, 1968.
- [3] Horowitz, H.H., Steindler F.E., "The Calculated Journal Bearing Performance of Polymer Thickened Lubricants", *ASLE Trans.*, Vol.3 No.1, 1960.
- [4] Horowitz, H.H., Steindler F.E., "Calculated Performance of Non-Newtonian Lubricants in Finite Width Journal Bearings", *ASLE Trans.*, Vol.4, 1961
- [5] Hashimoto, H., Wada, S., "The Effects of Fluid Inertia Forces in Parallel Circular Squeeze Film Bearings Lubricated with Pseudo-Plastic Fluid", *ASME Trans., Journal of Tribology*, Vol. 108 pp.282-287.
- [6] Dien, Y.G. and Elrod, H.G., "A Generalized Steady State Reynolds Equation for the Non-Newtonian Fluids with Application to Journal Bearings", *Transactions of the ASME Journal of Lubrication Technology*, 1983, Vol. 105.
- [7] Tanner, R.I., "Some Illustrative Problems in the Flow of Viscoelastic Non-Newtonian Lubricants", *ASLE Transactions*, 1965, No.8, pp. 179-183.
- [8] Buckholz, R.H. "On the Role of a Non-Newtonian Fluid in Short Bearing Theory" *ASME Trans., Journal of Tribology*, Vol. 108.

## Nomenclature

$C$	= radial clearance
$e$	= journal eccentricity
$h$	= film thickness
$\bar{h}$	= dimensionless film thickness, $\frac{h}{C}$
$L$	= bearing length
$m$	= consistency constant
$n$	= power-law model index
$P$	= film pressure
$\bar{P}$	= dimensionless film pressure
	= $\frac{U\mu R}{C^2} P$
$R$	= journal radius
$U$	= velocity of a point on the journal surfaces
$\bar{W}$	= dimensionless load carrying capacity
$\tau$	= shear stress
$\varepsilon$	= eccentricity ratio = $e/C$
$\mu$	= lubricant viscosity
$\phi$	= attitude angle
$z$	= axial coordinate
$\bar{z}$	= $\frac{z}{L}$ , dimensionless
$\theta$	= circumferential coordinate

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อผู้เขียน	นายประภัทร์ อรุณเมตตา
วัน เดือน ปีเกิด	18 กันยายน 2507
วุฒิการศึกษา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ปีการศึกษา 2536
ประสบการณ์การทำงาน	
2536 :	QUALITYCONTROL ENGINEER , MHI-MAHAJAK AIR CONDITIONS CO.,LTD.
2539 :	QUALITYCONTROL MANAGER ; UNICO PRODUCTS CO., LTD.
2540 :	QUALITYCONTROL ASSISTANT MANAGER ; THAI SUMMIT ENGINEERING CO.,LTD.
ผลงานที่เคยได้รับการตีพิมพ์	
2543 :	“THEORETICAL CHARACTERISTIC OF HYDRODYNAMIC JOURNAL BEARINGS LUBRICATED WITH SOYBEAN - BASED OIL”, 9 <sup>TH</sup> NORDIC SYMPOSIUM ON TRIBOLOGY NORDTRIB 2000
2543 :	“LUBRICATING CHARACTERISTIC OF JOURNAL BEARINGS WITH SOYBEAN-BASED OIL”,การประชุมวิชาการเครือข่าย วิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 14
2544 :	“THEORETICAL CHARACTERISTIC OF HYDRODYNAMIC JOURNAL BEARINGS LUBRICATED WITH SOYBEAN - BASED OIL”, HAS BEEN ACCEPTED FOR PUBLICATION IN THT JOURNAL OF SYNTHETIC LUBRICATION