สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาเชิงทดลองพฤติกรรมการสึกหรอภายใต้การกดแบบลื่นไถลระหว่างล้อและรางรถ

Experimental Study on Wear Characteristics Under Sliding Contact between wheels and rails

T061873

โดย

นาย กิติศักดิ์ สืบสายลา

นาย สุจินต์ กิททะเจริญชัย

นาย ธนากร เปียคง

นาย อัศนัย มูลน้อย

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ. ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 61873
วัน,เดือน,ปี 24 ก.ค. 2549
.b.....
.i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2547

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาเชิงทดลองพฤติกรรมการสึกหรอภายใต้การกดแบบลื่นไถลระหว่างล้อและรางรถ

Experimental Study on Wear Characteristics Under Sliding Contact between wheels and rails

ผู้จัดทำ

1. นาย กิติศักดิ์	สืบสายลา	รหัสประจำตัว	44015369
2. นาย สุจินต์	กิททะเจริญชัย	รหัสประจำตัว	45015440
3. นาย ธนากร	เปียคง	รหัสประจำตัว	45015457
4. นาย อัศนัย	มูลน้อย	รหัสประจำตัว	45015491

..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ. ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเชิงทดลองพฤติกรรมการสึกหรอภายใต้การกดแบบลื่นไถลระหว่างล้อและรางรถ

1. นาย กิติศักดิ์ สืบสายลา 44015369
2. นาย สุจินต์ กิททะเจริญชัย 45015440
3. นาย ธนากร เปียคง 45015457
4. นาย อัศนัย มูลน้อย 45015491

รศ. ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2547

บทคัดย่อ

โครงงานนี้เป็นโครงงานที่ออกแบบและพัฒนาเบื้องต้นในการจำลองพฤติกรรมระหว่างล้อและรางที่รับแรงกดและเป็นการสัมผัสแบบลื่นไถล เพื่อทำการศึกษาการสึกหรอที่เกิดขึ้น

โดยที่การทดลองส่วนที่เป็นล้อจะถูกหมุนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า และจะมีโหลดจากไฮดรอลิก มากระทำการกดรางระหว่างที่ล้อหมุน โดยโหลดที่ทำการทดลองจะมีสองทิศทาง คือ โหลดในแนวแกนและโหลดในแนวรัศมี อัตราการสึกหรอจะถูกวัดโดยที่มีการเปลี่ยนแปลงโหลดและความเร็วรอบ มุมสัมผัสที่ต่างกัน การทดลองครั้งนี้จะทำการทดลองในกรณีที่หน้าสัมผัสแห้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Experimental Study on Wear Characteristics Under Sliding Contact between wheels and rails

Kitisak	Suebsaila	44015369
Sujin	Kittajareanchai	45015440
Thanakorn	Piakong	45015457
Assanai	Moolnoi	45015491

Assoc prof Dr.Mongkol Mongkolwongrojn Advisor

Abstract

This project presented the preliminary design and development of wear test equipment between wheel and rail in sliding contact. The rotating wheel and shaft were driven by electric motor. The rail is hydraulically loaded on the rotating wheel to simulate the wheel / rail in sliding contact. Wear of the test specimens were measured by using dial gauge to get the wear shape of test specimens. Wear rate were measured at various contact angle, loads and speeds conditions.The experiments were performed in dry contact condition.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์นี้จะประสบความสำเร็จได้โดยการสนับสนุนจาก รศ.ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน เป็นบุคคลสำคัญที่ให้คำปรึกษา และให้แนวทางในการทำโครงงานจนเสร็จสำเร็จเป็นปริญญานิพนธ์ฉบับนี้

อนึ่งผู้จัดทำปริญญานิพนธ์ใคร่ขอแสดงความขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมโยธา เป็นอย่างยิ่งที่ได้ให้ใช้เครื่องทดสอบปรับความเที่ยงตรงของชุดทดสอบและ ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ ที่อำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือ รวมทั้งน้ามณฑา และพี่มานพ ที่ให้คำปรึกษาในการสร้างอุปกรณ์และเครื่องทดสอบ ทำให้โครงงานนี้และปริญญานิพนธ์นี้สำเร็จ

นาย กิติศักดิ์ สืบสายลา
นาย สุจินต์ กิททะเจริญชัย
นาย ธนากร เปียคง
นาย อัศนัย มูลน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเชิงทดลองพฤติกรรมการสึกหรอภายใต้การกดแบบลื่นไถลระหว่างล้อและรางรถ

1. นาย กิติศักดิ์ สืบสายลา 44015369
2. นาย สุจินต์ กิททะเจริญชัย 45015440
3. นาย ธนากร เปียคง 45015457
4. นาย อัศนัย มูลน้อย 45015491
รศ. ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2547

บทคัดย่อ

โครงงานนี้เป็นโครงงานที่ออกแบบและพัฒนาเบื้องต้นในการจำลองพฤติกรรมระหว่างล้อและรางที่รับแรงกดและเป็นการสัมผัสแบบลื่นไถล เพื่อทำการศึกษาการสึกหรอที่เกิดขึ้น

โดยที่การทดลองส่วนที่เป็นล้อจะถูกหมุนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า และจะมีโหลดจากไฮดรอลิก มากระทำการกดรางระหว่างที่ล้อหมุน โดยโหลดที่ทำการทดลองจะมีสองทิศทาง คือ โหลดในแนวแกนและโหลดในแนวรัศมี อัตราการสึกหรอจะถูกวัดโดยที่มีการเปลี่ยนแปลงโหลดและความเร็วรอบ มุมสัมผัสที่ต่างกัน การทดลองครั้งนี้จะทำการทดลองในกรณีที่หน้าสัมผัสแห้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Experimental Study on Wear Characteristics Under Sliding Contact between wheels and rails

Kitisak	Suebsaila	44015369
Sujin	Kittajareanchai	45015440
Thanakorn	Piakong	45015457
Assanai	Moolnoi	45015491

Assoc prof Dr.Mongkol Mongkolwongrojn Advisor

Abstract

This project presented the preliminary design and development of wear test equipment between wheel and rail in sliding contact. The rotating wheel and shaft were driven by electric motor. The rail is hydraulically loaded on the rotating wheel to simulate the wheel / rail in sliding contact. Wear of the test specimens were measured by using dial gauge to get the wear shape of test specimens. Wear rate were measured at various contact angle, loads and speeds conditions. The experiments were performed in dry contact condition.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์นี้จะประสบความสำเร็จได้โดยการสนับสนุนจาก รศ.ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน เป็นบุคคลสำคัญที่ให้คำปรึกษา และให้แนวทางในการทำโครงงานจนเสร็จสำเร็จเป็นปริญญานิพนธ์ฉบับนี้

อนึ่งผู้จัดทำปริญญานิพนธ์ใคร่ขอแสดงความขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมโยธา เป็นอย่างยิ่งที่ได้ให้ใช้เครื่องทดสอบปรับความเที่ยงตรงของชุดทดสอบและ ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ ที่อำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือ รวมทั้งน้ามณฑา และพี่มานพ ที่ให้คำปรึกษาในการสร้างอุปกรณ์และเครื่องทดสอบ ทำให้โครงงานนี้และปริญญานิพนธ์นี้สำเร็จ

นาย กิติศักดิ์ สืบสายลา
นาย สุจินต์ กิททะเจริญชัย
นาย ธนากร เปียคง
นาย อัศนัย มูลน้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์คำย่อ

สัญลักษณ์ภาษาอังกฤษ

A	พื้นที่หน้าตัด
B	โมดูลัสความยืดหยุ่น
G	โมดูลัสของการเฉือน
I	โมเมนต์ความเฉื่อย
J	โพลาโมเมนต์ความเฉื่อย
$\mathbf{K_f}$	ตัวประกอบความเข้มของความเค้น
$\mathbf{K_a}$	ตัวประกอบของผิว
$\mathbf{K_b}$	ตัวประกอบขนาด
Kc	ตัวประกอบแรง
$\mathbf{K_t}$	ตัวประกอบความเค้น
L	ความยาว ระยะทาง
M	โมเมนต์
N	ค่าความปลอดภัย
P	กำลังงาน
q	ค่าความไวของรอยเจาะ
R	แรงปฏิกิริยา
T	แรงบิด , แรงดึง
V	แรงเฉือน
X , Y , Z	แกน X , Y , Z ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์ภาษากรีก

σ	ความเค้นปกติ
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	ความเค้นปกติในแนวแกน X , Y , Z
σ_{allow}	ความเค้นปกติอนุญาต
σ_u	ความเค้นปกติสูงสุด
σ_y	ความเค้นปกติคราก
σ_a	ความเค้นส่วนเปลี่ยน
σ_m	ความเค้นเฉลี่ย
σ_n	ค่าความเค้นด้านทาน
σ_{eq}	ความเค้นปกติสมมูล
ε	ความเครียดปกติ
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	ความเครียดปกติในแนวแกน X , Y , Z
τ	ความเค้นเฉือน
τ_{allow}	ความเค้นเฉือนอนุญาต
τ_x, τ_y, τ_z	ความเค้นเฉือนในแนวแกน X , Y , Z
τ_n	ความเค้นเฉือนด้านทาน
τ_{eq}	ความเค้นเฉือนสมมูล
ρ	รัศมีส่วนโค้ง
θ	มุมความลาดชัน
ϕ	มุมบิด
α	ตัวประกอบการโก่งงอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สัญลักษณ์คำย่อ	IV
สารบัญ	VI
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 ขอบเขตของโครงงาน	1
1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	1
1.4 วิธีการดำเนินงาน	1
บทที่ 2 การบิด (Torsion)	3
2.1 การทำให้เสียรูปเนื่องจากการบิดของเพลากลม	3
2.2 สูตรของการบิด (The Torsion Formula)	5
2.3 มุมบิด (Angle of Twist)	8
2.4 หลักการคิดเครื่องหมายของมุมบิด	10
2.5 ความเข้มของความเค้นที่เกิดขึ้นจากแรงบิด (Stress Concentration	10
บทที่ 3 ความเค้นดัด (Bending Stress)	12
3.1 การเปลี่ยนรูปการดัดของคานตรง (Bending Deformation of a Straight Member)	12
3.2 สูตรของการดัด (The Flexure Bending Formula)	14
บทที่ 4 ระบบแรง	17
4.1 การสมดุลของวัตถุ (Equilibrium of a Deformation Body)	17
บทที่ 5 การออกแบบสำหรับการแตกหักเนื่องจากความล้า	20
5.1 กลไกของความล้า	20
5.2 ตัวประกอบของผิว	21
5.3 ตัวประกอบของขนาด	21
5.4 ตัวประกอบของแรง	21
5.5 ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น	21
5.6 เกณฑ์ของโซเดอร์เบอร์ก	22
บทที่ 6 การออกแบบเพลา	26
6.1 การออกแบบเพลาตามโค้ดของ AMSE	28
6.2 การออกแบบเพลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง	31
บทที่ 7 การคำนวณผลทางทฤษฎี	33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8 แบบและวิธีการสร้าง 36
8.1 ชุดฐานยึดราง 36
8.2 ล้อ 36
8.3 ราง 37
8.4 เพลาของล้อและราง 37
8.5 เครื่องทดสอบ 38
8.6 เครื่องมือวัด 38
บทที่ 9 วิธีการทดลอง 39
บทที่ 10 ผลการทดลองและสรุปผลการทดลอง 40
10.1 ผลการทดลอง 40
10.2 สรุปผลการทดลอง 50
ภาคผนวก ก ตารางแสดงผลการสึกหรอของล้อ 52
ภาคผนวก ข กราฟ Calibration ชุดไฮโดรลิก 60
ภาคผนวก ค ตารางแสดงค่าตัวประกอบความเค้น 61
บรรณานุกรม 64

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ปัจจุบันการคมนาคมและการเคลื่อนย้ายมีความจำเป็นในการดำรงชีวิตของมนุษย์ ในหลายๆด้าน ทั้งทางด้านธุรกิจ การติดต่อสื่อสาร การคมนาคมในปัจจุบันมีทั้งทางบกและทางอากาศ แต่การคมนาคมทางบกอาจจะมีความสะดวกมากกว่าในหลายๆด้าน เช่น เรื่องค่าใช้จ่ายในการเดินทาง ความสะดวกสบายในการเดินทาง การเดินทางโดยรถไฟ เป็นการคมนาคมทางบกที่ได้รับความนิยมทางหนึ่งเนื่องจากปัจจุบันมีเส้นทางการแล่นของรถไฟเชื่อมต่อกันเกือบทุกจังหวัดและค่าใช้จ่ายในการเดินทางค่อนข้างจะถูกกว่าการคมนาคมทางด้านอื่นแต่ในปัจจุบันประเทศไทยยังต้องมีการนำล้อรถไฟ และรางรถไฟ เข้ามาจากต่างประเทศ ในอุตสาหกรรมการขนส่งการเคลื่อนย้ายได้มีการใช้ระบบล้อและรางมาใช้อย่างแพร่หลาย ดั้งนั้นการเปลี่ยนหรือซ่อมแซมอุปกรณ์ที่ใช้งานไม่ได้จึงมีผลต่อการประกอบอุตสาหกรรมนั้นๆ จึงเกิดแนวคิดของโครงงานนี้ที่จะทำการศึกษาถึงพฤติกรรมของอุปกรณ์ที่เกิดการสึกหรอ เช่น ชิ้นส่วนรางรถและล้อรถ เพื่อจะได้เป็นแนวทางในการปรับปรุงหรือวิธีเพิ่มอายุการใช้งานของชิ้นส่วนรางรถและล้อรถ

1.2 ขอบเขตของโครงงาน

1. สามารถออกแบบเครื่องทดสอบที่จำลองการเคลื่อนที่ของล้อและรางได้
2. สร้างเครื่องทดลองที่สามารถแสดงพฤติกรรมจำลองเหมือนการวิ่งของล้อรถวิ่งบนรางรถ
3 เก็บข้อมูลหาพฤติกรรมของการสึกหรอของล้อรถที่เกิดการลื่นไถลกับรางรถโดย

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เพื่อได้ทราบถึงพฤติกรรมการสึกหรอของล้อ
2. เพื่อเป็นข้อมูลเบื้องต้นในการวิจัยและออกแบบพัฒนาต่อไป

1.4 วิธีการดำเนินงาน

1. ปรึกษาอาจารย์ที่ปรึกษาในเรื่องขอบเขตของโครงงาน
2. วางแผนแนวคิดในการออกแบบจำลองการเคลื่อนที่ของล้อและราง
3. ติดต่อหน่วยงานที่เกี่ยวข้องเพื่อสืบถามข้อมูลที่ใช้
4. รวบรวมข้อมูลที่จำเป็นในการออกแบบในการทำเครื่องทดสอบ
5. ซื้ออุปกรณ์ในการสร้างเครื่องทดสอบ
6. ทำการสร้างชิ้นส่วนต่าง ๆ ของเครื่องทดสอบ

- ขึ้นรูปของล้อทดสอบและรูปราง โดยใช้เครื่อง CNC , Wire Cut
- ขึ้นรูปเพลาของล้อและราง โดยใช้เครื่องกลึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. ทำการสร้างชุดเครื่องมือวัด
8. ประกอบและติดตั้งเครื่องทดสอบ
9. ทำการ Calibration ชุดไฮดรอลิกทั้งสองชุด กับเครื่อง UMT
10. ทำการทดสอบ โดยแบ่งตามกรณีการทดสอบที่ต้องการเก็บค่าการสึกหรอ
11. เก็บค่าที่ได้จากการทดลอง มาแสดงผลในรูปของกราฟ
12. เปรียบเทียบการสึกหรอในกรณีต่างๆ ที่ทำการทดลอง
13. สรุปผลการทดลองที่ได้
14. ทำปริญญานิพนธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่2

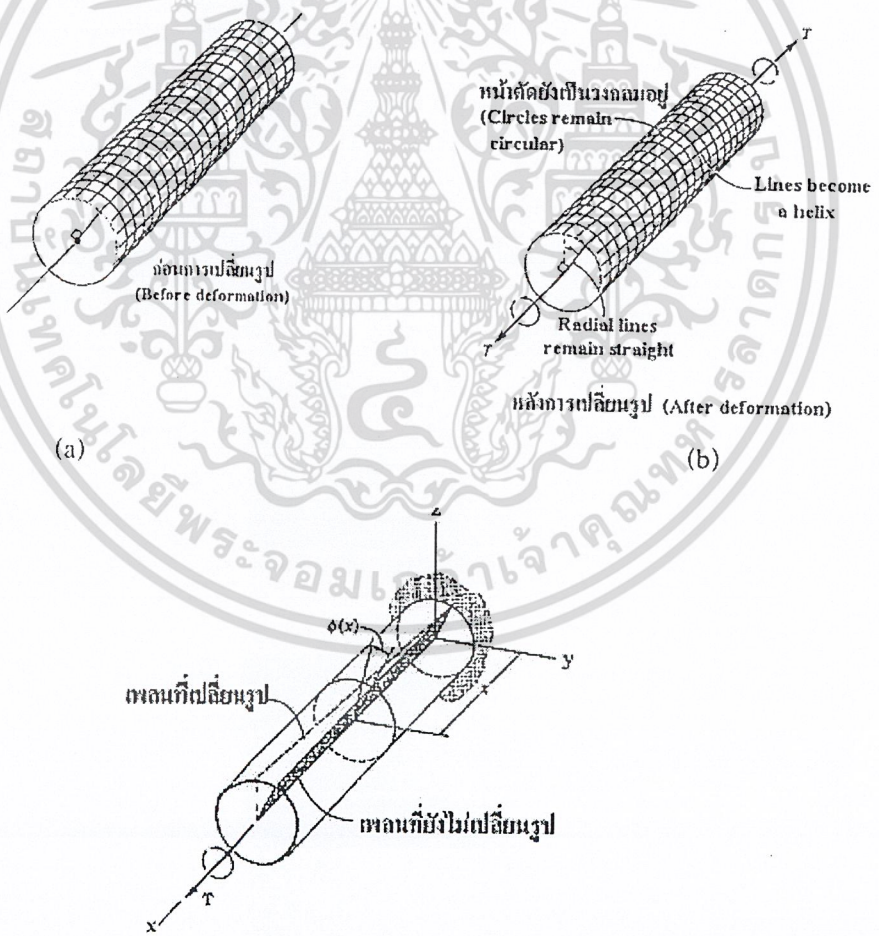
การบิด (Torsion)

2.1 การทำให้เสียรูปเนื่องจากการบิดของเพลากลม

(Torsion Deformation of a Circular Shaft)

การบิดเป็นโมเมนต์ที่วัตถุถูกบิดในแนวแกนตามยาว (Longitudinal Axis) ของแท่งของแข็งผลกระทบสิ่งแรกเกี่ยวกับการออกแบบเพลา หรือเพลาขับที่ใช้ในยานพาหนะ หรือใช้ในเครื่องจักรกล ในหัวข้อนี้เราจะศึกษาถึงประเภทของการทำให้เสียรูปโดยการบิดของเพลากลม หรือท่อกลมที่ทำจากวัสดุ ที่มีลักษณะและคุณสมบัติเดียวกันตลอดเพลา (homogenous) ต่อมาจะพิจารณาถึงความคิดรวบยอดของสมการ การกระจายความเค้นและความสัมพันธ์ต่าง ของการบิด

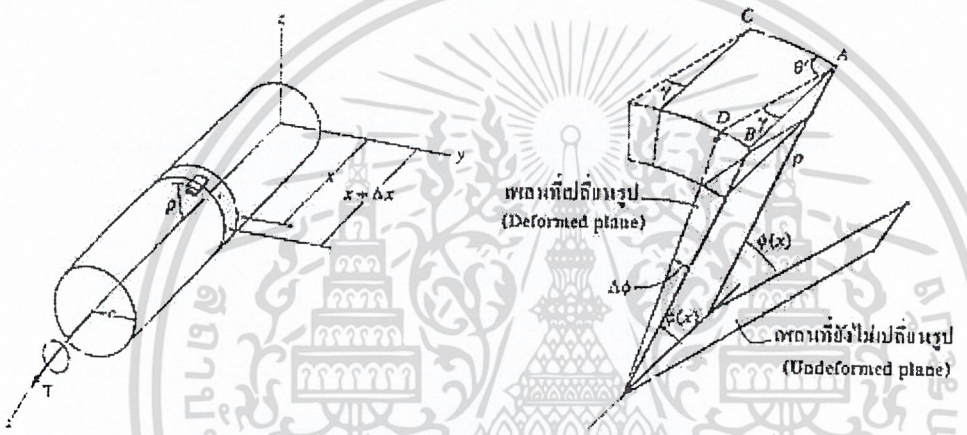
เราสามารถแสดงภาพทางกายภาพ ว่าจะเกดอะไรขึ้นเมื่อเกิดการบิดของเพลากลม โดยพิจารณาถึงเพลาที่ถูกทำจากวัสดุที่เปลี่ยนรูปโดยการบิดอย่างง่าย เช่น วัสดุที่เป็นยาง เป็นต้น ดังรูป 2.1



รูป 2.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูป 1 (b) เมื่อใส่แรงบิดตามแนวแกนทำให้วัสดุของแข็งเกิดการเปลี่ยนรูปแต่วงกลมของเพลาก็ยังคงเป็นวงกลมอยู่ และหน้าตัดของปลายเพลายังคงแบนอยู่ไม่บิดเบี้ยว (Not Warp) หรือไม่นูนออกมาและเส้นรัศมียังคงเป็นเส้นตรง ระหว่างการเปลี่ยนรูป จะสังเกตเห็นว่าทุก ๆ หน้าตัดของเพลายังคงเป็นเพลนอยู่ และเส้น ระหว่างการเปลี่ยนรูป จะสังเกตเห็นว่าทุก ๆ หน้าตัดของเพลายังคงเป็นเพลนอยู่ และเส้นรัศมีบนหน้าตัดยังคงเป็นเส้นตรง และหมุนผ่านมุมระหว่าการเปลี่ยนรูป ยิ่งกว่านั้นเราสามารถสมมุติว่า มุมของการหมุนเล็กมาความยาวของเพลาและรัศมียังคงไม่เปลี่ยน ดังนั้น ถ้าเพลาถูกยึดที่ปลายข้างหนึ่งดังรูป 1 (c) และใส่แรงบิดเข้าไปที่ปลายอีกข้างหนึ่ง เพลนที่แลเงาจะถูกบิดจนเสียรูป ทำให้เกิดการเบี้ยว (Skewed) ในที่นี้ เส้นรัศมีที่หน้าตัดจากระยะ X จากปลายทียึดของเพลาหมุนเป็นมุม ϕ (X) มุม ϕ (X) ถูกกำหนด เรียกว่า มุมบิด (Angle of Twist) ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับระยะ X ที่ถูกกำหนดขึ้นด้วย และจากการบิดของเพลานี้จะเกิดความเครียดขึ้นด้วย ดังรูป 2.2



รูป 2.2 แสดงความเครียดเฉือนของการบิด (Shear Strain of Element)

จากรูป 2.2 เพื่อให้เกิดความเข้าใจถึงการเปลี่ยนรูปของวัสดุเมื่อมีแรงบิด เราจะพิจารณาถึง ส่วนเล็ก ๆ ที่ขยายออกมาดังรูป ทางขวามือ ซึ่งมีรัศมีเท่ากับ ρ (rho) วัดจากแกนของเพลา เนื่องจากการเปลี่ยนรูปทางด้านหน้าและด้านหลังของส่วนเล็ก ๆ (Element) ได้รับการหมุน, คิดที่ตำแหน่ง X โดย ϕ (X) และที่ตำแหน่ง $X + \Delta X$ โดย $\phi(X) + \Delta\phi$ จากรูปผลลัพธ์ในลักษณะการหมุนเหล่านี้ $\Delta\phi$ เป็นสาเหตุให้เกิดความเครียดเฉือน (Shear Strain) การคำนวณความเครียดนี้จะใช้วิธีการของการเปลี่ยนรูปมุมระหว่างของ AB และ AC = $90°$ (ตั้งฉากกัน) หลังจากเปลี่ยนรูปแล้เป็นขอบระหว่าง AD และ AC มุมเปลี่ยนไปเป็น θ'

จากคำจำกัดความของความเครียดเฉือน : $\gamma = \frac{\pi}{2} - \lim \theta'$

C $\rightarrow$ A ตลอดความยาว CA

D $\rightarrow$ A ตลอดความยาว BA

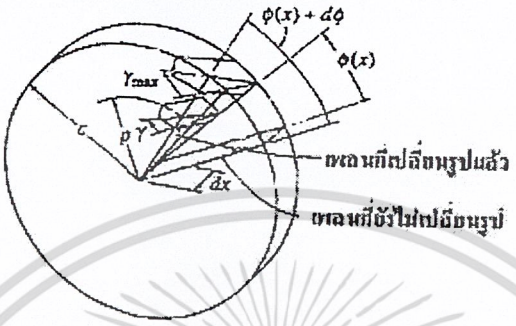
มุม γ ดังรูป 2.3 นี้ สามารถที่จะหาความสัมพันธ์ของความยาว ΔX ของส่วนเล็ก ๆ และความแตกต่างของมุม $\Delta\phi$ ที่เปลี่ยนไประหว่างส่วนหน้าของรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าเราให้ $\Delta X \rightarrow dx$ และ $\Delta\phi \rightarrow d\phi$ เราจะได้ $BD = \rho\, d\phi$ หรือ $BD = dx.\gamma$

$$\therefore dx.\gamma = \rho\, d\phi$$

$$\gamma = \rho\frac{d\phi}{dx}$$



รูป 2.3

เนื่องจาก dx และ $d\phi$ เมื่อ $\frac{d\phi}{dx}$ มีแรงลิดจะเกิดขึ้นพร้อมกันภายในหน้าตัด เมื่อ เป็นค่าคงที่สถานะนี้ขนาดของความเครียดเฉือนสำหรับทุก ๆ ส่วนของเพลาเปลี่ยนแปลงไปตามรัศมี ρ จากแกนของเพลา หรืออีนัยหนึ่งความเครียดเฉือนภายในเพลาเปลี่ยนแปลงเป็นเส้นตรงตลอดความยาวของเส้นรัศมีจากศูนย์ (Zero) ที่แกนของเพลาถึงค่าสูงสุด ณ ตำแหน่งขอบเขตด้านนอก ถ้ารัศมีด้านนอกของเพลาคือ C ความเครียดเฉือนสำหรับส่วนเล็ก ๆ ภายในของเพลา ณ ตำแหน่งรัศมี ρ ใด ๆ และที่ผิวจะมีความสัมพันธ์กันดังนี้

เนื่องจาก $\frac{d\phi}{dx} = \frac{\gamma}{\rho} = \frac{\gamma \max}{C}$ (ที่ผิว)

$$\therefore \gamma = \left(\frac{\rho}{C}\right)\gamma_{\max}$$

ถ้าคิดที่ผิวนอก ρ = C จะได้ $\gamma = \gamma_{max}$

2.2สูตรของการบิด (The Torsion Formula)

ถ้าวัสดุเป็น Linear – Elastic จากกฎของฮุค (Hooke's Law), กำหนดค่า $\tau = G\gamma$ และการเปลี่ยนแปลงความเครียดเฉือนเป็นเส้นตรง ความเค้นเฉือนเป็นเส้นตรงจาก $\gamma = \left(\frac{\rho}{C}\right)\gamma_{max}$ และ $\tau = G\gamma$

สามารถเขียนใหม่ได้เป็น $\gamma = \frac{\tau}{G} = \left(\frac{\rho}{C}\right)\gamma_{\max}$, $\therefore \tau = \left(\frac{\rho}{C}\right)G\gamma_{\max}$,

$\tau = \left(\frac{\rho}{C}\right)\tau_{\max}$ จากรูป 4 ส่วนเล็ก ๆ ของพื้นที่

คือ dA อยู่ ณ ตำแหน่งรัศมี ρ ใด ๆ

$\therefore$ แรงที่กระทำ dF เท่ากับ dA

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\therefore$ Torque ที่เกิดขึ้นเป็น $dT = \rho\ (\tau\ dA)$

รวมแรงบิด dT ย่อยจะได้ $\int dT = \int_A \rho(\tau dA)$

$$T = \int_A \rho\left(\frac{\rho}{C}\right)\tau_{max}\, dA$$

$$\therefore T = \frac{\tau_{max}}{C}\int_A \rho^2 dA$$

สมการ นี้ขึ้นอยู่กับเรขาคณิตของเพลา และใช้แทนด้วย Polar Moment of Inertia ของหน้าตัดเพลา (J) จะได้

สมการ $T = \frac{\tau_{max}}{C}.J$

$$\therefore \tau_{max} = \frac{TC}{J}$$

รูป 2.4

กำหนดให้ τ_{max} หมายถึง ความเค้นเฉือนสูงสุดของเพลาที่ผิวนอกสุด

T หมายถึง ผลลัพธ์ของแรงบิดภายในที่กระทำต่อหน้าตัดหาจากวิธีตัดหน้าตัด (Section) และสมการสมดุลของโมเมนต์รอบแนวแกน

J หมายถึง Polar Moment of Inertia ของพื้นที่หน้าตัดมีค่าเท่ากับ $\int_A \rho^2 dA$

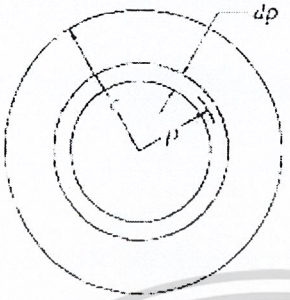
C หมายถึง รัศมีของเพลา

ถ้าหา ค่าความเค้นเฉือน ($\int_O^C \rho^2(2\pi\rho d\rho)$) ที่ตำแหน่งรัศมี ρ ใด ๆ จะได้ $\tau = \frac{T\rho}{J}$

สมการ 2 สมการนี้เป็นสมการของการบิดที่ใช้กันมากให้สำหรับเพลากลมและของแข็งนั้นเป็น Homogenous และมีพฤติกรรมเป็น Linear – Elastic

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า J ของเพลาตัน (Solid Shaft); : $J = \frac{\pi}{2}C^4$ หาจากรูป 2.5 ได้ดังนี้



รูป 2.5

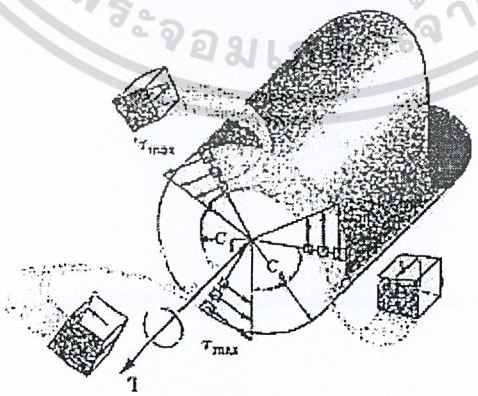
จากรูป $J = \int_A \rho^2 dA$

$$= \int_O^C \rho^2 (2\pi\rho d\rho)$$

$$= 2\pi \int_O^C \rho^3 d\rho$$

$$= 2\pi \left[\frac{\rho^{3+1}}{3+1}\right]_O^C$$

$$J = 2\pi \left[\frac{\rho^4}{4}\right]_O^C = 2\left[\frac{C^4}{4} - \frac{O^4}{4}\right] = \frac{\pi}{2}C^4$$



รูป 2.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า J ของเพลากลวง (Tubular Shaft) ;

$$J = \frac{\pi}{2}\left(C_o^{\,4} - C_i^{\,4}\right) \text{ หาจากรูป 2.6}$$

$$J = \int_A \rho^2 dA$$

$$J = \int_{C_i}^{C_o} \rho^2 2\pi\rho d\rho$$

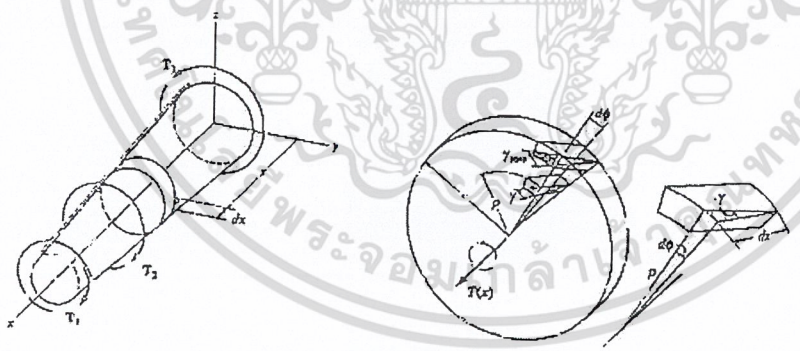
$$J = 2\pi\left[\frac{\rho^{3+1}}{4}\right]_{C_i}^{C_o}$$

$$J = \left[\frac{C_o^{\,4}}{4} - \frac{C^4}{4}\right]$$

$$J = \frac{\pi}{2}\left(C_o^{\,4} - C_i^{\,4}\right)$$

2.3มุมบิด (Angle of Twist)

เมื่อเพลาได้รับแรงบิด นอกจากจะทำให้เกิดความเค้นเฉือนบนหน้าตัด ณ ตำแหน่งรัศมีต่าง ๆ ของเพลาแล้ว ยังทำให้เกิดมุมบิดของเพลาขึ้นอีกด้วย ดังรูป 2.7



รูป 2.7

จากรูป 7 (a) ถ้าเราตัดหน้าตัดหน้าตัด (section) เพลาที่ระยะ x ใด ๆ หน้าตัดที่ตัดมีความกว้าง dx จะได้ไดอะแกรมรูปอิสระ ดังรูป 7 (b) แรงบิดลัพธ์ภายในใช้แทนด้วย T (x) เนื่องจากภาระ (load) ภายนอกจะกระทำตามความยาวแกนที่เปลี่ยนแปลง T (x) เป็นแรงบิดหมุนสัมพันธ์กับพื้นผิวหน้าหนึ่ง ๆ ที่ถูกตัดหน้าตัด (Section) ออกมาจากรูปข้างบนเราจะได้

$$y = \rho\, d\phi$$

และ $y = \gamma\, dx$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\therefore \quad \rho \, d\phi = \gamma \, dx,$$

$$d\phi = \frac{\gamma dx}{\rho}$$

กฎของฮุคกำหนดว่า $\gamma = \frac{\tau}{G}$ และความเค้นเฉือน สามารถเขียนในรูปของแรงบิดได้ดังนี้ ;

$$\tau = \frac{T(x)\rho}{J(x)}$$

$$\therefore \quad \gamma = \frac{T(x)\rho}{J(x)} / G$$

$$= \frac{T(x)\rho}{J(x)} \cdot \frac{1}{G}$$

แทนค่า γ ลงใน $d\phi$

$$\therefore \quad d\phi = \frac{T(x)\rho}{J(x).G.\rho} dx$$

$$= \frac{T(x)\rho}{J(x).G} dx$$

หามุมบิดทั้งหมดที่เกิดขึ้นได้ค่าดังนี้

$$\phi = \int_0^L \frac{T(x)dx}{J(x)G}$$

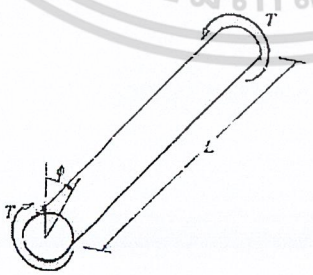
กำหนด ϕ หมายถึง มุมบิดของปลายเพลาข้างหน้าเมื่อเทียบกับปลายเพลาอีกข้างหนึ่ง

T (x) หมายถึง แรงบิดภายในที่หน้าตัด (Section) x ใด ๆ

J (x) หมายถึง Shaft's Polar Moment of Inertia ที่หน้าตัด ใด ๆ

G หมายถึง โมดุลัสการเฉือนของวัสดุ

ในกรณีเพลามีพื้นที่หน้าตัดกลมและแรงบิดคงที่



รูป 2.8

จากรูป 8 ถ้าคิดมุมบิด (ϕ) ที่ความยาวเริ่มต้น คือ ศูนย์ถึงความยาว L, จะได้สูตร $\phi = \frac{TL}{JG}$ ซึ่งมีลักษณะคล้ายกับภาระที่กระทำตามแนวแกน (Axially Load Bar) ที่ได้ศึกษามาแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

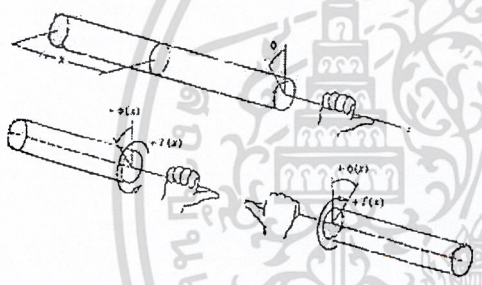
$$\Delta = \int \frac{P(x).dx}{A(x).E}$$

$$\Delta = \int \frac{PL}{AE}$$

Δ = ระยะยืด สำหรับเพลาที่มีพื้นที่หน้าตัดเปลี่ยนแปลง แรงบิดเปลี่ยนแปลง และโมดุลัสการเฉือนเปลี่ยนแปลง จะหาค่ามุมบิดจากผลรวมของ $\frac{TL}{JG}$ ของทุกช่วง ซึ่งเขียนเป็นสูตรได้ดังนี้

$$\phi = \sum \frac{TL}{JG}$$

2.4หลักการคิดเครื่องหมายของมุมบิด



ลักษณะมุม ϕ เป็น + T เป็น +

รูป 9

จากรูป 9 เราใช้วิธีการคิดเครื่องหมายของมุมบิดตามแรงบิดที่เกิดขึ้นโดยใช้กฎมือขวาดังนี้ นิ้วหัวแม่มือชี้ไปตามทิศทางของแกนที่เราตั้งขึ้น นิ้วที่เหลือทั้งสี่นิ้วแทนทิศทางของแรงบิดตรงข้ามกับสิ่งที่กล่าวไว้ แรงบิดจะมีค่าเป็นลบ มุมบิดจะเป็นเครื่องหมายลบด้วย

2.5ความเข้มของความเค้นที่เกิดขึ้นจากแรงบิด (Stress Concentration)

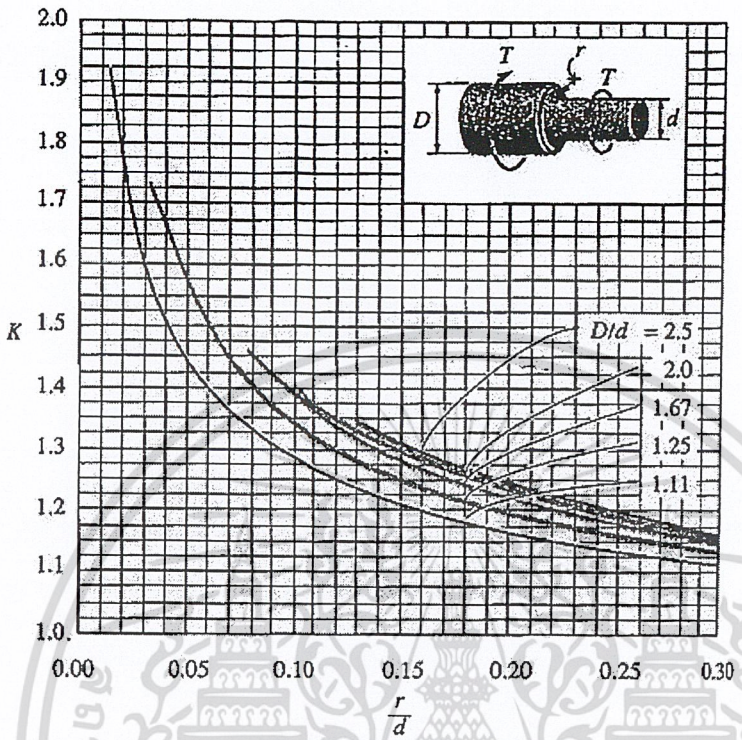
เพลาที่มีการลดขนาดของหน้าตัด เมื่อถูกแรงบิดกระทำจะทำให้เกิดความเค้นเฉือนสูงสุด (τ_{max}) ซึ่งจะหาจากสมการได้ดังนี้

$$\tau_{max} = \frac{KTC}{J}$$

C คือ รัศมีผิวนอกสุดของเพลาในช่วงของเพลาที่มีหน้าตัดเล็ก

K คือ ค่าสัมประสิทธิ์ที่เกิดจากความสัมพันธ์ระหว่าง $\frac{r}{d}$ กับ $\frac{D}{d}$ ของเพลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง $\frac{r}{d}$ กับ K ของเพลากลมตันที่ลดขนาด

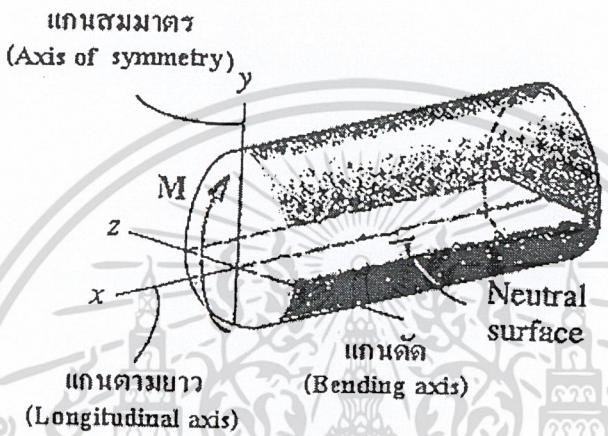
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่3

ความเค้นดัด (Bending Stress)

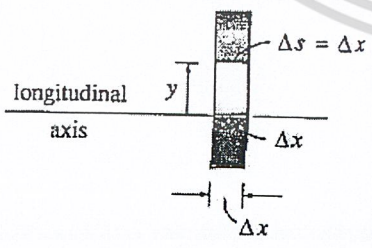
3.1การเปลี่ยนรูปการดัดของคานตรง (Bending Deformation of a Straight Member)

เราจะอภิปรายถึง การเปลี่ยนรูปที่เกิดขึ้นเมื่อคานเป็นรูปปริซึมตรง ทำจากวัสดุที่มีลักษณะเป็น Homogeneous และถูกดัด ในที่นี้เราจะกำหนดในคานมีพื้นที่หน้าตัดสมมาตรในแนวตั้ง เมื่อเทียบกับแกนหลัก และโมเมนต์ดัดจะถูกใส่เข้าไปให้หมุนรอบกับแกนดัดในแนวนอน ดังรูป 3.1

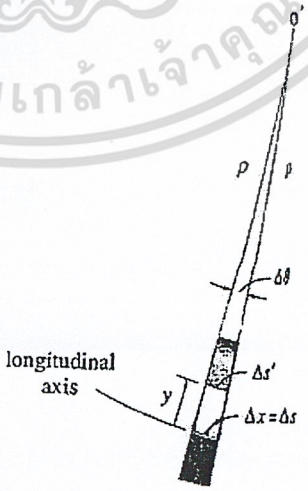


รูป 3.1

ส่วนในกรณีพฤติกรรมของคาน หรือค่าที่มีหน้าตัดไม่สมมาตร หรือทำจากวัสดุผสมที่แตกต่างกันไป จะได้นำมาอธิบายในหัวข้อต่อไป เช่น การเปลี่ยนรูปของวัสดุ เช่น ยาง เราสามารถอธิบายได้ว่าเกิดอะไรขึ้น และในที่นี้จะอธิบายถึงวัสดุหรือคานเป็นรูปปริซึมตรง เมื่อถูกโมเมนต์ดัดกระทำ จะเกิดการเปลี่ยนรูปดังรูป 3.3



รูป 3.2 การไม่เปลี่ยนรูป



รูป 3.3การเปลี่ยนรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพื่อที่จะแสดงค่าการเปลี่ยนรูป ซึ่งจะเกิดค่าความเครียดของวัสดุในทิศทางตามแนวยาว (Longitudinal) เราจะแยกส่วน (Segment) ของคานที่มีระยะยาว x โดยพิจารณาเพียงความยาว Δx จากรูป 3.2 และรูป 3 .2 เกิดการเปลี่ยนรูป ΔS กลายเป็น $\Delta S'$ (หลังจากการเปลี่ยน)

$\therefore$ ความเครียดปกติตลอดความยาว ΔS หาได้คือ

$$\varepsilon = \lim_{\Delta s \to 0} \frac{\Delta s' - \Delta s}{\Delta s}$$

จากรูป3.2และรูป 3.3 จะได้ค่า $\Delta S' = (\rho - y)\,\Delta\theta$ และ $\Delta S = \rho\,\Delta\theta$ แทนค่าได้ดังนี้

$$\therefore \varepsilon = \lim \frac{(\rho - y)\Delta\theta - \rho\Delta\theta}{\rho\Delta\theta}$$

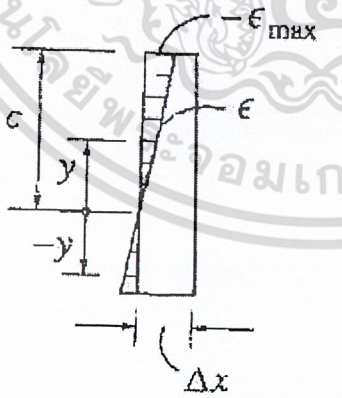
$$\therefore \varepsilon = -\frac{y}{\rho}$$

จากรูป 3.4 เป็นการกระจายความเครียดปกติบนหน้าตัด ณ ตำแหน่งระยะ C ซึ่งเป็นระยะห่างไกลที่สุดจากจุดศูนย์ถ่วง (ซึ่งตำแหน่งนี้เป็นจุดที่แกนสะเทินถูลากผ่าน) ค่าของความเครียดปกติสูงสุดหาได้ดังนี้

$$\therefore \varepsilon_{max} = \frac{c}{\rho}$$

$$\therefore \varepsilon_{max} = -\frac{y/\rho}{c/\rho}$$

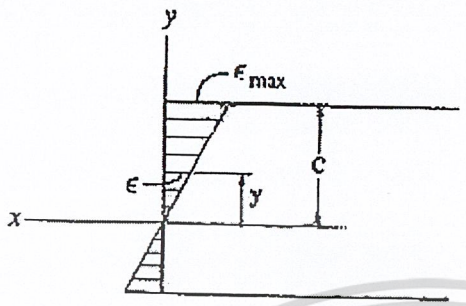
ดังนั้น $$\varepsilon = \frac{-y}{c}\varepsilon_{max}$$



รูป 3.4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2สูตรของการดัด (The Flexure Bending Formula)



รูป 3.5 แสดงการแปรเปลี่ยนความเครียดเฉือน

พิจารณาจากรูป 3.5 จาก $\varepsilon = \frac{-y}{c}\varepsilon_{max}$

จาก Hooke's Law ; $\sigma = E\varepsilon$

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

หรือ $$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\therefore \sigma = -\frac{y}{c}(\sigma_{max})$$

พิจารณาจากรูป 3.6 แรงลัพธ์บนหน้าตัดมีค่าดังนี้

$$F_R = \sum F_X$$

$$\int_A dF = 0$$

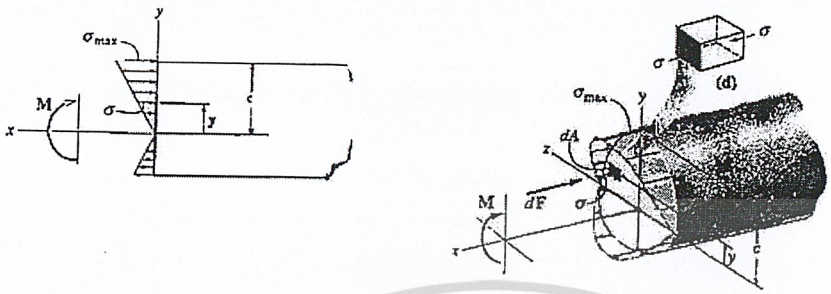
$$\int_A dA = 0$$

$$-\frac{\sigma_{max}}{c}\int_A ydA = 0$$

เนื่องจากค่าของ $\frac{\sigma_{max}}{c}$ จะต้องไม่เท่ากับศูนย์ เพราะฉะนั้น ค่าที่เท่ากับศูนย์คือ $\int_A ydA = 0$ ในอีกนัยหนึ่ง โมเมนต์แรกของพื้นที่หน้าตัดคานรอบแกนสะเทิน (Neutral axis) ต้องเป็นศูนย์ สภาพการณ์นี้ถ้าแกนสะเทิน คือ แกนศูนย์ถ่วงหรือแกนคัดในแนวนอนสำหรับพื้นที่หน้าตัดและต้องหาค่าพื้นที่หน้าตัดโดยต้องรู้ตำแหน่งของแกนสะเทิน เพื่อที่จะหาความสัมพันธ์ของความเค้นในคานดันนำไปสู่ผลลัพธ์ของโมเมนต์ภายใน M ที่กระทำต่อพื้นที่หน้าตัด โมเมนต์นี้จะมีค่าเท่ากับโมเมนต์ที่กระจายรอบแกนสะเทินโมเมนต์ของแรง dF รอบแกนสะเทินคือ dM = ydF ดังรูป 11 ในที่นี้ค่าของโมเมนต์มีค่าเป็นบวก เนื่องจากใช้กฎมือขวา ทิศทางไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางบวกของแกน Z เนื่องจาก dF = σ dA เมื่อ y เป็นบวก และ σ มีค่าเป็นลบ (อัด) จะได้ $(M_R)_Z$ เท่ากับ โมเมนต์ลัพธ์รอบแกน Z เพราะฉะนั้น $(M_R)_Z$ เท่ากับ ฉะนั้น $\sum M_Z$ โมเมนต์ลัพธ์รอบแกน z หาค่าได้ดังนี้



(a) (b)

รูป 3.6 แสดงการแปรเปลี่ยนความเค้นดัน

$$M = \int_A ydF$$

$$M = \int_A y(-\sigma dA)$$

$$M = \int_A y(\frac{y}{c}\sigma_{max})dA$$

$$M = \frac{\sigma_{max}}{c}\int_A y^2 dA$$

$$\therefore \sigma_{max} = \frac{Mc}{I}$$

[ในที่นี้ค่าของ $\int_A y^2 dA$ แทนด้วยค่า I]

กำหนดให้ σ_{max} หมายถึง ความเค้นปกติสูงสุดจากการดัดในคานที่เกิดขึ้นบนพื้นที่หน้าตัด ณ ตำแหน่งที่ไกลที่สุดจากแกนสะเทิน

M หมายถึง โมเมนต์ลัพธ์ภายใน หาจากวิธีตัดพื้นที่หน้าตัด (Section) และใช้สมการการสมดุล โดยคำนวณรอบแกนสะเทินของหน้าตัด

I หมายถึง โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่หน้าตัดคำนวณรอบแกนสะเทิน

C หมายถึงระยะตั้งฉากจากแกนสะเทิน ถึงจุดไกลที่สุดจากแกนสะเทิน

ระยะ c ที่ไกลที่สุดเป็นตำแหน่งที่ σ_{max} กระทำ

จาก $\sigma_{max} = \frac{MC}{I}$

$$\frac{\sigma_{max}}{C} = \frac{M}{I}$$

จากสมการของ $\sigma = -\frac{y}{C}\sigma_{max}$

$\therefore$ จะได้ว่า $\sigma = -\frac{My}{I}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หมายเหตุ เครื่องหมายลบ (-) เกิดจากเราตั้งแกน x, y, z, โดยใช้กฎมือขวา M มีค่าเป็นบวก (+) ตลอดแกน z และแกน y ทิศทางขึ้นเป็นบวกทำให้ σ เป็นลบเนื่องจาก σ กระทำทิศทางตรงข้ามกับแกน x ที่เราตั้งไว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

บทที่4

ระบบแรง

4.1การสมดุลของวัตถุ (Equilibrium of a Deformation Body)

ภาระ(load)ที่กระทำต่อวัตถุแบ่งออกเป็นชนิดต่างๆได้ดังนี้

ภาระภายนอก(External load)

มีความแตกต่างกันหลายรูปแบบสำหรับภาระภายนอก ซึ่งเราอาจจะแบ่งตามแรงที่กระทำต่อผิวของวัตถุ (Surface Force) และแรงที่เกิดจากน้ำหนักของวัตถุ (Body Force)

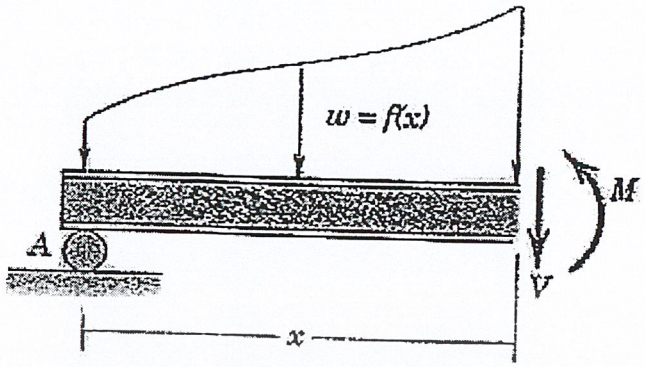
แรงที่กระทำต่อวัตถุ

เป็นแรงที่กระทำต่อผิวสัมผัส โดยกระจายอยู่บนพื้นที่สัมผัสระหว่างสัมผัสวัตถุ (Surface Force) ดูรูป พื้นที่นั้นเล็กมากเมื่อเปรียบเทียบพื้นที่ทั้งหมดของวัตถุและแรงที่กระทำต่อผิววัตถุนี้สามารถที่จะกำหนด หรือแทนด้วยแรงรวมจุดเดียวได้ (Connectrated Force Idealization) ซึ่งเรากำหนดให้เป็นดังรูป สำหรับตัวอย่างเช่น รถจักรยานสองล้อ เมื่อศึกษาถึงภาระ (Loading) บนจักรยาน แรงที่กระทำต่อพื้นผิวของล้อเป็นพื้นที่ความยาวแคบๆ (Load and Narrow Area) ที่กระจายเป็นเส้นตรงก็ได้ (A linear distributed Load , W (S)) ในที่นี้ Loading ถูกวัดออกมาเป็นความเข้มของแรงต่อความยาว (intensity of Force / Length) ตลอดพื้นที่และถูกแทนด้วยกราฟต่อกันด้วยสัญลักษณ์ยาวตลอดเส้น S ดังรูป

รูปที่ 4.1 แรงที่กระทำต่อผิว

การกระทำของภาระตลอดความยาวของคาน (Beam) เป็นตัวอย่างอีกตัวอย่างในเรื่องนี้ซึ่งภาระนี้ถูกแทนด้วยแรงลัพธ์ตลอดความยาวเส้น S ดังรูป แรงลัพธ์นี้จะสมดุลต่อพื้นที่ภายใต้แรงกระจาย (Distributed Loading Curve) แรงลัพธ์นี้จะกระทำที่จุดศูนย์ถ่วงของพื้นที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
61873

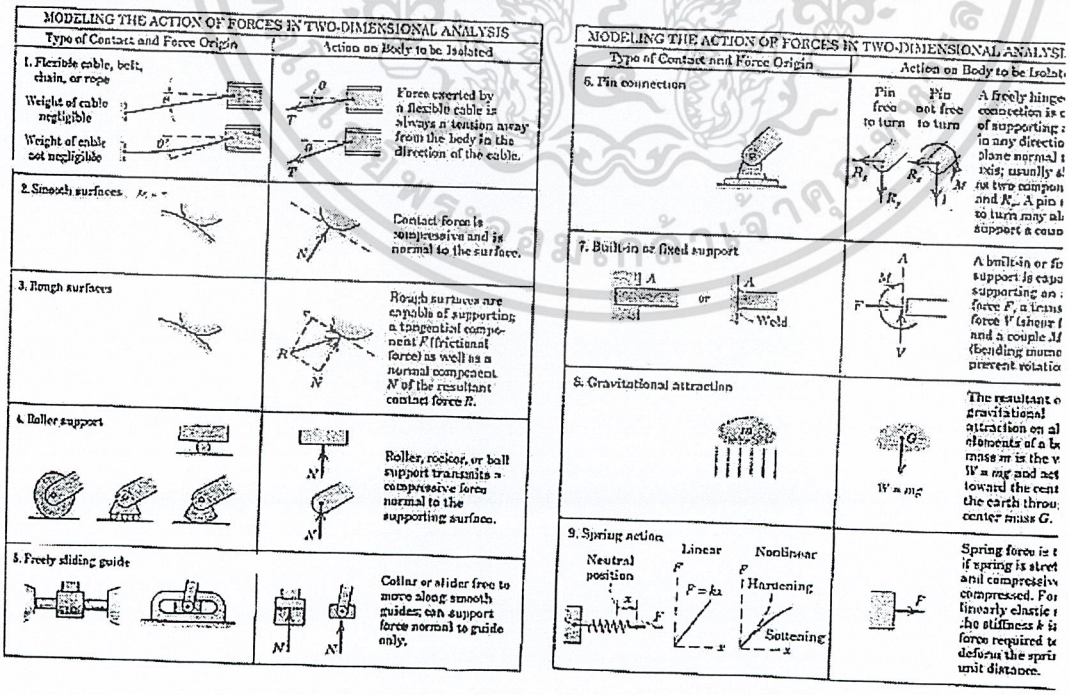


รูปที่ 4.2 แสดงแรงกระทำที่ผิววัตถุ

แรงจากน้ำหนักวัตถุ (Body Force)

เกิดขึ้นเมื่อวัตถุหนึ่งใช้แรงกระทำกับอีกวัตถุหนึ่ง โดยวัตถุนั้นปราศจากการติดต่อกันโดยตรงระหว่างวัตถุตัวอย่างก็คือ ผลของแรงดึงดูดของโลกหรืออำนาจสนามแม่เหล็กถึงแม้ว่าแรงของวัตถุจะมีผลต่ออนุภาค (Particle) เล็ก ๆ ของส่วนประกอบวัตถุแรงเหล่านี้จะถูกแทนด้วยแรงๆ เดียว (Single Concentrated Force) ที่กระทำต่อวัตถุในกรณีแรงดึงดูดของโลก เราเรียกว่า น้ำหนักของวัตถุ โดยกระทำผ่านจุดศูนย์ถ่วงแรงปฏิกิริยารองรับ (Support Reaction)

แรงที่พื้นผิว (Surface Force) จะถูกกำหนดเป็นจุดรองรับ (Support) ระหว่างวัตถุซึ่งถูกเรียกว่า แรงปฏิกิริยา สำหรับโจทย์ ประเภท 2 มิติ เช่นวัตถุอยู่บนผิวราบ (Coplanar) ดูแรงปฏิกิริยาได้จากตาราง



ตารางที่ 4.1 แสดงการใช้สัญลักษณ์แทนจุดรองรับและประเภทของแรงปฏิกิริยาที่ถูกใช้กับโครงสร้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการการสมดุล (Equation of Equilibrium)

ในการแก้ปัญหาโจทย์เกี่ยวกับภาระหรือ load ในทางวิศวกรรม จะใช้หลักการสมดุล ซึ่งมี 2 ลักษณะ ดังนี้

1. การสมดุลของแรง: วัตถุจะอยู่นิ่งก็ต่อเมื่อ
   - ผลรวมของแรงในแนวแกนมีค่าเป็นศูนย์
2. การสมดุลของโมเมนต์ : โมเมนต์จะสมดุลก็ต่อเมื่อ
   - ผลรวมของโมเมนต์รอบจุดหมุนของแกนมีค่าเป็นศูนย์

ในการคิดภาระของวัตถุใน 3 แกน เราจะใช้การสมดุลของแรงและโมเมนต์ดังนี้

- ผลรวมของแรงในแนวแกน X = 0 ($\sum F_x = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Y = 0 ($\sum F_y = 0$)
- ผลรวมของแรงในแนวแกน Z = 0 ($\sum F_z = 0$)
- ผลรวมของโมเมนต์รอบแกน X = 0 ($\sum M_x = 0$)
- ผลรวมของโมเมนต์รอบแกน Y = 0 ($\sum M_y = 0$)
- ผลรวมของโมเมนต์รอบแกน Z = 0 ($\sum M_z = 0$)

ในทางปฏิบัติภาระหรือ load บนวัตถุสามารถแทนด้วย (Coplanar Force) และใช้การสมดุลสเกลาร์ ดังนี้

$$\sum F_x = 0, \sum F_y = 0, \sum F_z = 0$$

ในที่นี้จุด 0 เป็นจุด Origin of Coordinate โมเมนต์จะหมุนรอบแกน z การนำสมการสมดุลไปใช้งาน ต้องเขียนในรูปของไดอะแกรมอิสระ (Free Body Diagram) ก่อนการหาแรงหรือภาระภายในที่กระทำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่5

การออกแบบสำหรับการแตกหักเนื่องจากความล้า

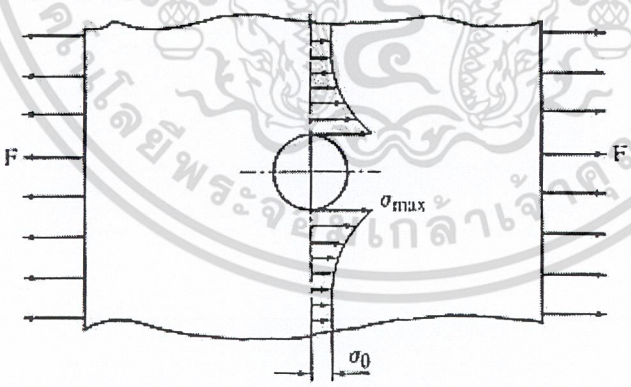
5.1กลไกของความล้า

การแตกหักเนื่องจากความล้าอาจจะเริ่มจากบริเวณที่มีรอยแตกขนาดเล็ก รอยแตกนี้จะมีขนาดเล็กมาก จนกระทั่งไม่อาจมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า ถึงแม้ว่าจะใช้เครื่องเอกซ์เรย์ตรวจก็ยังยากที่จะหาตำแหน่งรอยแตกนี้ได้ ณ ตำแหน่งนี้ ความเค้นที่เกิดขึ้นซ้ำ ๆ กัน (repeated stress) จะมีค่าสูงกว่าความต้านแรงทาน (endurance strength) ของวัสดุ ทำให้รอยแตกขนาดเล็กนี้จะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นจนกระทั่งชิ้นงานขาดออกจากกัน

ในกรณีที่ชิ้นงานมีลักษณะขาดความต่อเนื่อง (discontinuity) เช่น เปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดอย่างกะทันหัน มีการเจาะร่องลิ่มหรือเจาะรู ความเค้นที่เกิดขึ้นที่บริเวณเหล่านี้จะมีค่าสูงกว่าบริเวณอื่น ๆ รูปที่ 13 แสดงถึงแผ่นแบนราบมีรูเจาะอยู่ตรงกลางและอยู่ภายใต้แรงดึง F ความเค้นที่บริเวณขอบรูจะมีค่าสูงกว่าบริเวณที่ห่างออกไปจากรูเจาะ ถ้าแรง F นี้เป็นแรงที่กระทำซ้ำกันอยู่ตลอดเวลารอยแตกก็อาจจะเริ่มจากบริเวณขอบรูก่อน แล้วค่อย ๆ ขยายออกไป อัตราส่วนระหว่างความเค้นสูงสุดที่บริเวณขอบรูเจาะ σ_{max} กับความเค้นบริเวณที่ห่างจากรูเจาะ σ_0 (ซึ่งหาได้จากสมการ $\sigma_0 = F / A$) มีชื่อเรียกว่า ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น (stress concentration factor) นั่นคือ

$$K = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}$$

ซึ่งเป็นค่าที่สำคัญในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่รับแรงกลับไปกลับมา หรือแรงที่กระทำซ้ำกัน



รูปที่ 5.1 ความเค้นบริเวณรูเจาะ

ความล้าเป็นปรากฏการณ์ที่สลับซับซ้อน และมีผู้ที่เข้าใจอย่างลึกซึ้งโดยเฉพาะเมื่อต้องศึกษาลงไปถึงระดับจุลภาค (microscopic) เนื่องจากขาดความรู้อย่างถ่องแท้งในเรื่องความล้าดังนั้นในการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจึงต้องเลือกใช้ค่าความปลอดภัยให้มากไว้ก่อนในบางโอกาส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2ตัวประกอบของผิว

ค่าขีดจำกัดความทนทานดังที่กล่าวมาแล้วใช้สำหรับชิ้นทดสอบผิวขัดมันเท่านั้น โดยทั่วไปแล้วคุณภาพของผิวชิ้นงานจะต่ำกว่าชิ้นทดสอบ ความขรุขระของผิวหน้าก็ทำให้ชิ้นงานแตกหักเนื่องจากความล้าได้ง่ายขึ้นอีก เพราะฉะนั้นจึงต้องมีการปรับค่าขีดจำกัดความทนทานของชิ้นงานตามสภาพของผิว ซึ่งแสดงตัวประกอบที่ใช้สำหรับลดค่าดังกล่าวนี้ของผิวชนิดต่าง ๆ มีชื่อเรียกว่า ตัวประกอบของผิว (surface factor) k_a ถ้าชิ้นงานที่มีโอกาสแตกหักเนื่องจากความล้าแล้ว คุณภาพของผิวมีผลต่ออายุการใช้งานของชิ้นงานนั้นมาก

5.3ตัวประกอบของขนาด

การทดสอบหาขีดจำกัดความทนทานทำโดยใช้ชิ้นทดสอบขนาดมาตรฐาน เส้นผ่านศูนย์กลาง 8 mm ถ้าขนาดหน้าตัดโตขึ้นไปอีกจะพบว่าขีดจำกัดความทนทานลดลง ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบมาคูณค่าขีดจำกัดความทนทานจากชิ้นทดสอบมาตรฐาน เพื่อให้ได้ค่าที่เหมาะสมกับชิ้นงานที่มีขนาดใหญ่กว่าชิ้นทดสอบซึ่งมีชื่อเรียกว่า ตัวประกอบของขนาด (size factor) k_b โดยแนะนำให้ใช้ค่าดังต่อไปนี้

$k_b = 1.00$ สำหรับ $d < 8$ mm

$k_b = 0.85$ สำหรับ $8 < d < 50$ mm

$k_b = 0.75$ สำหรับ $d > 50$ m

ตัวประกอบของขนาดนี้ใช้ได้ทั้งการดึง การบิด และการตัด ในกรณีที่ชิ้นงานมีหน้าตัดไม่กลมก็ให้คิดความยาวส่วนที่สั้นที่สุดของหน้าตัดนั้นเป็นหลัก

5.4ตัวประกอบของแรง

จากการที่ได้ทราบมาแล้วว่าวัสดุทั่วไปมีคุณสมบัติในการรับความเค้นเฉือนได้น้อยกว่าความเค้นดึงหรือกด ในกรณีของขีดจำกัดความทนทานก็เช่นเดียวกัน จากการทดสอบจะพบว่าขีดจำกัดความทนทานจากการดัดนี้เรียกว่าตัวประกอบของแรง (load factor) โดยแนะนำให้ใช้ค่าดังต่อไปนี้

$k_c = 1.00$ สำหรับการดัด

$k_c = 0.80$ สำหรับการดึงหรือการกด

$k_c = 0.06$ สำหรับการเฉือน

เพราะฉะนั้น สำหรับการดัด $\sigma_n = k_a k_b \sigma_n$

สำหรับการดึง $\sigma_n = 0.80 \times (\sigma_n$ จากการดัด)

สำหรับการเฉือน $\tau_n = 0.60 \times (\sigma_n$ จากการดัด)

ค่า σ_n หรือ τ_n นี้คือ ค่าความต้านแรงทนทาน

5.5ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น

ความต้านแรงทนทานดังกล่าวมาแล้วเป็นค่าสำหรับชิ้นงานที่มีหน้าตัดคงที่ ในกรณีทั่วไปชิ้นงานอาจมีลักษณะขาดความต่อเนื่อง เช่น มีร่อง รูเจาะ หรือเปลี่ยนขนาด จึงทำให้ความเค้นที่เกิดขึ้นในบริเวณนี้มีค่าสูงกว่าค่าที่คำนวณตามปกติ นั่นคือ

$$\sigma_{max} = K_t \sigma_0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ σ_0 เป็นค่าที่คำนวณจาก F/A , Mc/I หรือ Tr/J โดยคิดพื้นที่หน้าตัดสุทธิ (net) และ K_t มีชื่อเรียกว่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นทางทฤษฎี (theoretical stress concentration factor)

ค่า K_t นี้เป็นค่าที่ได้จากการทดลองชิ้นงานชนิดต่าง ๆ ซึ่งใช้วัสดุพิเศษโดยเฉพาะเรียกว่าวัสดุยืดหยุ่นโปร่งแสง (photo elastic material) ตามปกติแล้วชิ้นงานจริงจะเป็นวัสดุที่แตกต่างไปจากวัสดุที่ใช้ทดลอง ดังนั้นความไว (sensitivity) องวัสดุต่อการเพิ่มความเค้นบริเวณที่มีร่อง รู หรือเปลี่ยนขนาดจึงแตกต่างกันไปด้วย เช่น เหล็กหล่อเป็นโลหะเนื้อพรุน ฉะนั้นจึงอิ่มตัวต่อความเค้นหนาแน่นอยู่แล้ว ค่า K_t จึงควรเข้าใกล้ 1 (แสดงว่ามีความเค้นหนาแน่นเพิ่มขึ้น เนื่องจากความไม่ต่อเนื่องของชิ้นงานอีกน้อยมาก) ดัชนีที่ใช้บอกถึงความไวของวัสดุต่อการเกิดความเค้นหนาแน่นนี้เรียกว่า ความไวของรอยเจาะ (notch sensitivity) q ซึ่งมีนิยามว่า

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

หรือ $$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

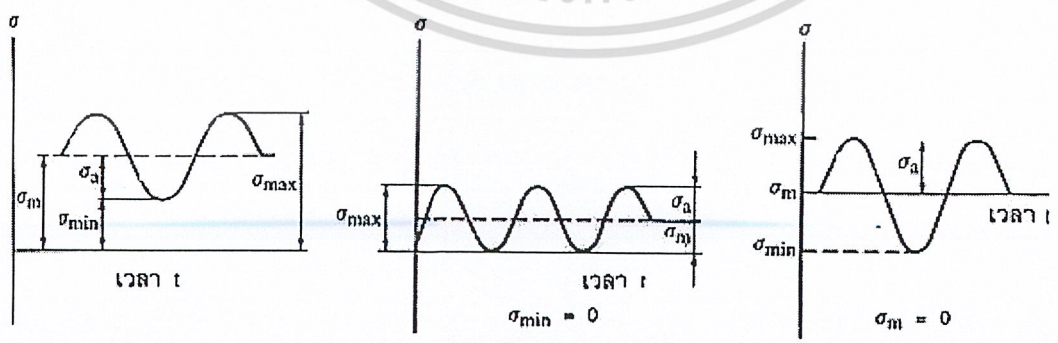
โดยที่ K_f เป็นค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นจริง (actual stress concentration factor)

ถ้า q = 0 จะได้ $K_f = 1$ แสดงว่าไม่มีผลของความเค้นหนาแน่น เนื่องจากความไม่ต่อเนื่องของชิ้นงานอยู่ด้วย แต่ถ้า q = 1 จะได้ $K_f = K_t$ ซึ่งแสดงว่าวัสดุมีความว่องไวต่อความเค้นหนาแน่นเต็มที่ค่าความไวของรอยเจาะนี้ได้

ผู้ออกแบบบางคนนิยมให้ $K_f = K_t$ (ค่าสูงสุดของตัวประกอบความเค้นหนาแน่น) ทั้งนี้เพื่อความปลอดภัยของชิ้นงาน ดังนั้นในกรณีที่มีข้อมูลไม่เพียงพอก็ควรใช้ $K_f = K_t$ แต่ทั้งนี้ย่อมขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้ออกแบบที่จะกำหนดค่า K_f ขึ้นมาใช้

5.6เกณฑ์ของโซเดอร์เบอร์ก

ในการออกแบบชิ้นงานโดยคิดถึงความล้า มักนิยมใช้วิธีการที่เรียกว่า เกณฑ์ของโซเดอร์เบอร์ก (Soderberg's criterion) เป็นส่วนมาก แต่ก่อนที่จะถึงวิธีการออกแบบดังกล่าว ให้มาพิจารณาถึงลักษณะการเปลี่ยนแปลงแรง (หรือความเค้น) และนิยามบางคำต่อไปนี้



(ก) เป็นบวกตลอดเวลา (ข) กระทำซ้ำ (ค) กระทำกลับไปกลับมา

รูปที่ 5.2 การเปลี่ยนแปลงความเค้นแบบไซนูซอยดัล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในชิ้นงานทั่วไปแล้วแรงจะเปลี่ยนแปลงไปในลักษณะที่ไม่อาจจะทราบได้อย่างแน่นอน แต่งเพื่อให้สามารถคำนวณได้จึงสมมติให้แรงเปลี่ยนแปลงในลักษณะแบบไซนะซอยดัล (sinusoidal) ดังรูปที่ 16 (ก) แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงความเค้นซึ่งมีค่าเป็นบวก (ความเค้นดึง) ตลอดเวลา รูปที่ 16 (ข) เป็นแบบกระทำซ้ำ คือเปลี่ยนแปลงจากค่าศูนย์ไปเป็นค่าสูงสุดแล้วกลับมาเป็นศูนย์อีก รูปที่ 16 (ค) เป็นแบบกลับไปกลับมา คือเปลี่ยนแปลงจากค่าบวกสูงสุดไปยังค่าลบสูงสุดที่มีขนาดเท่ากัน ถ้าให้อัตราส่วน

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

โดยที่ σ_{min} เป็นความเค้นต่ำสุด และ σ_{max} เป็นความเค้นสูงสุด จะได้ว่า

$R = 0$ ในกรณีรูปที่ 16 (ข)

$R = -1$ ในกรณีรูปที่ 16 (ค)

นอกจากนี้ยังมีนิยามที่จำเป็นจะต้องทราบอีกคือ

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \text{ความเค้นส่วนเปลี่ยน (stress amplitude)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \text{ความเค้นเฉลี่ย (mean stress)}$$

โดยที่ σ_a และ σ_m สามารถหาได้จากสมการ

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A} \text{ หรือ } \frac{M_a c}{I} \text{ หรือ } \frac{\alpha F_a}{A} \text{ หรือ } \frac{T_a r}{J} (\tau_a)$$

$$\sigma_m = \frac{F_m}{a} \text{ หรือ } \frac{M_m c}{I} \text{ หรือ } \frac{\alpha F_m}{A} \text{ หรือ } \frac{T_m r}{J} (\tau_m)$$

ส่วนค่า F_a, M_a, T_a, F_m, M_m และ T_m หาค่าได้จากสมการ

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2}$$

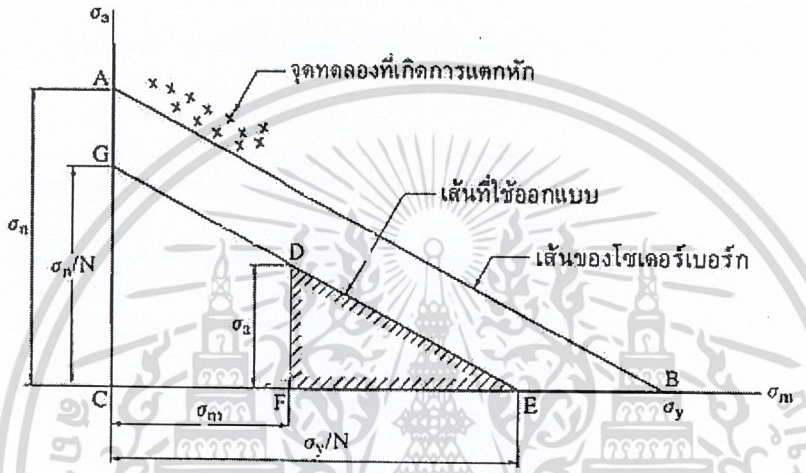
$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2}$$

โซเดอร์เบอร์กได้เขียนจุดที่ได้จากการทดลองชิ้นตัวอย่างจนแตกหักบนแกน แล้วโยงเส้น จาค่า ไปยัง และพบว่าจุดเหล่านี้อยู่นอกเส้น เป็นส่วนใหญ่แสดงว่าถ้าหากขนาดของชิ้นงานทำให้สถานภาพของความเค้นอยู่บนเส้น แล้ว ชิ้นงานจะไม่แตกหักเนื่องจากความล้า ในการออกแบบจะเพิ่มค่าความปลอดภัย N เข้าไปอีก ดังนั้น เส้น จึงเป็นเส้นที่ใช้ในการออกแบบ ดังรูปที่ 17



รูปที่ 5.3 เกณฑ์ของโซเดอร์เบอร์ก

ในการหาสมการเส้น GE ให้พิจารณาสามเหลี่ยมคล้าย DEF และ ABC ดังนี้

$$\frac{DF}{AC} = \frac{EF}{BC}$$

หรือ $$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \qquad (1)$$

สมการที่ 1 เป็นสมการของโซเดอร์เบอร์กที่ต้องการและเหมาะกับการออกแบบชิ้นงานที่ทำจากวัสดุเหนียว สำหรับวัสดุเปราะจะไม่มีจุกคราก ความเค้นที่ใช้ก็อาจจะเป็นความต้านแรงดึง หรือความเค้นพิสูจน์ (proof stress) ก็ได้ กู๊ดแมน (Goodman) ได้วิเคราะห์ทำนองเดียวกันกับโซเดอร์เบอร์ก แต่แทนจุด B ในรูป 17 ด้วยความต้านแรงดึง แทนที่จะใช้ความต้านแรงดึงคราก จึงได้สมการในลักษณะเดียวกับสมการที่ 1 คือ

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_u} + \frac{\sigma_a}{\sigma_n} \qquad (2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในกรณีที่ชิ้นงานมีความเค้นหนาแน่น ผู้ชำนาญการออกแบบได้แนะนำให้ใช้ตัวประกอบความเค้นหนาแน่น K กับ เท่านั้น ทั้งนี้เพราะถือว่าความเค้นเฉลี่ย เปรียบเสมือนแรงที่อยู่นิ่งไม่ทำให้ชิ้นงานเกิดความล้า ดังนั้นสมการที่ (1) และสมการที่ (2) ในกรณีหลังนี้จึงกลายเป็น

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_u} + \frac{K_f \sigma_a}{\sigma_n} \tag{3}$$

และ

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_u} + \frac{K_f \sigma_a}{\sigma_n} \tag{4}$$

นอกจากสมการที่กล่าวมาแล้ว ยังมีสมการของเกอร์เบอร์ (Gerber) อี แต่เนื่องจากเป็นสมการพาราโบล่าทำให้การคำนวณไม่คอยสะดวกจึงไม่เป็นที่นิยมใช้กันนัก สมการที่นิยมใช้กันมากที่สุดคือ สมการที่ 3 ส่วนสมการที่ 4 ก็มีใช้กันบ้าง แต่จะใช้กับวัสดุเปราะเป็นส่วนใหญ่

สมการดังกล่าวมาแล้วสามารถใช้ได้ในกรณีที่ชิ้นงานรับแรงเฉือนหรือแรงบิด แต่ต้องแทนค่า σ_d ด้วย σ_y ดังนั้นสมการของโซเดอร์เบอร์กที่ 1 ส่วนสมการที่ 4 สำหรับกรณีนี้จะกลายเป็น

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_m}{\tau_y} + \frac{\tau_a}{\tau_n} \tag{5}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\tau_m}{\tau_y} + \frac{K_{fs} \tau_a}{\tau_n} \tag{6}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่6
การออกแบบเพลา

เพลา (shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลัง

แกน (axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกันกับเพลาแต่ไม่หมุน ส่วนมากเป็นตัวรอบรับชิ้นส่วนที่หมุน เช่น ล้อ ล้อสายพาน เป็นต้นอย่างไรก็ตามทั้งเพลาและแกนนิยมเรียกรวมกันว่าเพลาไม่ว่าชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรือยู่นิ่งก็ตาม

สพินเดิล (spindle) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ไม่หมุน เช่น เพลาที่หัวแท่นกลึง (Head-stock spindle) เป็นต้น

สตับชาฟต์ (stub shaft) หรือบางครั้งเรียกเฮดชาฟต์ (head shaft) เป็นเพลาที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องกับเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือเครื่องต้นกำลังอื่น ๆ มีขนาด รูปร่าง และส่วนยื่นออกมาสำหรับใช้ต่อกับเพลาอื่น ๆ

เพลาแนว (line shaft) หรือเพลาส่งกำลัง (power transmission shaft) หรือเพลาเมน (main shaft) เป็นเพลาซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้ในการส่งกำลังไปยังเครื่องจักรกลอื่น ๆ โดยเฉพาะ

แจ็คชาฟต์ (jackshaft) หรือเคาน์เตอร์ชาฟต์ (counter shaft) เป็นเพลาขนาดสั้นที่ต่อระหว่าเครื่องต้นกำลังเพลาเมนหรือเครื่องจักรกล

เพลาอ่อน (flexible shaft) เป็นเพลาที่สามารถอ่อนตัวหรืองอโค้งได้ เพลาประเภทนี้ทำด้วยสายลวดใหญ่ (cable) สวดสปริงหรือลวดเกลียว (wire rope) ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะที่แกนหมุนทำมุมกันได้ แต่ส่งกำลังได้น้อย

เพลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงบิด หรือแรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้ นอกจากนั้นเพลายังจะต้องมีความแข็งเกร็ง (rigidity) เพียงพอเพื่อลดมุมบิดภายในเพลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะโก่ง (deflection) ของเพลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลามีระยะโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (critical speed) ของเพลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลามีการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รับเพลา เช่น บอลแบริ่ง (ball bearing) ก็ต้องมีการเยื้องแนว (misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลาด้วย

ขนาดของเพลา

เพื่อให้เพลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (nominal size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใช้รองรับเพลาด้วยขนาดระบุของเพลาดูได้จากตาราง

ตาราง ขนาดระบุของเพลาตามมาตรฐาน ISO/R775-1969

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น mm				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	

การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดของเพลาที่พอเหมาะขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งการหาขนาดเพลาเพื่อให้เพลาทนต่อแรงที่มีกระทำอย่างเดียวไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยว (cam shaft) ในเครื่องยนต์สันดาปภายในต้องการให้มีตำแหน่งเที่ยงตรง ดังนั้นมุมบิดของเพลาที่เกิดขึ้นในขณะใช้งานจะต้องมีค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ เป็นต้น นั่นคือเพลาจะต้องมีความแข็งเกร็งอยู่ภายในพิกัดที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้วยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือนซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบริ่งที่รอบรับเพลาอยู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้น

ถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดของเพลาไว้ก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3° ต่อความยาวเพลา 1 m [1] สำหรับเพลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1° ต่อความยาวเพลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้วจะให้มีมุมบิดได้ไม่เกิน 0.5° ตลอดความยาวของเพลา

ความแข็งเกร็งที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งเกร็งทางด้านระยะโก่ง เพราจะต้องใช้ระยะโก่งของเพลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในการกำหนดระยะเบียด (clearance) ระหว่างล้อสายพาน เฟืองโครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบริ่งสำหรับรองรับเพลาให้เหมาะสม ถ้าเพลามีระยะโก่งมากเกินไปจะทำให้ความยาวของฟันเฟืองส่วนที่สัมผัสหรือขบกันลดลงเป็นผลทำให้อัตราส่วนการขบ (contact ratio) ของเฟืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบริ่งมารองรับเพลาก็เช่นกัน จำเป็นจะต้องเลือกแบริ่งชนิดที่อนุญาตให้มีการเยื้องแนวสำหรับการใช้งานได้พอเหมาะกับระยะโก่งของเพลาที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบริ่งแบบธรรมดาหรือแบริ่งแบบปรับแนวได้เอง (self-aligning bearing) ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับค่าระยะโก่งเป็นสำคัญ

ระยะโก่งดังกล่าวมานี้ก็ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่ว ๆ ไปแล้วผู้ออกแบบอาจจะถือค่าต่อไปนี้เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งเกร็งทางด้านระยะโก่งดังนี้คือ

สำหรับเพลาเครื่องจักรกลทั่วไป ค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รอบรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08 mm/m

สำหรับเพลาที่มีเฟืองตรง (spur gear) คุณภาพดีอยู่ด้วย ระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.125 mm และลาดเอียงของเพลา ณ ตำแหน่งนี้ควรจะน้อยกว่า 0.0286°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับเพลาที่มีเฟืองดอกจอก (bevel gear) คุณภาพดีติดอยู่ระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่เฟืองขบกัน ไม่ควรเกิน 0.075 mm

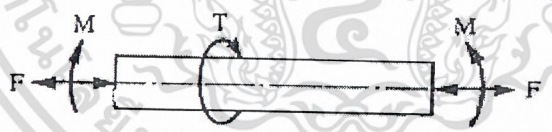
จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่าขนาดของเพลาอาจจะหามาได้โดยใช้ความแข็งเกร็งที่ต้องการแทนที่จะเป็นความแข็งแรงในการรับแรงภายนอกได้ การหาระยะโก่งของเพลาที่มีขนาดเท่ากันตลอดอาจทำได้โดยใช้วิธีที่ได้เรียนรู้มาแล้วในวิชากลศาสตร์วัสดุ เช่น วิธีการอินทิเกรตสองครั้ง (double integration) วิธีพื้นที่ของโมเมนต์ดัด (moment area) เป็นต้น และจะไม่กล่าวถึงในที่นี้

สำหรับเพลาที่มีขนาดไม่เท่ากันตลอด (stepped shaft) การใช้วิธีดังกล่าวมาแล้วอาจจะล่าช้าและเสียเวลา โดยเฉพาะวิธีการอินทิเกรตสองครั้งเพราต้องใช้สภาพของขอบเขต (boundary condition) ใหม่ทุกครั้งที่เพลาเปลี่ยนขนาด วิธีที่นิยมใช้กัน (แต่ก็ยังใช้เวลามาก) คือวิธี graphical integration และ numerical integration

6.1การออกแบบเพลาตามโค้ดของ AMSE

ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลาส่งกำลังซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้ก็ตาม วิธีการออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน

วิธีการดังกล่าวนี้ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นบนเพลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ (static design method) ในการหาสมการสำหรับการออกแบบเพลาให้พิจารณาเพลาในรูปที่ 12 ให้เพลาเป็นแบบกลมและกลวง โดยมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลามีดังต่อไปนี้



รูปที่ 6.1 เพลาอยู่ภายใต้แรงต่าง ๆ

ความเค้นดึงหรือกด $\sigma_a = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)}$ (1)

ความเค้นดัด $\sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)}$ (2)

ความเค้นเฉือน $\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_i^4)}$ (3)

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลจาการโก่งงอ (buckling) ได้ ดังนั้นสมการที่ (1) จะกลายเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma_a = \frac{4\alpha F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (4)$$

เพลาส่วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักร ทั้งนี้เพราเพลาหมุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาก็ได้ ดังนั้นเพลาจึงเกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิตยศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (fatigue factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด

C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

ดังนั้นสมการที่ (2) และสมการที่ (3) จึงกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{32C_m Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (5)$$

และ

$$\tau_{xy} = \frac{16C_t TD}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (6)$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวมคือ

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_b \quad (7)$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau = \left[\tau_{xy}^2 + \left(\frac{\sigma}{2}\right)^2\right]^{1/2}$$

แทนค่าสมการที่ (4), (5), (6) และสมการที่ (7) ลงในสมการข้างบนนี้แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1 - K^4)}\left[(C_t T)^2 + \left[\frac{\alpha F d(1 + K^2)}{8} + C_m M\right]^2\right]^{1/2} \quad (8)$$

โดยที่ $K = d_i/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการที่ (8) จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1 - K^4)}\left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2\right]^{1/2} \quad (9)$$

หรือในกรณีของเพลาตัน $K = d_i/d = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการที่ (9) ก็จะได้สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์วัสดุทั่วไปคือ

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau}\left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2\right]^{1/2} \quad (10)$$

ค่าตัวประกอบความล้าสมารถเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำซึ่งหาดูได้จากตาราง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ค่าตัวประกอบความล้า

ชนิดของแรง	C_m	C_t
เพลาอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5-2.0	1.5-2.0
เพลาหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

สำหรับตัวประกอบของการโก่งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

$$\alpha = 1 \text{ เมื่อ F เป็นแรงดึง} \tag{11}$$

$$\alpha = \frac{l}{1-0.0044(L/K)} \text{ เมื่อ } \frac{L}{K} \le 115 \tag{12}$$

$$\alpha = \frac{\sigma_y (L/K)^2}{\pi^2 nE} \text{ เมื่อ } \frac{L}{K} \le 115 \tag{13}$$

โดยที่ n = 1.00 เมื่อปลายเป็นแบบ SS

n = 2.25 เมื่อปลายเป็นแบบ CC

n = 1.60 เมื่อปลายเพลาถูกขืนเป็นบางส่วน (partially restrained)

L = ความยาวจริงของเพลา

จะเห็นได้ว่าสมการที่ (12) เป็นสมการของสูตรเส้นตรง (straight line formula) และสมการที่ (13) เป็นสมการของออยเลอร์ ซึ่งได้แก้ไขค่าคงที่ใหม่

นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลาซึ่งมีใช้อยู่ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

τ_d = 55 N/mm^2 สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ่ม

τ_d = 41 N/mm^2 สำหรับเพลาที่มีร่องลิ่ม

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะหรือส่วนผสมของโลหะให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการที่ (14) โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ

$$\tau_d = 0.3\,\sigma_y \text{ หรือ } \tau_d = 0.18\,\sigma_u \tag{14}$$

และถ้าเพลามีร่องลิ่มให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการที่ (14)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 การออกแบบเพลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

การออกแบบเพลาโดยคิดถึงแรงที่เปลี่ยนแปลงขนาดเป็นวัฏจักร ก็สามารถกระทำได้ตามวิธีการออกแบบสำหรับความล้าที่ได้กล่าวมาแล้วในบทก่อนคือ

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\tau_{eq}}{\tau_n}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{eq}}{\sigma_n}\right)^2\right]^{1/2}$$

แทนค่า σ_{eq} และ τ_{eq} จากคำจำกัดความเดิมลงในสมการข้างบนนี้จะได้ว่า

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{\sigma_y} + K_f\frac{\sigma_a}{\sigma_n}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_y} + K_{fs}\frac{\tau_a}{\tau_n}\right)^2\right]^{1/2} \quad (18)$$

ในกรณีที่ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด $\tau = \tau_y/N = \sigma_y/2N$ ฉะนั้นคูณด้วย τ_y ในสมการที่ (18) จะได้สมการสำหรับออกแบบอีกรูปหนึ่งคือ

$$\tau = \left[\frac{1}{4}\left(\sigma_m + K_f\frac{\sigma_y\sigma_a}{\sigma_n}\right)^2 + \left(\tau_m + K_{fs}\frac{\tau_y\tau_a}{\tau_n}\right)^2\right]^{1/2} \quad (19)$$

ถ้าไม่มีแรงดึงหรือกด กระทำต่อเพลากลวง จากสมการที่ (2) และสมการที่ (3) จะได้

$$\sigma_m = \frac{32M_m}{\pi d^3(1-K^4)}, \quad \sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (20)$$

$$\tau_m = \frac{16\tau_m}{\pi d^3(1-K^4)}, \quad \tau_a = \frac{16\tau_a}{\pi d^3(1-K^4)} \quad (21)$$

แทนค่าสมการที่ (20) และสมการที่ (21) ลงในสมการที่ (19) แล้วจัดรูปใหม่จะได้

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3(1-k^4)}\left[\left(M_m + K_{fs}\frac{\sigma_y}{\sigma_n}M_a\right)^2 + \left(T_m + K_{fs}\frac{\tau_y}{\tau_n}T_a\right)^2\right]^{1/2} \quad (22)$$

สมการที่ (22) นี้ก็เป็นสมการสำหรับใช้ออกแบบเพลาภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงในอีกรูปแบบหนึ่ง โดยอาศัยทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

ถ้าหากว่ามีความต้องการใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนออคตะฮีดรัลซึ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau = \frac{\tau_y}{N} = \frac{0.577\sigma_y}{N} = \frac{\sigma_y}{N\sqrt{3}}$$

ก็สามารถที่จะหารูปสมการทำนองเดียวกันกับสมการที่ (22) ได้โดยเริ่มแทนค่าลงในสมการที่ (18) แล้วรวมพจน์ในทำนองเดียวกัน ซึ่งจะได้ว่า

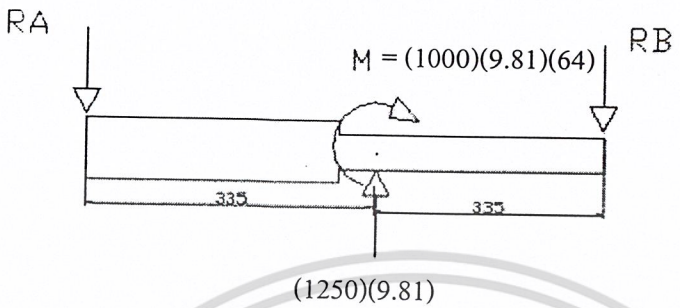
$$\tau = \frac{16}{\pi d^3(1-K^4)}\left[\frac{4}{3}\left(M_m + K_{fs}\frac{\sigma_y}{\sigma_n}M_a\right)^2 + \left(T_m + K_{fs}\frac{\tau_y}{\tau_n}T_a\right)^2\right]^{1/2} \qquad (23)$$

ซึ่งเป็นสมการที่สามารถใช้ในการออกแบบได้ อย่างไรก็ตามการที่จะถือทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด หรือ ทฤษฎีความเค้นเฉือนออคตะฮีดรัลเป็นหลักในการออกแบบ ก็อาจใช้สมการที่ (18) เพียงสมการเดียวได้ โดยที่จะต้องเลือกใช้ค่า τ_y และ τ_n ให้ถูกต้องกับทฤษฎี ซึ่งเรากำหนดให้เป็นดังรูป สำหรับตัวอย่างเช่น รถจักรยานสองล้อ เมื่อศึกษาถึงภาระ (Loading) บนจักรยาน แรงที่กระทำต่อพื้นผิวของล้อเป็นพื้นที่ความยาวแคบๆ (Load and Narrow Area) ที่กระจายเป็นเส้นตรงก็ได้ (A linear distributed Load , W (S)) ในที่นี้ Loading ถูกวัดออกมาเป็นความเข้มของแรงต่อความยาว (intensity of Force / Length) ตลอดพื้นที่ และถูกแทนด้วยกราฟต่อกันด้วยสัญลักษณ์ยาวตลอดเส้น S ดังรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่7

การคำนวณผลทางทฤษฎี



$\sum MA = 0$

RB(670) + (1000)(9.81)(64) – (1250)(9.81)(335) = 0

$$RB = \frac{(1250)(9.81)(335) - (1000)(9.81)(64)}{670}$$

RB = 5194.175 N

$\sum Fy = 0$

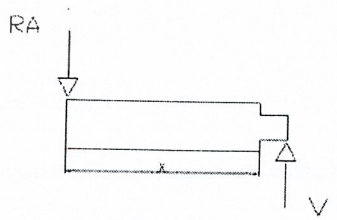
- RA - RB + (1250)(9.81) = 0

RA = (1250)(9.81) – RB

RA = (1250)(9.81) – 5194.175

RA = 7068.32 N

พิจารณาระยะ $0 \le x \le 335$



V = - RA

M = -RA(x)

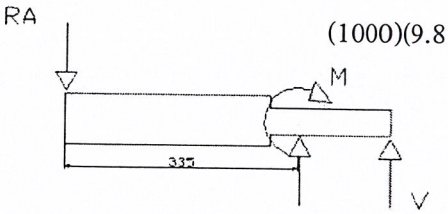
ที่ x = 0 , M = 0

ที่ x = 335 , M = -(7068.32)(335)

M = -2.3(10^6) N-mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณาระยะ $335 \le x \le 670$



$V = -RA + (1250)(9.81)$

$M = -RA(x) + (1250)(9.81)(x-335)$

$+(1250)(93.81)(64)$

ที่ $x = 335$, $M = -1.74(10^6)$ N-mm

ที่ $x = 670$, $M = 0$ N-mm

โมเมนต์สูงสุดมีค่าเท่ากับ $M_{max} = -2.36(10^6)$ N-mm

จากกำลังที่เพลา $P = \omega T$

$$(10)(745) = \frac{2\pi(600)T}{60}$$

$$T = \frac{(10)(745)(60)}{2\pi(600)}$$

$$T = 118.57 \text{ N-m}$$

เนื่องจากความเค้นคัด $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max}$$

จะได้ $\sigma_a = \sigma_m = \frac{32M}{\pi d^3}$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{(32)(2.36)(10^6)}{\pi d^3} = \frac{2.4(10^7)}{d^3} \ N/mm^2$$

เนื่องจากโมเมนต์บิดมีค่าคงที่ ทำให้ความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากันตลอดผิวของเพลา ดังนั้น $\tau_a = 0$ จะได้

$$\tau_m = \frac{(16)T}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = \frac{(16)(118.57)(1000)}{\pi d^3}$$

$$\tau_m = 6.03(10^5) \ N/mm^2$$

ตัวประกอบความหนาแน่นความเค้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

จากตาราง จะได้ $K_t = 1.5$, $q = 0.8$

$$K_f = 1 + 0.8(1.5 - 1)$$

$$K_f = 1.4$$

จากคุณสมบัติเพลา $\sigma u = 100$ ksi $= (100)(6.895) = 689.5 \ {}^{N}/_{mm^2}$

$\sigma y = 81$ ksi $= (81)(6.895) = 558.5 \ {}^{N}/_{mm^2}$

$$\sigma' = 0.8(\sigma u) = 0.8(689.5) = 551.6 \ {}^{N}/_{mm^2}$$

ตัวประกอบผิว ka = 0.85

ตัวประกอบขนาด kb = 0.85

ตัวประกอบแรง kc = 1

$$\sigma n = ka\ kb\ kc\ \sigma n' = (0.85)(0.85)(1)(551.6)$$

$$\sigma n = 398.531 \ {}^{N}/_{mm^2}$$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนออคตะฮีดัล

$$\tau y = 0.577 \sigma y$$

$$= 0.577(558.5)$$

$$\tau y = 322.25 \ {}^{N}/_{mm^2}$$

จากเกณฑ์ของโซเดอร์เบอร์ก

$$\frac{1}{N} = \left[\left[K_f \frac{\sigma a}{\sigma n} \right]^2 + \left[\frac{\tau m}{\tau y} \right]^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{1.3} = \left[\left(\frac{(1.4)(2.4)(10^7)}{3.98.531(d^3)} \right)^2 + \left(\frac{(6.03)(10^5)}{322.25(d^3)} \right)^2 \right]^{1/2}$$

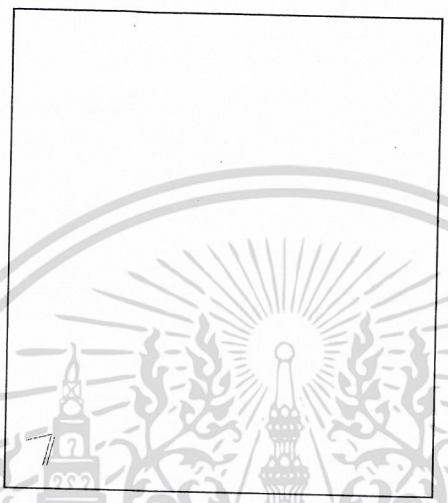
$d = 47.74$ mm

$d = 1.87$" (เลือกใช้ขนาด 2")

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8
แบบและวิธีการสร้าง

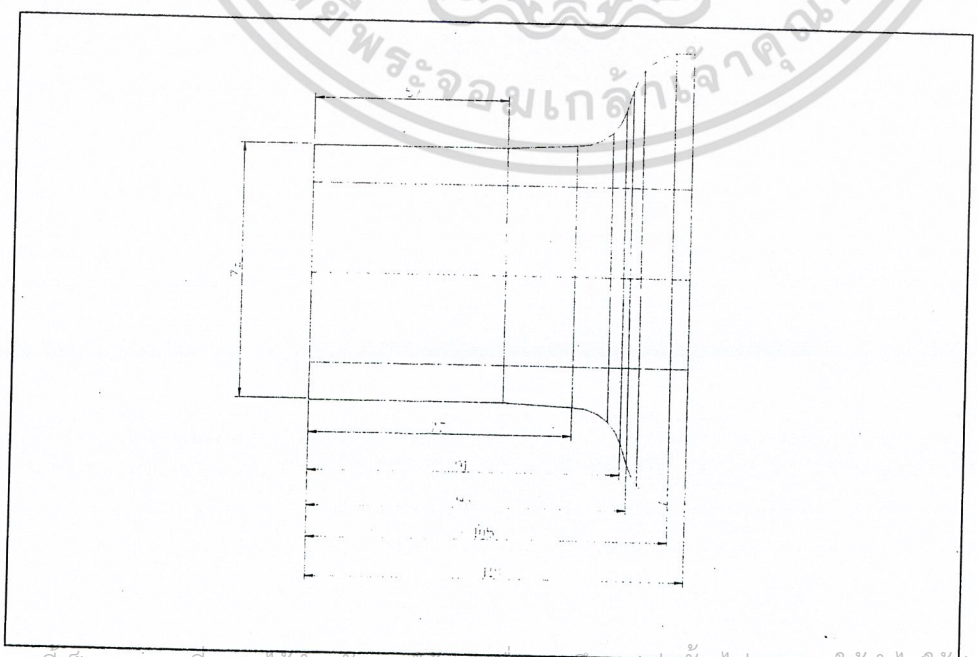
8.1ชุดฐานยึดราง



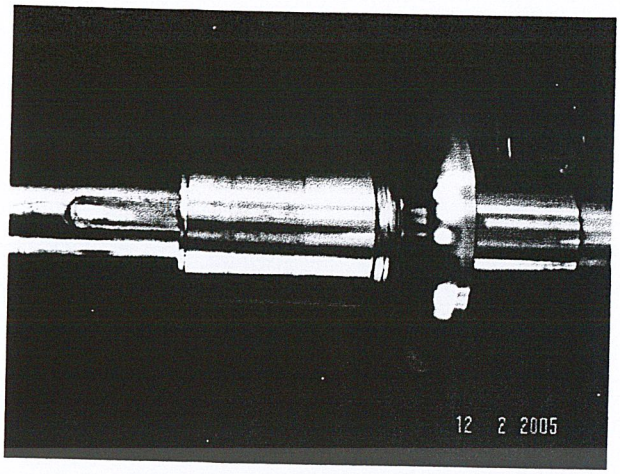
รูปที่ 8.1 ชุดฐานยึดราง

เนื่องจากการทดลองจะมีการให้โหลดในทิศทาง สองทิศทาง คือในทิศทางแนวรัศมี และในทิศทางตามแนวแกน ชุดฐานยึดรางจึงต้องสามารถเคลื่อนที่ได้ทั้งสองทิศทาง ในการออกแบบจะใช้เหล็กมาทำการตัดและ machine ได้ตามรูปแบบ โดยที่จะมีไกด์เป็นตัวควบทิศทางในการเคลื่อนที่ทั้งสองทิศทาง

8.2 ล้อ



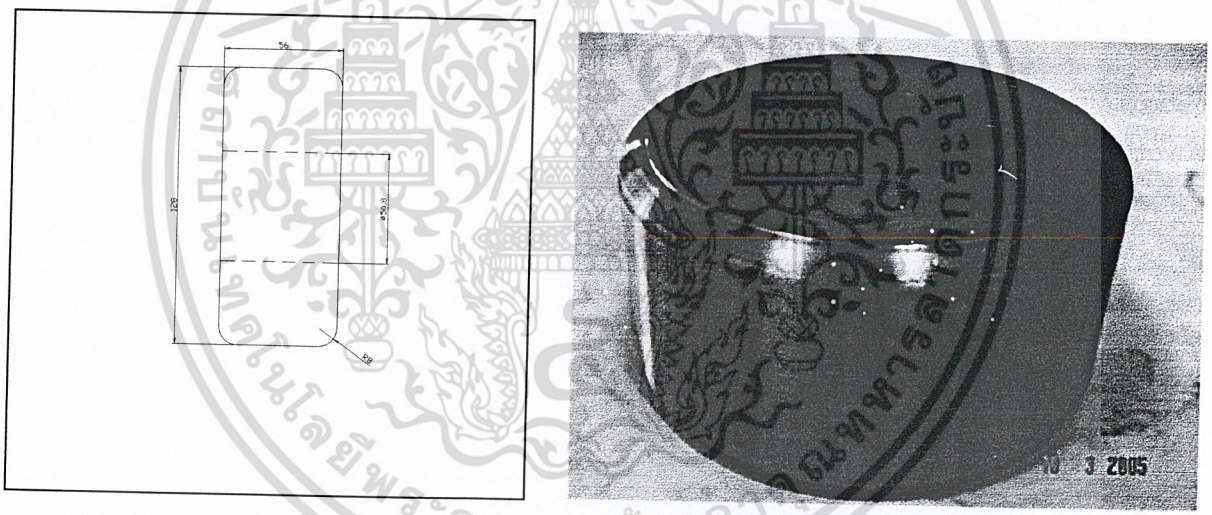
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.2 รูปล้อ

เนื่องการสึกหรอที่มีผลต่ออายุการใช้งานของล้อที่เคลื่อนที่ในลักษณะแบบนี้ จะสนใจการสึกหรอบริเวณที่เรียกว่า โคนบังใบ ดั้งนั้นการออกแบบรูปร่างของล้อจึงต้องมีการออกแบบให้มีส่วนที่เป็นมุมลาดเอียงบริเวณผิวสัมผัส และส่วนที่เป็นบังใบด้วยเพื่อจะได้ใกล้เคียงกับการเคลื่อนที่จริง

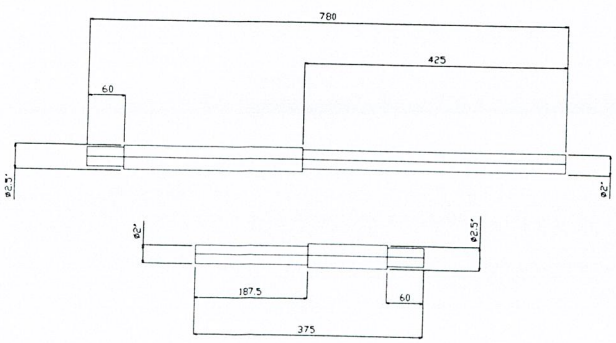
8.3 ราง



รูปที่ 8.3 รูปราง

การออกแบบรางเนื่องรางจะมีต้องมีมุมในการสัมผัส แต่มุมที่มีจะไม่มุมเกินมุมที่สัมผัสกับล้อ

8.4 เพลาของล้อและราง

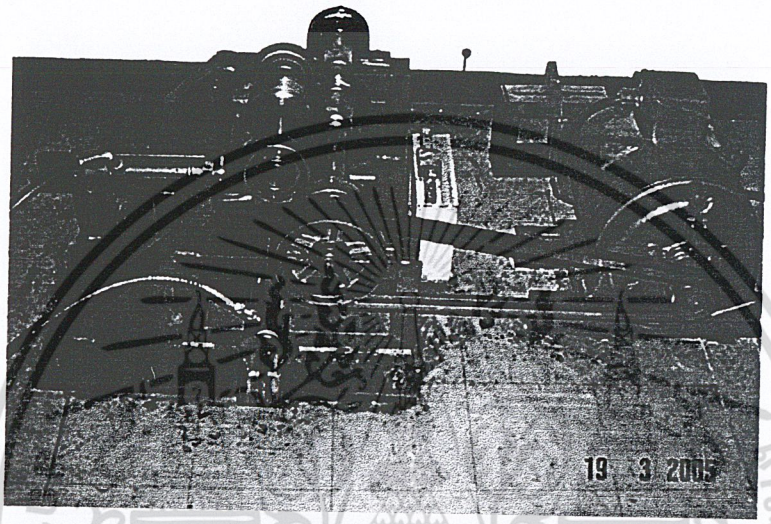


รูป 8.4 รูปเพลาของล้อและราง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

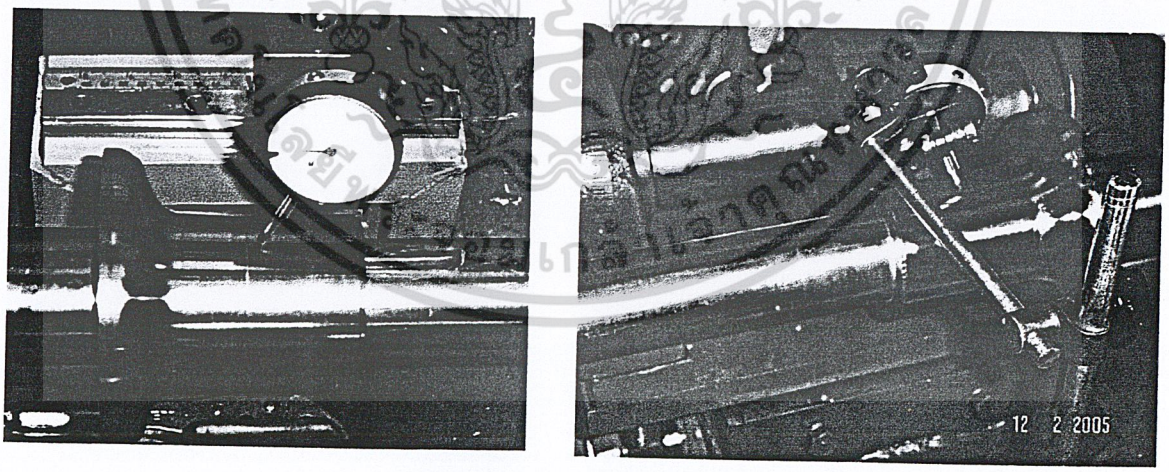
ในการออกแบบเพลาของล้อและราง พิจารณาในการรับโหลดของเพลา จะเห็นได้ว่าโหลดจะทำให้เพลารับความเค้นดัด จากแรงกด และรับความเค้นเฉือนจากการบิดที่เกิดขึ้น ดังนั้นในการหาขนาดของเพลาต้องออกแบบให้สามารถรับความเค้นที่เกิดขึ้นให้ได้

8.5 เครื่องทดสอบ



รูปที่ 8.5 เครื่องทดสอบ

8.6 เครื่องมือวัดการสึกหรอ

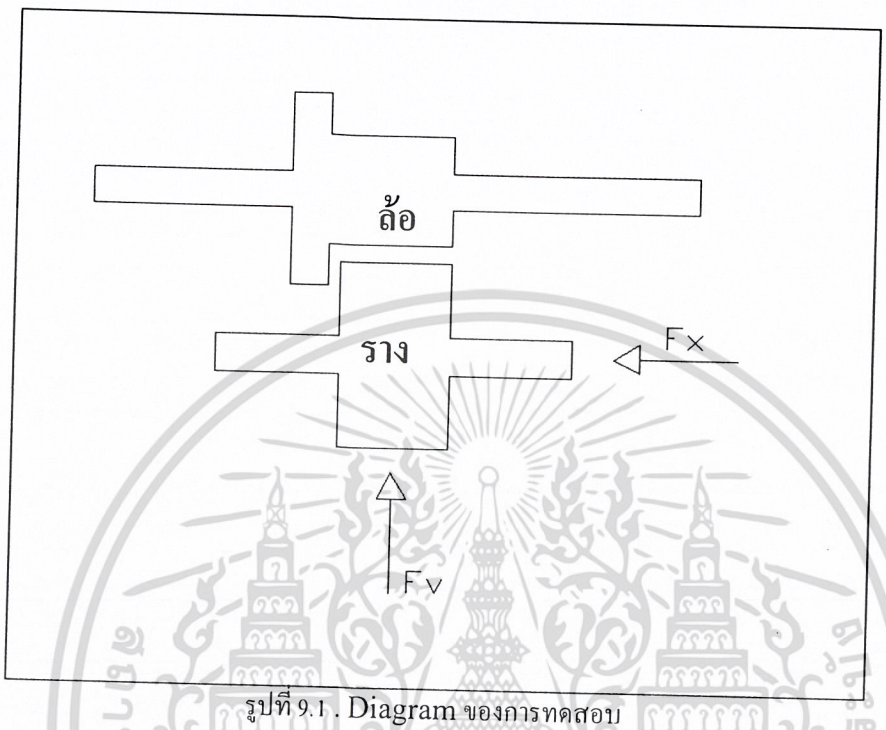


รูปที่ 8.6 เครื่องมือวัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่9

วิธีการทดลอง



รูปที่ 9.1 . Diagram ของการทดสอบ

วิธีการทดลอง

1 ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ600 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 500 kgf มุมเอียง 0 องศา

2. ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ600 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 1000 kgf มุมเอียง 0 องศา

3. ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ800 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 500 kgf มุมเอียง 0 องศา

4. ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ800 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 1000 kgf มุมเอียง 0 องศา

5. ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ600 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 500 kgf มุมเอียง 5 องศา

6. ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ600 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 1000 kgf มุมเอียง 5 องศา

7.ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ800 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 500 kgf มุมเอียง 5 องศา

8.ทดลองโดยใช้ความเร็วรอบ800 rpm มีโหลดมากระทำในแนวรัศมี 1250 kgf ในแนวแกน 1000 kgf มุมเอียง 5 องศา

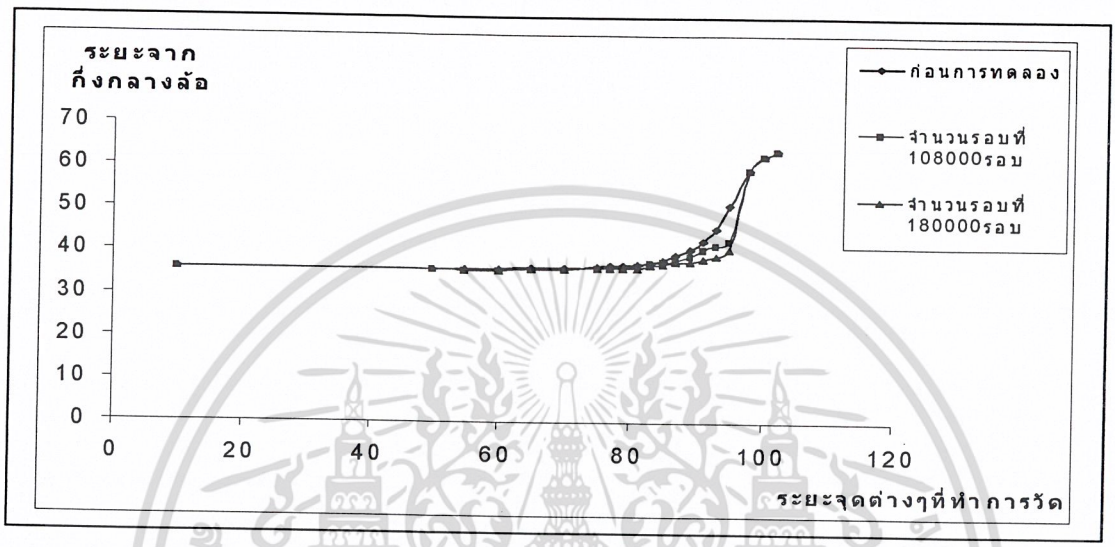
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่10

ผลการทดลองและสรุปผลการทดลอง

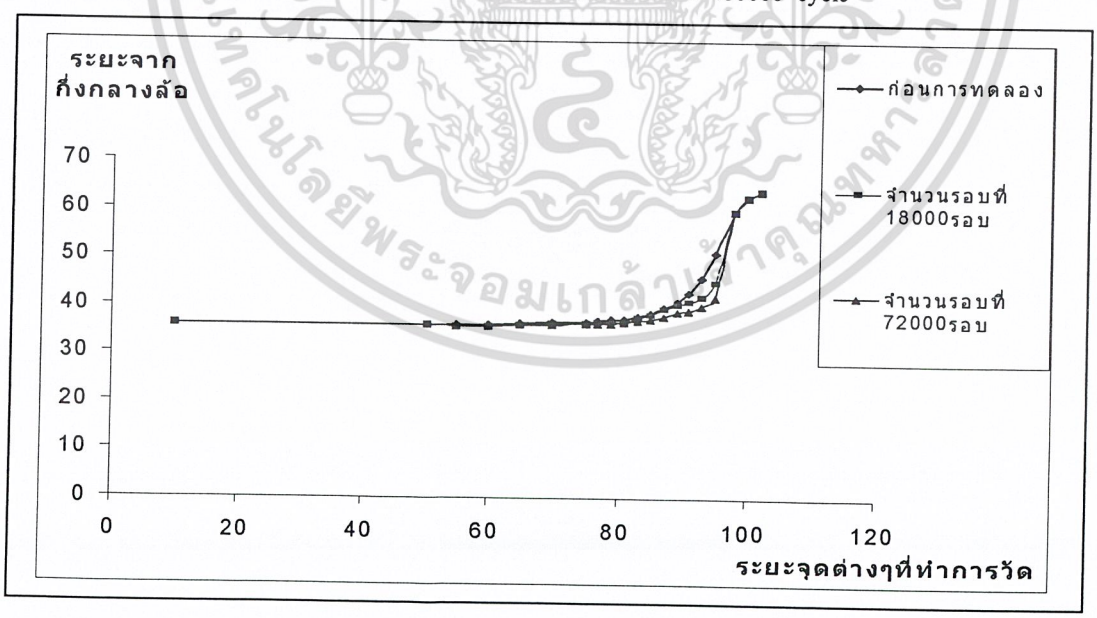
10.1 ผลการทดลอง

กราฟแสดงผลการสึกหรอของล้อ



รูปที่10.1 กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ600rpm โหลดกระทำด้านข้าง500kgf มุมเอียง0องศา

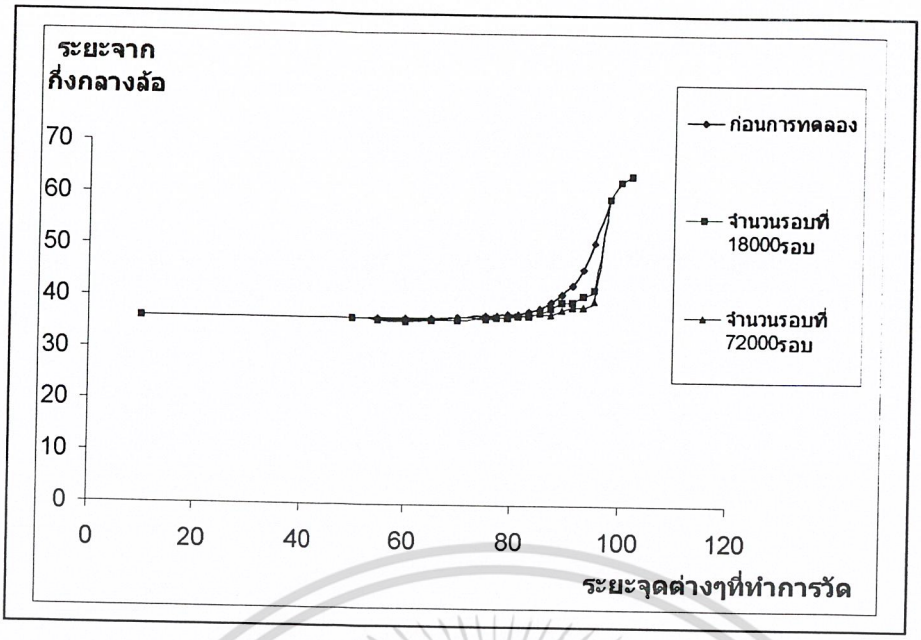
จากกราฟที่1.จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 10.16 mm ที่ 180000 cycle



รูปที่10.2 กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ600rpm โหลดกระทำด้านข้าง1000kgf มุมเอียง0องศา

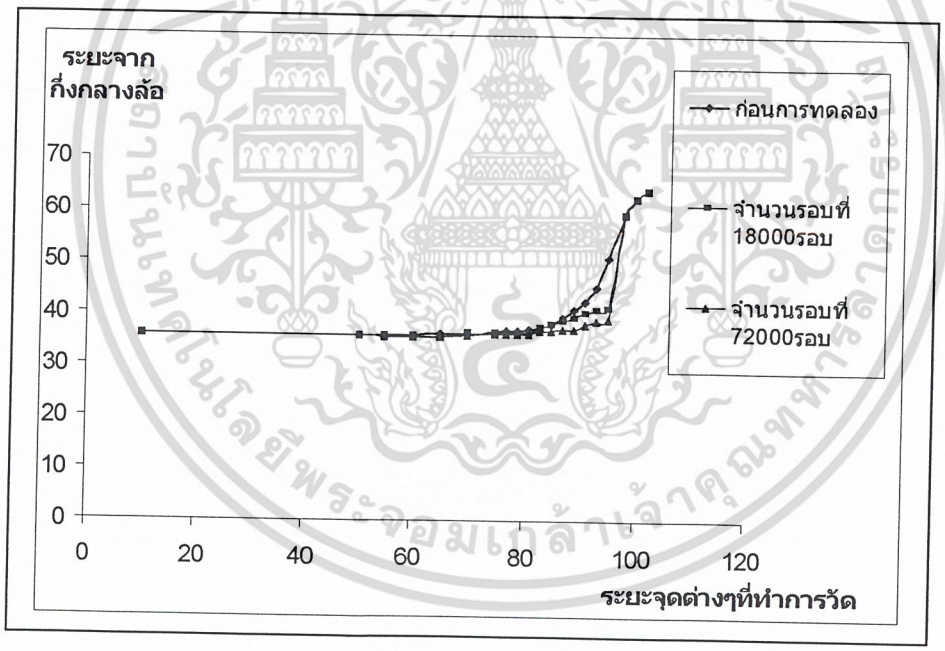
จากกราฟที่2.จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 9.16 mm ที่ 72000 cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



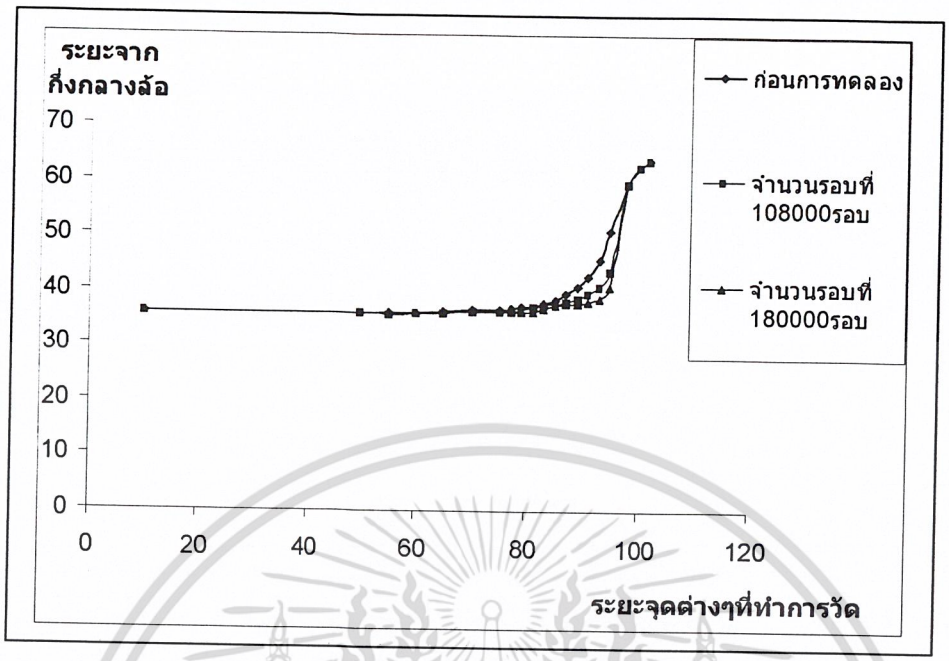
รูปที่10.3 กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ 800rpm โหลดกระทำด้านข้าง500kgf มุมเอียง0 องศา

จากกราฟที่3.จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 10.23 mm ที่ 72000 cycle



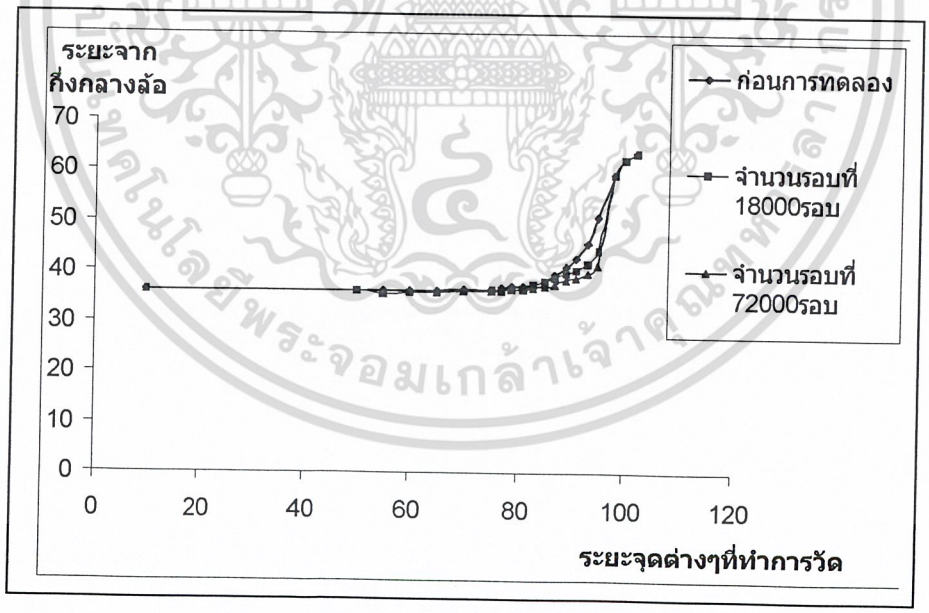
รูปที่10.4 กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ800rp โหลดกระทำด้านข้าง1000kgf มุมเอียง0องศา จากกราฟที่4.จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 11.985 mm ที่72000 cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่10.5 กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ600rpm โหลดกระทำด้านข้าง500kgfมุมเอียง5องศา

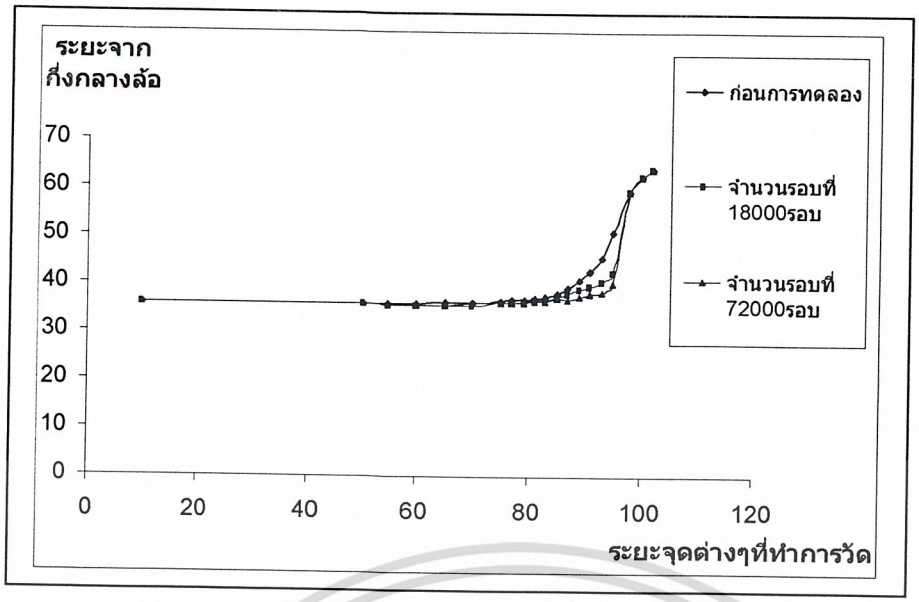
จากกราฟที่ 5จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 9.57 mm ที่ 72000 cycle



รูปที่10.6กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ600rpm โหลดกระทำด้านข้าง1000kgf มุมเอียง5องศา

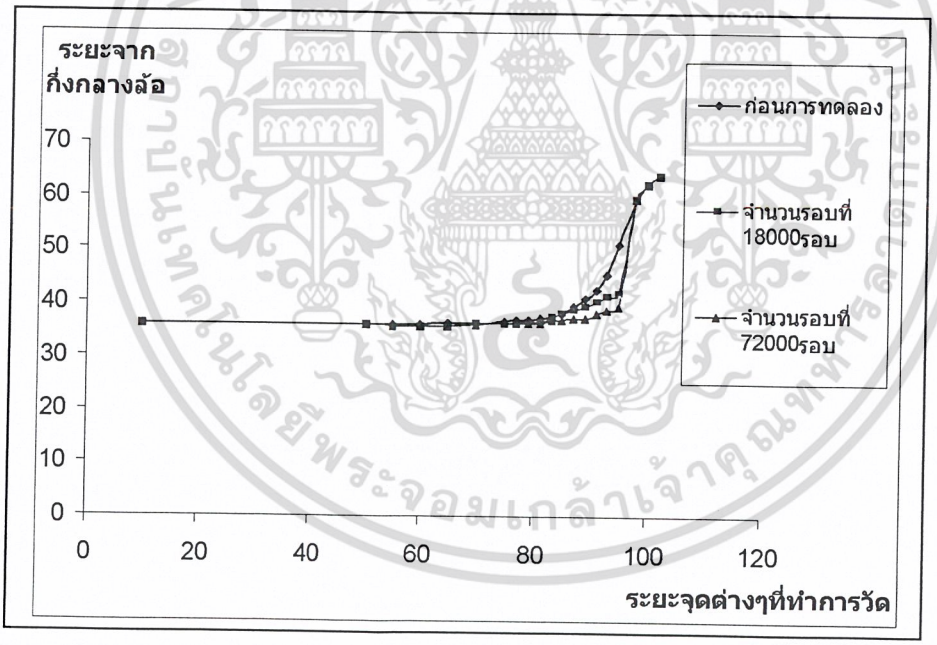
จากกราฟที่ 6.จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 10.03 mm ที่ 180000 cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่10.7กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ800rpmโหลดกระทำด้านข้าง500kgfมุมเอียง 5องศา

จากกราฟที่7.จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 10.77 mm ที่ 72000 cycle

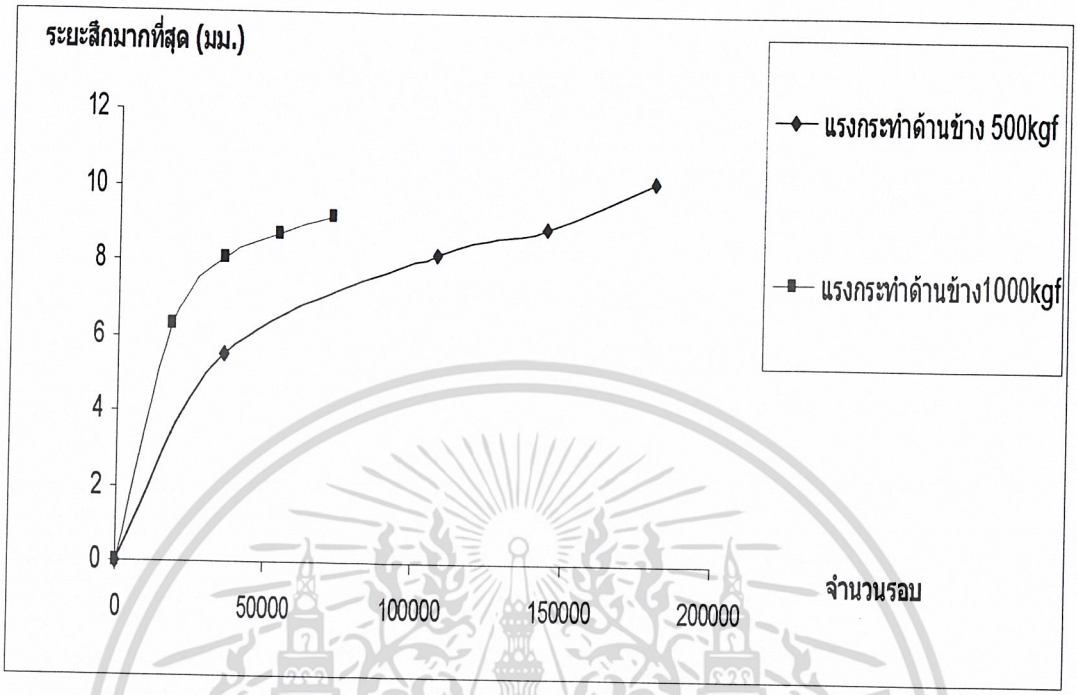


รูปที่10.8กราฟแสดงลักษณะของการสึกหรอที่ความเร็วรอบ800rpmโหลดกระทำด้านข้าง1000kgfมุมเอียง 5องศา

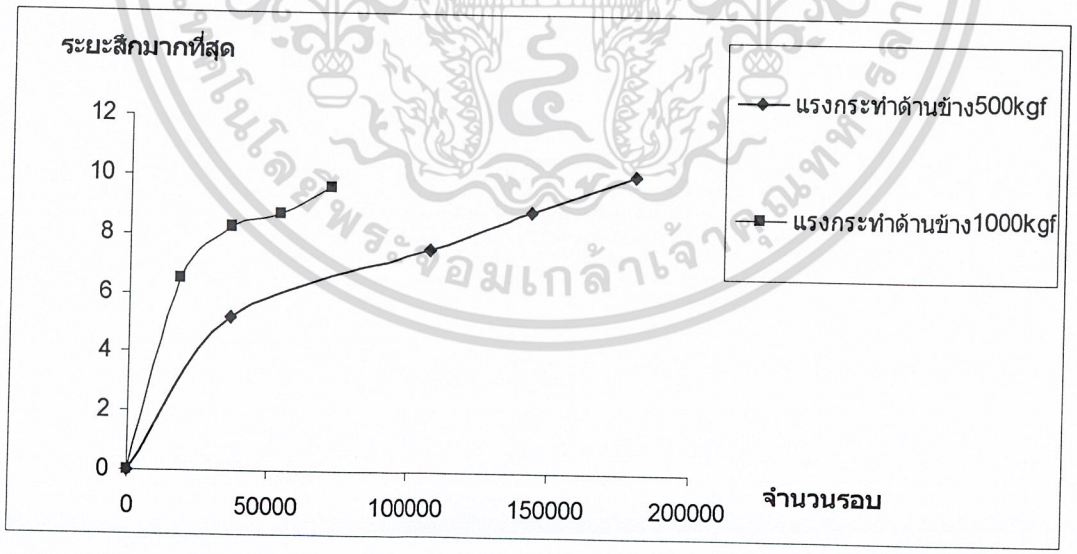
จากกราฟที่ 8จะเห็นว่าจะมีระยะสึกหรอบริเวณโคนบังใบมากที่สุด (ตำแหน่งที่แกน x = 93) เพราะบังใบเป็นส่วนที่รับแรงในการเคลื่อนที่ ระยะการสึกเท่ากับ 11.48 mm ที่ 72000 cycle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงระหว่างระยะสึกหรอและจำนวนรอบโดยเปลี่ยนแรงกระทำด้านข้าง

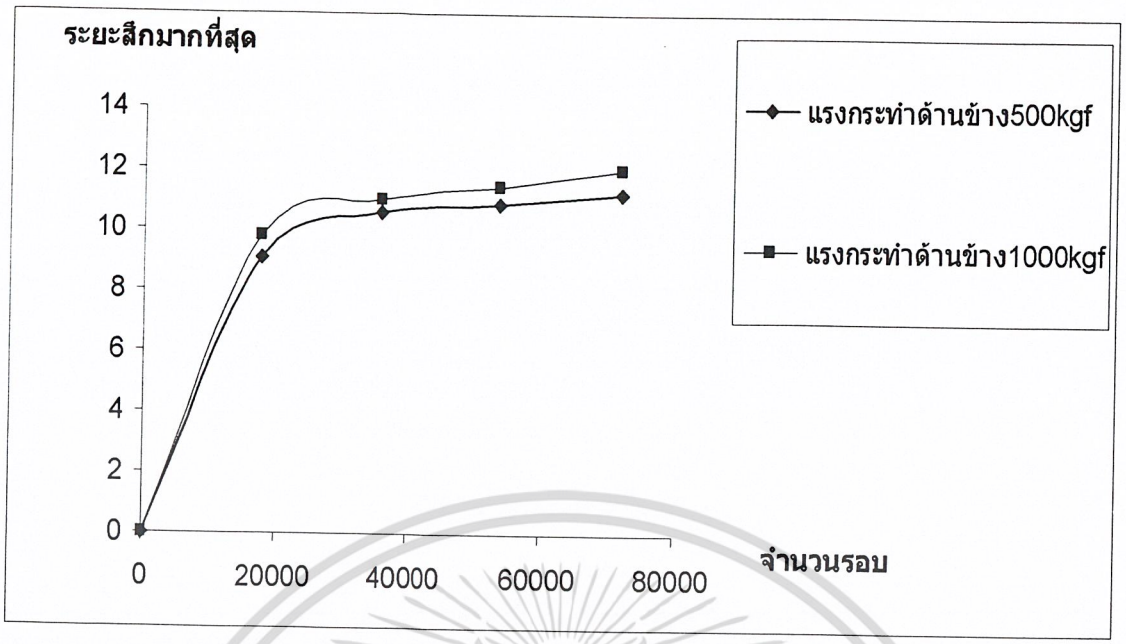


รูปที่10.9 กราฟแสดงระยะการสึกหรอมากที่สุดในแต่ละจำนวนรอบความเร็วรอบที่ 600 rpm มุมเอียง 0 องศา

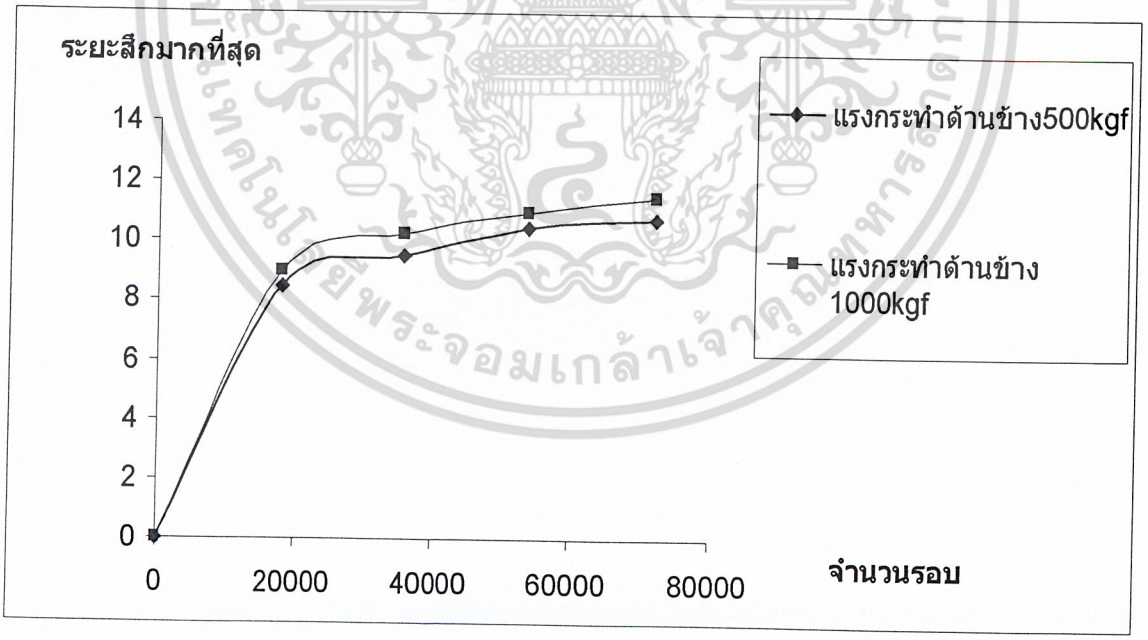


รูปที่10.10 กราฟแสดงระยะการสึกหรอมากที่สุดในแต่ละจำนวนรอบความเร็วรอบที่ 600 rpm มุมเอียง 5 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



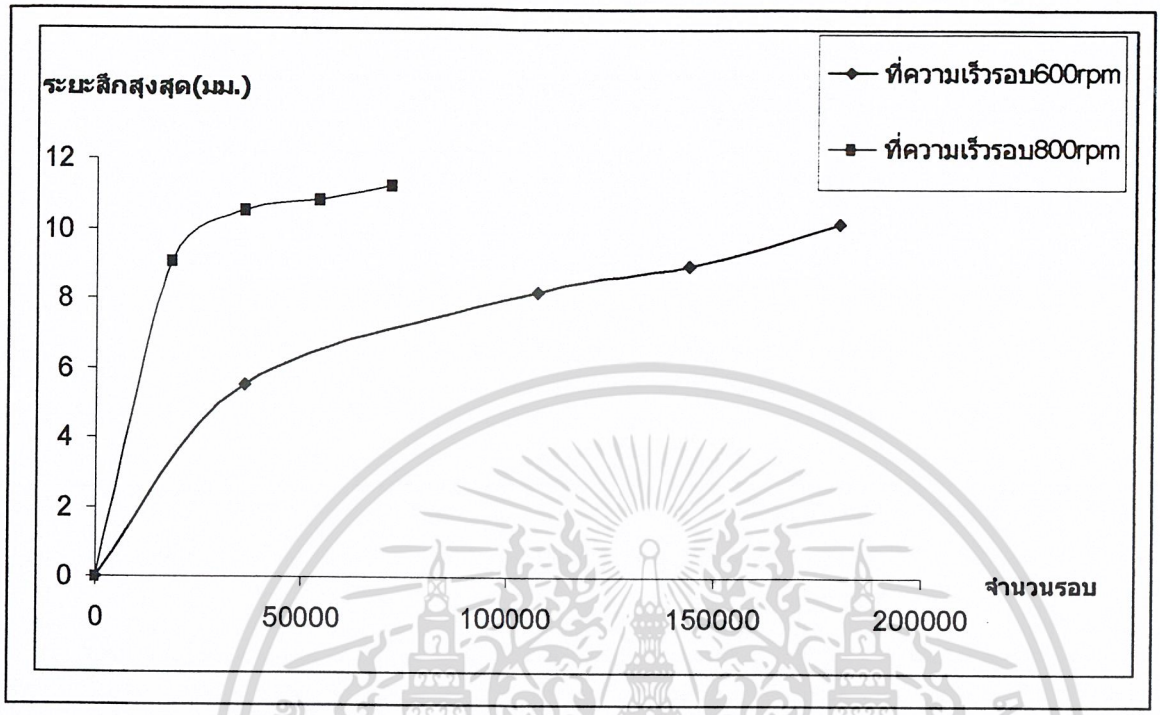
รูปที่10.11กราฟแสดงระยะการสึกหรอมากที่สุดในแต่ละจำนวนรอบความเร็วรอบที่ 80 rpm มุมเอียง 0องศา



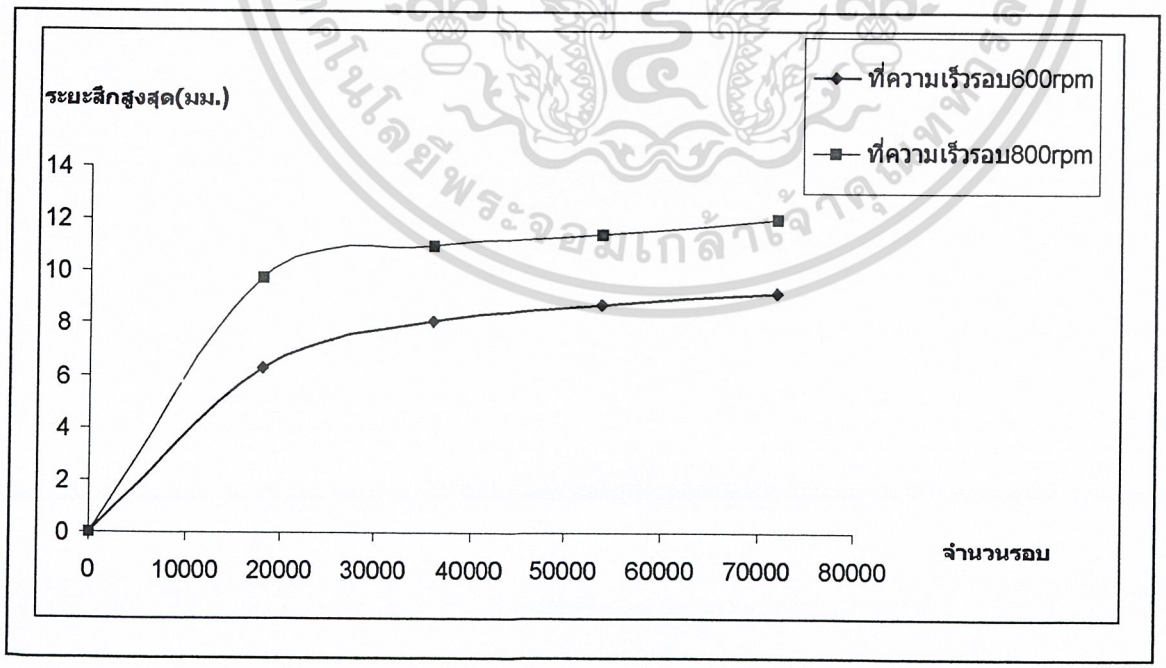
รูปที่10.12กราฟแสดงระยะการสึกหรอมากที่สุดในแต่ละจำนวนรอบความเร็วรอบที่800rpmมุมเอียง5องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงระหว่างระยะสึกหรอกับจำนวนรอบโดยเปลี่ยนความเร็วรอบ

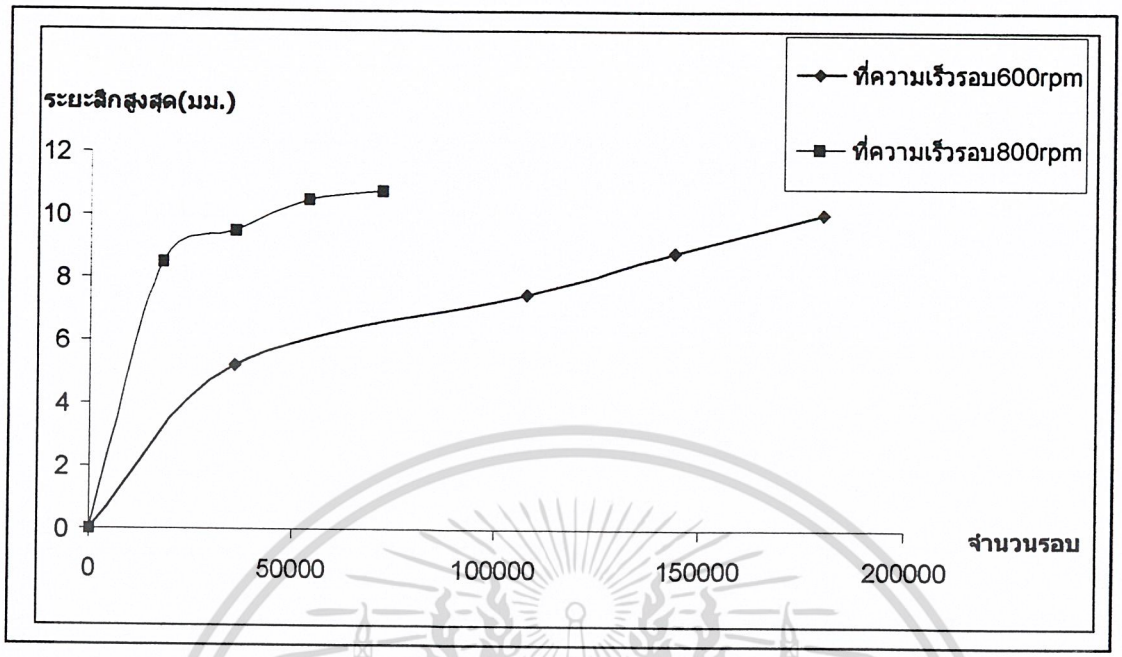


รูปที่10.13 กราฟแสดงระยะสึกหรอสูงสุด ที่แรงกระทำด้านข้าง500 kgfมุมเอียง0องศาที่จุดแกน x เท่ากับ 93 มม.

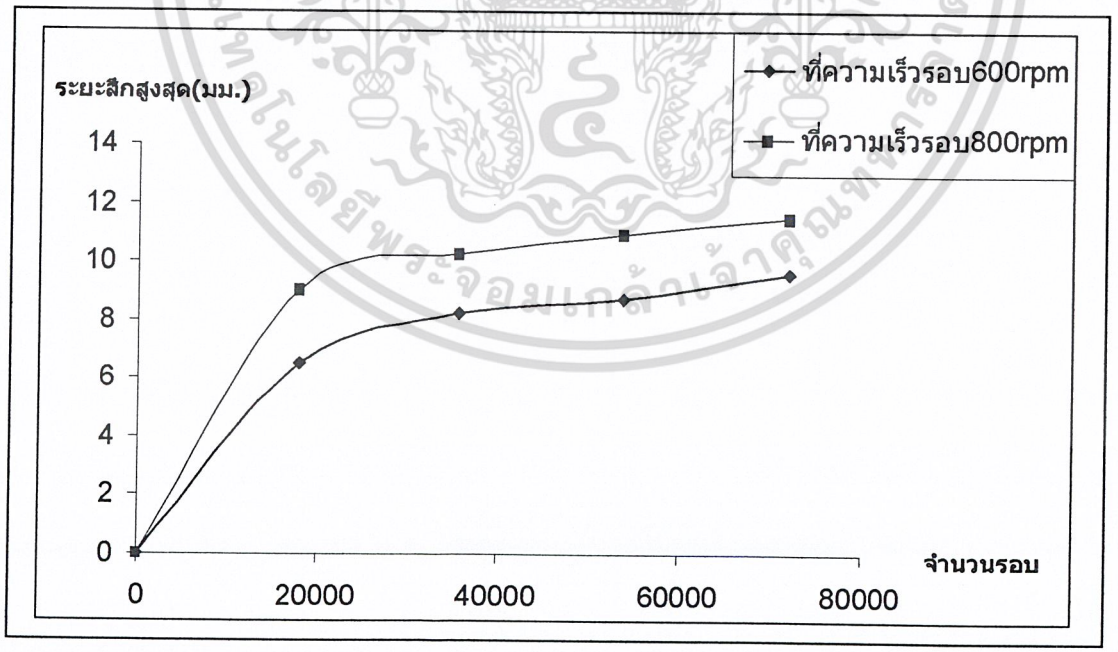


รูปที่10.14 กราฟแสดงระยะสึกหรอสูงสุดที่แรงกระทำด้านข้าง1000kgf มุมเอียง 0 องศาที่จุดแกนx เท่ากับ93มม.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



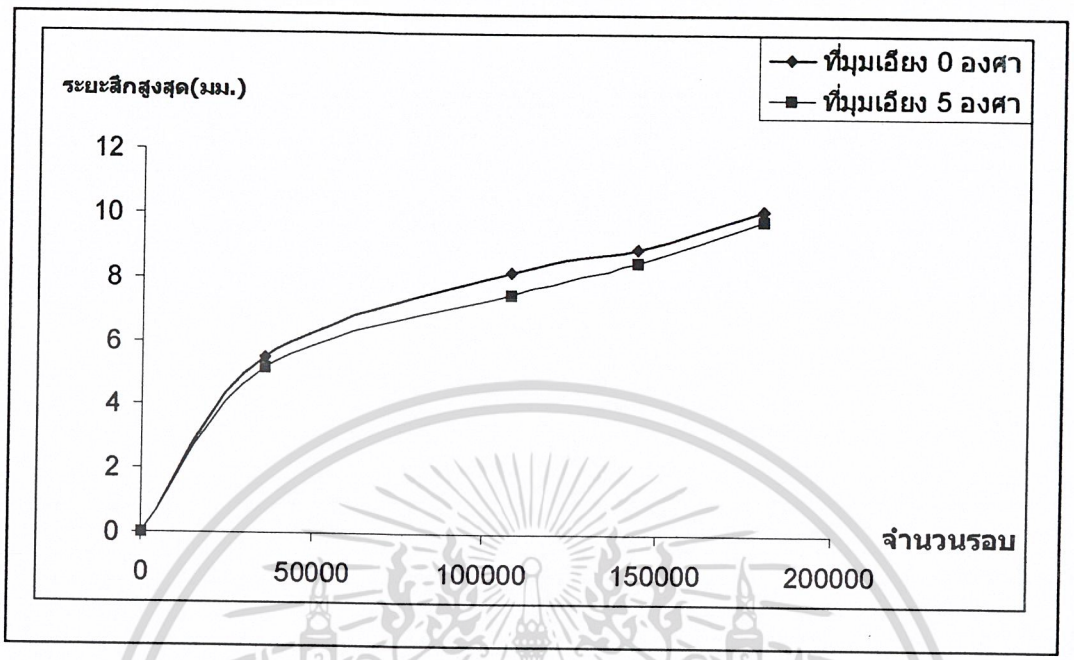
รูปที่10.15กราฟแสดงระยะลึกหรอสูงสุดที่แรงกระทำด้านข้าง 500kgfมุมเอียง 5 องศาที่ที่จุดแกนxเท่ากับ 93มม.



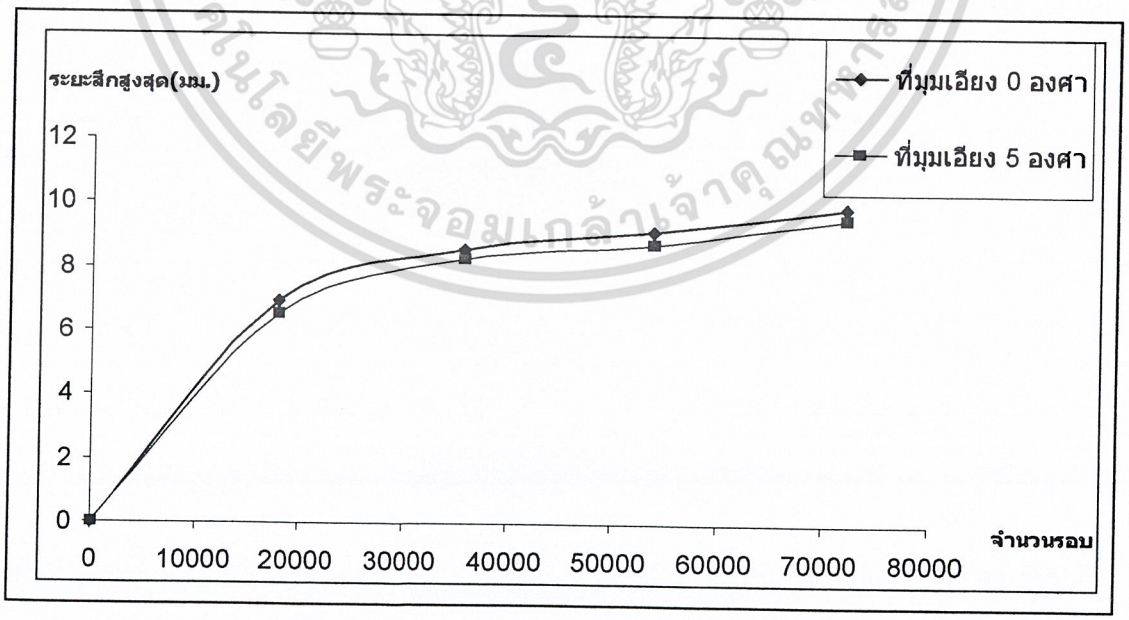
รูปที่10.16กราฟแสดงระยะลึกหรอสูงสุดที่แรงกระทำด้านข้าง1000kgf มุมเอียง 5องศาที่ที่จุดแกนx เท่ากับ 9มม.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟแสดงระหว่างระยะสึกหรอกับจำนวนรอบโดยเปลี่ยนมุมเอียงระหว่าง0กับ5 องศา

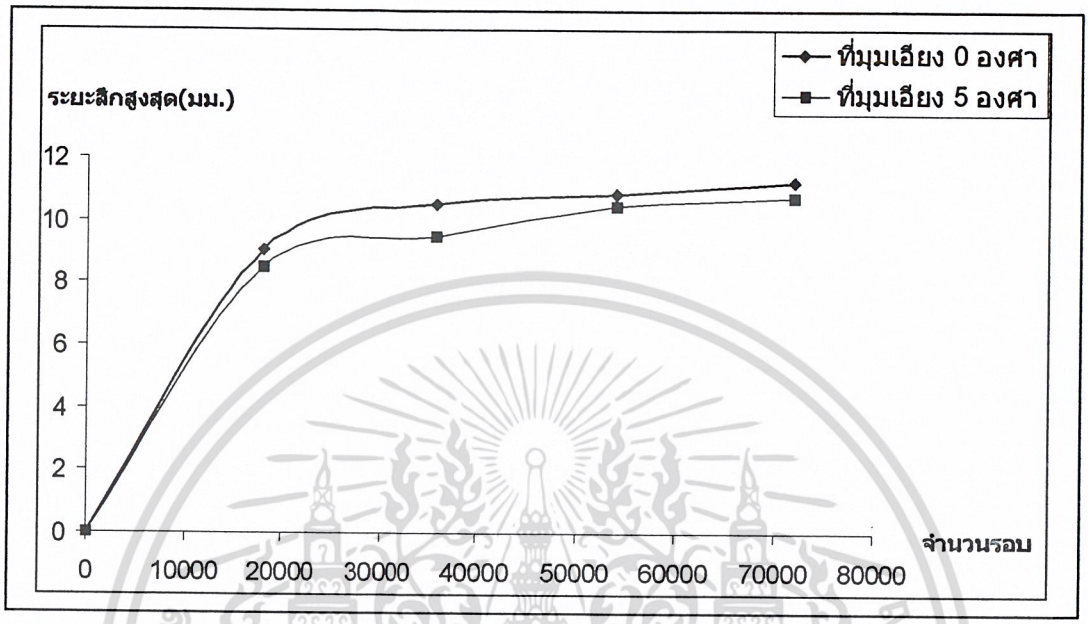


รูปที่10.17กราฟแสดงระยะการสึกหรอที่ความเร็วรอบ600rpmโหลดด้านข้าง 500kgfที่จุดแกนxเท่ากับ 93มม.

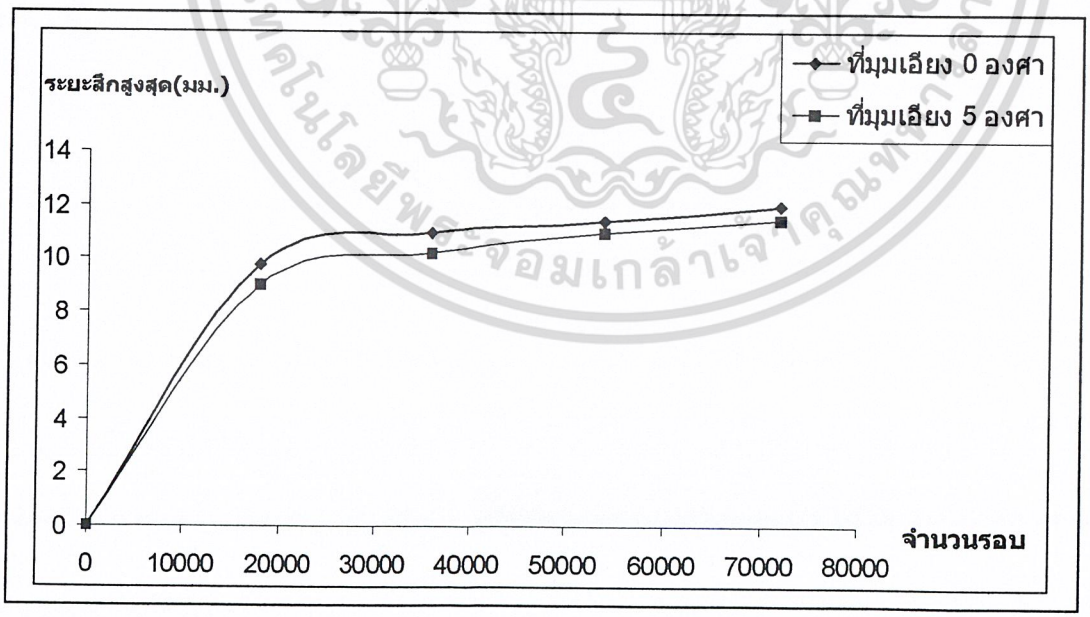


รูปที่10.18กราฟแสดงระยะการสึกหรอที่ความเร็วรอบ600rpmโหลดด้านข้าง1000kgfที่จุดแกน x เท่ากับ93 มม.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่10.19กราฟแสดงระยะการสึกหรอที่ความเร็วรอบ800rpmโหลดด้านข้าง500kgfที่จุดแกน x เท่ากับ 93 มม.



รูปที่10.20กราฟแสดงระยะการสึกหรอที่ความเร็วรอบ800rpmโหลดด้านข้าง1000kgfที่จุดแกนx เท่ากับ 93 มม.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10.2 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองผ่านมาจะแบ่งการสึกหรอออกเป็นสองช่วงคือ

(1) ช่วงแรกคือ(0 ถึง 36000)รอบจะมีการสึกหรอมากเพราะกราฟมีความชันมากเกิดจากพื้นที่หน้าตัดที่สัมผัสกันระหว่างล้อและรางมีขนาดเล็กทำให้เมื่อมีแรงมากระทำทำให้เสียรูปได้ง่าย

(2) ช่วงที่สองคือช่วงหลังจาก36000รอบไปแล้วจะมีการสึกหรอใกล้เคียงกันและลดลงที่ละน้อยเกิดจากพื้นที่สัมผัสระหว่างล้อและรางเพิ่มมากขึ้นและวัสดุ เกิดการอัดตัวสูงขึ้นเนื่องจากมีแรงมากระทำทำให้เกิดการยึดเกาะกันระหว่างเนื้อ รวมทั้งระหว่างการทดลองล้อทดสอบมีอุณหภูมิสูงก่อนการวัดการสึกหรอต้องปล่อยให้ล้อเย็นตัวลงก่อนจึงทำให้ล้อทดสอบเกิดความเค้นตกค้างทำให้ล้อทดสอบมีความแข็งเพิ่มขึ้นอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก. ตารางผลการสึกหรอของล้อทดสอบ
ภาคผนวก ข. กราฟการ Calibrate ชุดไฮดรอลิก
ภาคผนวก ค. ค่าตัวประกอบความหนาแน่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

ตารางแสดงการสึกหรอของล้อทดสอบ

ตารางที่ 1 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 600 rpm โหลด ด้านข้าง 500kgf มุมเอียงที่ 0 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	1ชม.	3ชม.	4ชม.	5ชม.	1ชม.	3ชม.	4ชม.	5ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.7	35.7	35.7	35.69	0.3	0.3	0.3	0.31
60	36	35.8	35.8	35.62	35.79	0.2	0.2	0.38	0.21
65	36.2	35.84	35.83	35.76	35.82	0.36	0.37	0.44	0.38
70	36.4	36.1	36.09	36.08	36.09	0.3	0.31	0.32	0.31
75	36.6	36.45	36.27	36.25	36.19	0.15	0.335	0.35	0.41
77	36.8	36.49	36.36	36.34	36.25	0.31	0.445	0.46	0.55
79	37	36.72	36.54	36.45	36.37	0.28	0.46	0.55	0.63
81	37.12	36.81	37.08	36.56	36.38	0.31	0.045	0.56	0.74
83	37.62	36.87	37.47	37.29	36.92	0.75	0.155	0.33	0.7
85	38.27	38.1	37.92	37.75	37.38	0.17	0.355	0.52	0.89
87	39.52	38.81	38.06	37.88	37.75	0.71	1.465	1.64	1.77
89	40.92	40.25	39.19	38.4	38	0.67	1.73	2.52	2.92
91	42.82	41.5	40.68	38.92	38.53	1.32	2.145	3.9	4.29
93	45.66	42.7	41.64	40.92	39.12	2.96	4.025	4.75	6.54
95	51	45.5	42.81	42.06	40.84	5.5	8.19	8.94	10.16
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.59	62.59	62.59	62.59	62.59	0	0	0	0
102	63.91	63.91	63.91	63.91	63.91	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 600 rpm โหลด ด้านข้าง 1000 kgf มุมเอียงที่ 0 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.65	35.65	35.65	35.65	0.35	0.3525	0.35355	0.35478
60	36	35.73	35.72	35.72	35.72	0.275	0.2786	0.27889	0.27952
65	36.2	35.78	35.78	35.78	35.77	0.4225	0.42345	0.42475	0.42576
70	36.4	36.21	36.18	36.13	36.07	0.195	0.22	0.27	0.33
75	36.6	36.33	36.22	36.2	36.19	0.27	0.385	0.405	0.41
77	36.8	36.41	36.34	36.3	36.26	0.39	0.465	0.505	0.54
79	37	36.44	36.38	36.35	36.33	0.56	0.625	0.655	0.675
81	37.12	36.68	36.48	36.46	36.39	0.445	0.64	0.66	0.735
83	37.62	37.5	37.03	36.8	36.74	0.125	0.59	0.825	0.885
85	38.27	38.02	37.9	37.75	37.12	0.25	0.37	0.52	1.15
87	39.52	39.34	38.63	38.5	37.7	0.18	0.89	1.025	1.82
89	40.92	40.24	39.69	39.48	38.76	0.685	1.235	1.445	2.16
91	42.82	40.9	40.33	40.1	39.13	1.92	2.49	2.725	3.695
93	45.66	41.8	41.08	40.59	39.82	3.86	4.585	5.075	5.84
95	51	44.71	42.91	42.29	41.84	6.29	8.095	8.715	9.16
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.59	62.59	62.59	62.59	0	0	0	0
102	63.907	63.91	63.91	63.91	63.91	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 800 rpm โหลด ด้านข้าง 1000 kgf มุมเอียงที่ 0 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.779	35.777	35.7765	35.775	0.2215	0.2225	0.22348	0.2254
60	36	35.747	35.747	35.7452	35.743	0.2529	0.2534	0.2548	0.2567
65	36.2	35.778	35.777	35.7753	35.774	0.4225	0.4235	0.42475	0.42576
70	36.4	36.205	36.18	36.13	36.07	0.195	0.22	0.27	0.33
75	36.6	36.33	36.215	36.195	36.19	0.27	0.385	0.405	0.41
77	36.8	36.41	36.335	36.295	36.26	0.39	0.465	0.505	0.54
79	37	36.44	36.375	36.345	36.325	0.56	0.625	0.655	0.675
81	37.12	36.675	36.48	36.46	36.385	0.445	0.64	0.66	0.735
83	37.62	37.495	37.03	36.795	36.735	0.125	0.59	0.825	0.885
85	38.27	38.02	37.9	37.2	36.98	0.25	0.37	1.07	1.29
87	39.52	38.88	38.63	37.87	37.32	0.64	0.89	1.65	2.2
89	40.92	39.5	39.1	38.2	37.3	1.42	1.82	2.72	3.62
91	42.5	40.25	40.01	39.18	38.18	2.25	2.49	3.32	4.32
93	45.45	40.89	39.99	39.57	38.63	4.56	5.46	5.88	6.82
95	51	41.21	40.01	39.56	39.015	9.79	10.99	11.44	11.985
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.588	62.588	62.588	62.588	0	0	0	0
102	63.907	63.907	63.907	63.907	63.907	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 800 rpm โหลด ด้านข้าง 500 kgf มุมเอียงที่ 0 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.645	35.643	35.643	35.64	0.355	0.3567	0.3575	0.3584
60	36	35.678	35.676	35.674	35.57	0.32234	0.3242	0.3258	0.4261
65	36.2	35.68	35.679	35.677	35.68	0.5197	0.5213	0.5227	0.5237
70	36.4	35.674	35.672	35.67	36.33	0.72645	0.728	0.7296	0.0688
75	36.6	36.355	36.305	36.225	36.15	0.245	0.295	0.375	0.45
77	36.8	36.395	36.355	36.32	36.28	0.405	0.445	0.48	0.525
79	37	36.5	36.44	36.37	36.36	0.5	0.56	0.63	0.64
81	37.12	36.78	36.625	36.62	36.55	0.34	0.495	0.5	0.57
83	37.62	36.955	36.815	36.75	36.61	0.665	0.805	0.87	1.01
85	38.27	37.365	37.32	37.3	37.19	0.905	0.95	0.97	1.085
87	39.52	38.075	38.04	37.52	36.99	1.445	1.48	2	2.535
89	40.92	39.4	38.455	38.2	38.02	1.52	2.465	2.72	2.905
91	42.82	39.48	38.92	38.695	38.48	3.34	3.9	4.125	4.34
93	45.66	40.49	39.38	39.16	38.48	5.17	6.28	6.5	7.185
95	51	41.94	40.46	40.16	39.77	9.06	10.54	10.84	11.23
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.588	62.588	62.588	62.59	0	0	0	0
102	63.907	63.907	63.907	63.907	63.91	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 600 rpm โหลด ด้านข้าง 500 kgf มุมเอียงที่ 5 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	1ชม.	3ชม.	4ชม.	5ชม.	1ชม.	3ชม.	4ชม.	5ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.7	35.7	35.7	35.698	0.3	0.3	0.3	0.3021
60	36	35.8	35.8	35.62	35.798	0.2	0.2	0.38	0.2016
65	36.2	35.84	35.83	35.82	35.828	0.36	0.37	0.38	0.3725
70	36.4	36.1	36.09	36.08	36.09	0.3	0.31	0.32	0.31
75	36.6	36.45	36.265	36.25	36.195	0.15	0.335	0.35	0.405
77	36.8	36.49	36.355	36.345	36.255	0.31	0.445	0.455	0.545
79	37	36.72	36.54	36.45	36.37	0.28	0.46	0.55	0.63
81	37.12	36.81	37.075	36.56	36.38	0.31	0.045	0.56	0.74
83	37.62	37.5	37.435	37.295	36.925	0.12	0.185	0.325	0.695
85	38.27	37.9	37.83	37.5	37.38	0.37	0.44	0.77	0.89
87	39.52	38.8	38.055	37.88	37.65	0.72	1.465	1.64	1.87
89	40.92	39.5	38.8	38.025	37.78	1.42	2.12	2.895	3.14
91	42.82	40.5	39.5	38.54	38.1	2.32	3.32	4.28	4.72
93	45.66	42.5	40.8	39.5	38.8	3.16	4.86	6.16	6.86
95	51	45.8	43.5	42.15	40.97	5.2	7.5	8.85	10.03
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.588	62.588	62.588	62.588	0	0	0	0
102	63.907	63.907	63.907	63.907	63.907	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 600 rpm โหลด ด้านข้าง 1000 kgf มุมเอียงที่ 5 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.65	35.648	35.646	35.645	0.35	0.3525	0.35355	0.35478
60	36	35.725	35.721	35.721	35.72	0.275	0.2786	0.27889	0.27952
65	36.2	35.778	35.777	35.775	35.774	0.4225	0.4235	0.42475	0.42576
70	36.4	36.205	36.18	36.13	36.07	0.195	0.22	0.27	0.33
75	36.6	36.33	36.215	36.195	36.19	0.27	0.385	0.405	0.41
77	36.8	36.41	36.335	36.295	36.26	0.39	0.465	0.505	0.54
79	37	36.44	36.375	36.345	36.325	0.56	0.625	0.655	0.675
81	37.12	36.675	36.48	36.46	36.385	0.445	0.64	0.66	0.735
83	37.62	37.495	37.03	36.795	36.735	0.125	0.59	0.825	0.885
85	38.27	38.02	37.9	37.5	37.12	0.25	0.37	0.77	1.15
87	39.52	38.8	38.63	37.98	37.4	0.72	0.89	1.54	2.12
89	40.92	39.75	39.685	39.15	38.3	1.17	1.235	1.77	2.62
91	42.82	40.3	40.33	39.75	38.9	2.52	2.49	3.07	3.92
93	45.66	41.8	41.075	40.8	39.82	3.86	4.585	4.86	5.84
95	51	44.5	42.75	42.3	41.43	6.5	8.25	8.7	9.57
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.588	62.588	62.588	62.588	0	0	0	0
102	63.907	63.907	63.907	63.907	63.907	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 7 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 800 rpm โหลด ด้านข้าง 1000 kgf มุมเอียงที่ 5 องศา

ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.779	35.777	35.777	35.775	0.2215	0.2225	0.2235	0.2254
60	36	35.747	35.747	35.745	35.743	0.2529	0.2534	0.2548	0.2567
65	36.2	35.778	35.777	35.775	35.774	0.42247	0.4235	0.4248	0.4258
70	36.4	36.205	36.18	36.13	36.07	0.195	0.22	0.27	0.33
75	36.6	36.33	36.215	36.195	36.19	0.27	0.385	0.405	0.41
77	36.8	36.41	36.335	36.295	36.26	0.39	0.465	0.505	0.54
79	37	36.44	36.375	36.345	36.325	0.56	0.625	0.655	0.675
81	37.12	36.675	36.48	36.46	36.385	0.445	0.64	0.66	0.735
83	37.62	37.495	37.03	36.795	36.735	0.125	0.59	0.825	0.885
85	38.27	38.02	37.9	37.2	36.98	0.25	0.37	1.07	1.29
87	39.52	38.88	38.63	37.87	37.32	0.64	0.89	1.65	2.2
89	40.92	39.5	39.1	38.2	37.3	1.42	1.82	2.72	3.62
91	42.5	40.25	40.01	39.18	38.18	2.25	2.49	3.32	4.32
93	45.45	41.19	40.29	39.76	38.91	4.26	5.16	5.69	6.54
95	51	42	40.76	40.05	39.52	9	10.24	10.95	11.48
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.588	62.588	62.588	62.588	0	0	0	0
102	63.907	63.907	63.907	63.907	63.907	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

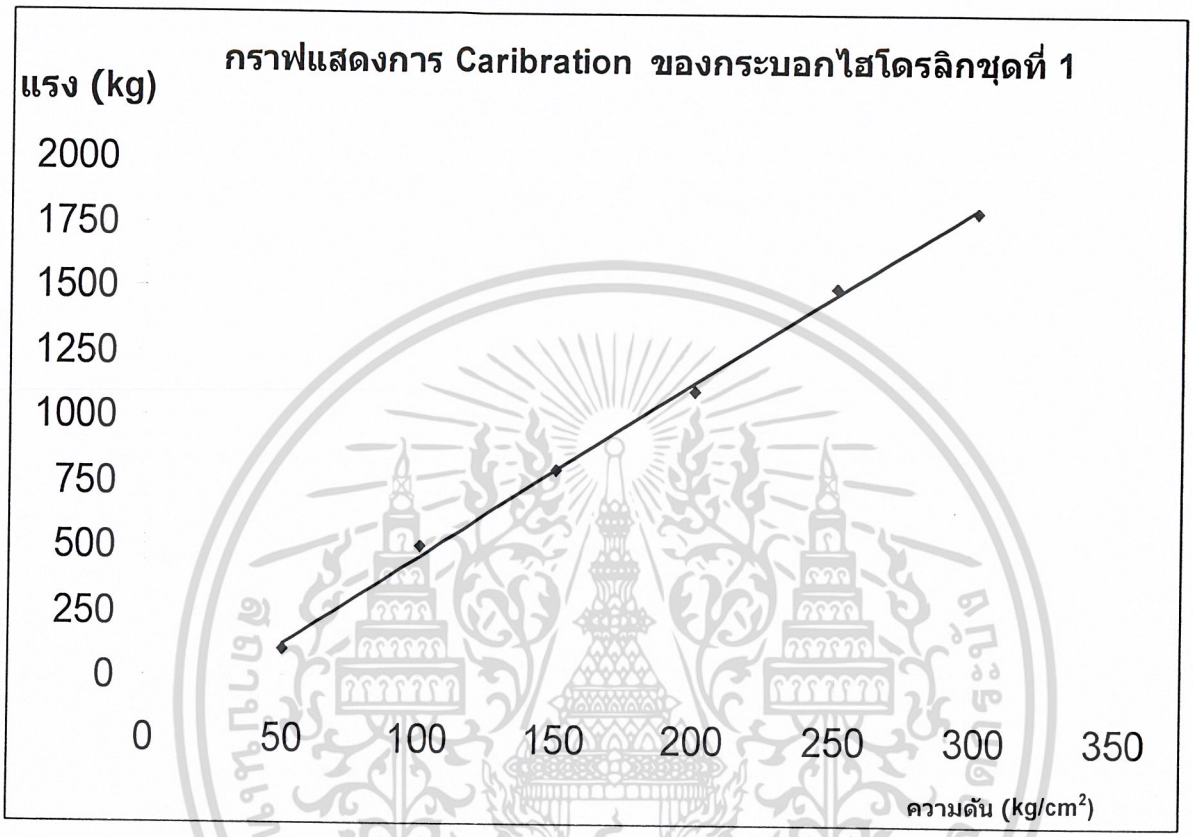
ตารางที่ 8 ผลการทดลองที่ความเร็วรอบ 800 rpm โหลด ด้านข้าง 500 kgf มุมเอียงที่ 5 องศา

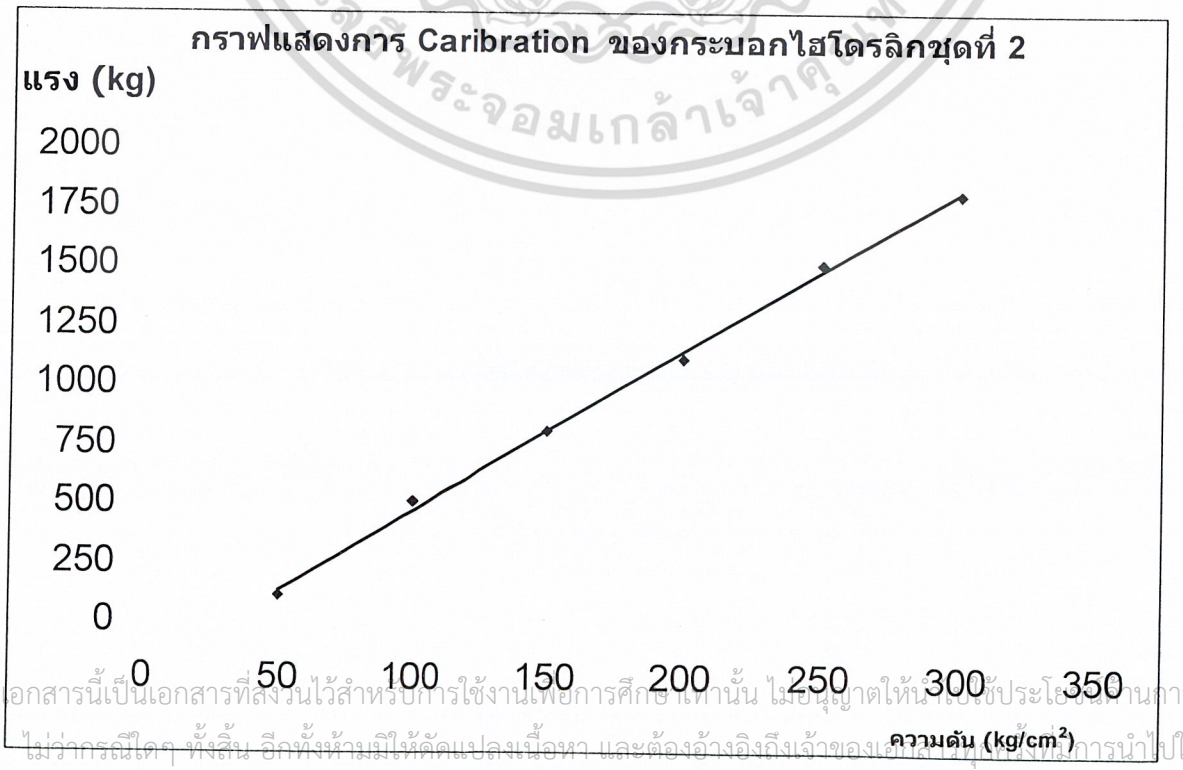
ตำแหน่งที่วัด	ค่าที่วัดได้ตามจุดต่างๆและเวลาที่(มม.)					ค่าการสึกหรอที่จุดต่างๆและเวลาที่(มม.)			
	เริ่ม	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.	0.5ชม.	1ชม.	1.5ชม.	2ชม.
10	36	36	36	36	36	0	0	0	0
50	36	36	36	36	36	0	0	0	0
55	36	35.65	35.643	35.643	35.642	0.355	0.3567	0.35748	0.35842
60	36	35.68	35.676	35.674	35.574	0.32234	0.32415	0.32578	0.42612
65	36.2	35.68	35.679	35.677	35.676	0.5197	0.52125	0.52274	0.52374
70	36.4	35.67	35.672	35.67	36.331	0.72645	0.72798	0.72963	0.06875
75	36.6	36.36	36.305	36.225	36.15	0.245	0.295	0.375	0.45
77	36.8	36.4	36.355	36.32	36.275	0.405	0.445	0.48	0.525
79	37	36.5	36.44	36.37	36.36	0.5	0.56	0.63	0.64
81	37.12	36.78	36.625	36.62	36.55	0.34	0.495	0.5	0.57
83	37.62	36.96	36.815	36.75	36.61	0.665	0.805	0.87	1.01
85	38.27	37.37	37.32	37.3	37.185	0.905	0.95	0.97	1.085
87	39.52	38.08	38.04	37.52	36.985	1.445	1.48	2	2.535
89	40.92	39.2	38.455	38.2	37.6	1.72	2.465	2.72	3.32
91	42.82	39.67	38.92	38.695	38	3.15	3.9	4.125	4.82
93	45.66	40.72	39.38	39.16	38.475	4.94	6.28	6.5	7.185
95	51	42.5	41.5	40.5	40.23	8.5	9.5	10.5	10.77
98	59.5	59.5	59.5	59.5	59.5	0	0	0	0
100	62.588	62.59	62.588	62.588	62.588	0	0	0	0
102	63.907	63.91	63.907	63.907	63.907	0	0	0	0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

กราฟการ Calibrate ชุดไฮดรอลิก



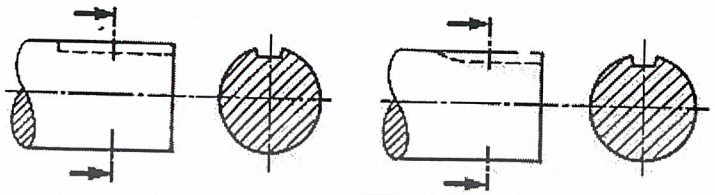


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

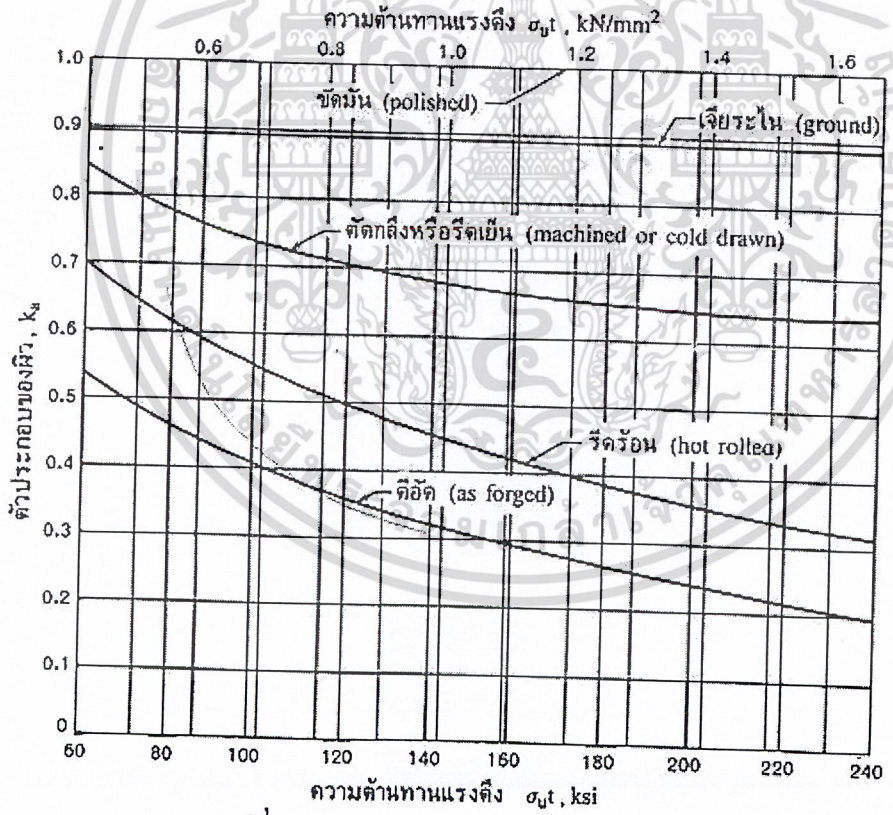
ภาคผนวก ค

ค่าตัวประกอบความหนาแน่น

ตารางที่ 1 ตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับร่องลิ่ม

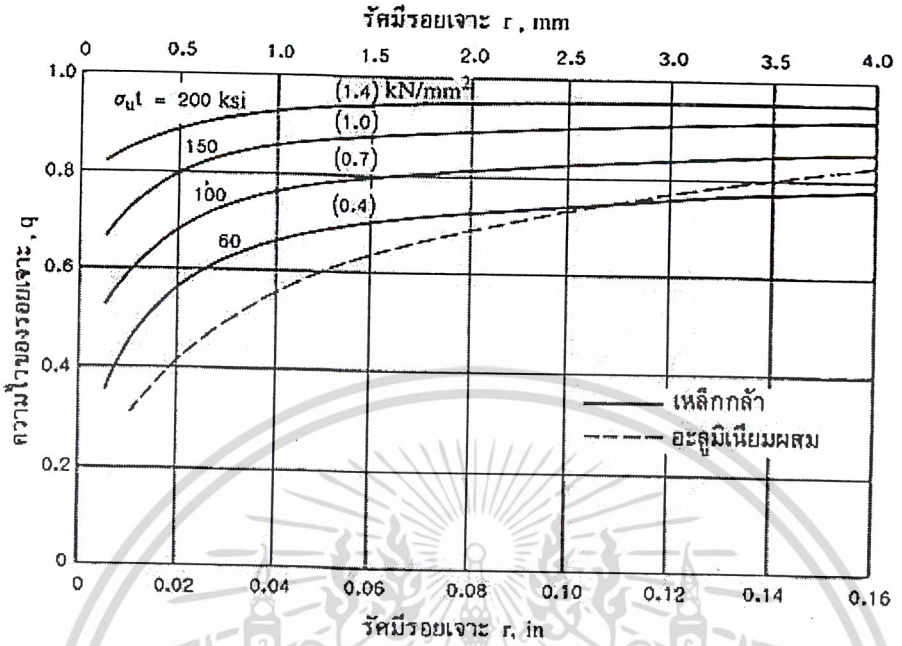


		PROFILE		SLED-RUNNER	
		ดัด	บิด	ดัด	บิด
K_f	แอนนีล	1,6	1,3	1,3	1,3
	ชุบและรีด	2,0	1,6	1,6	1,6

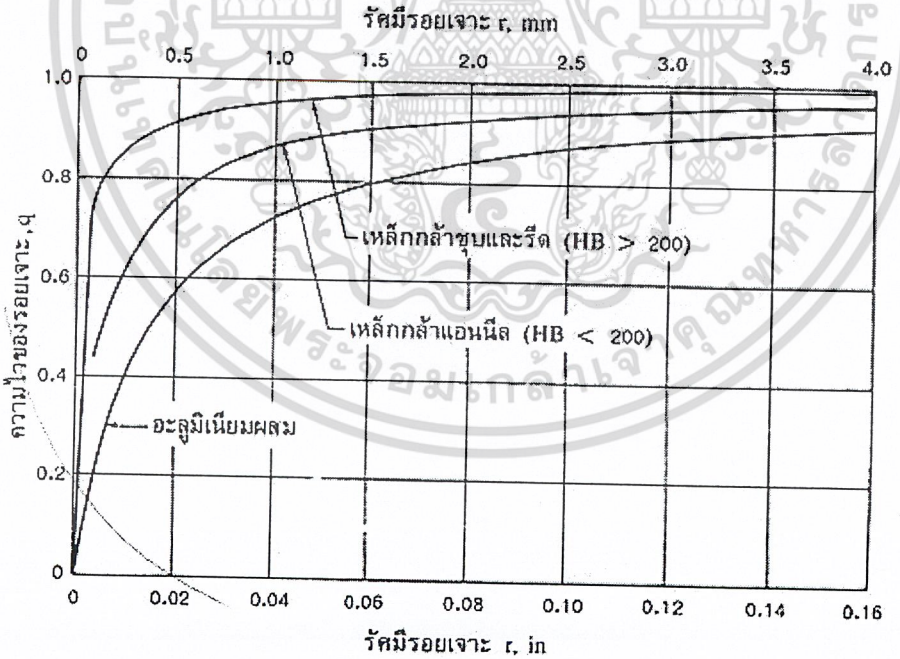


รูปที่ 1 ตัวประกอบของผิวสำเร็จสำหรับเหล็กกล้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

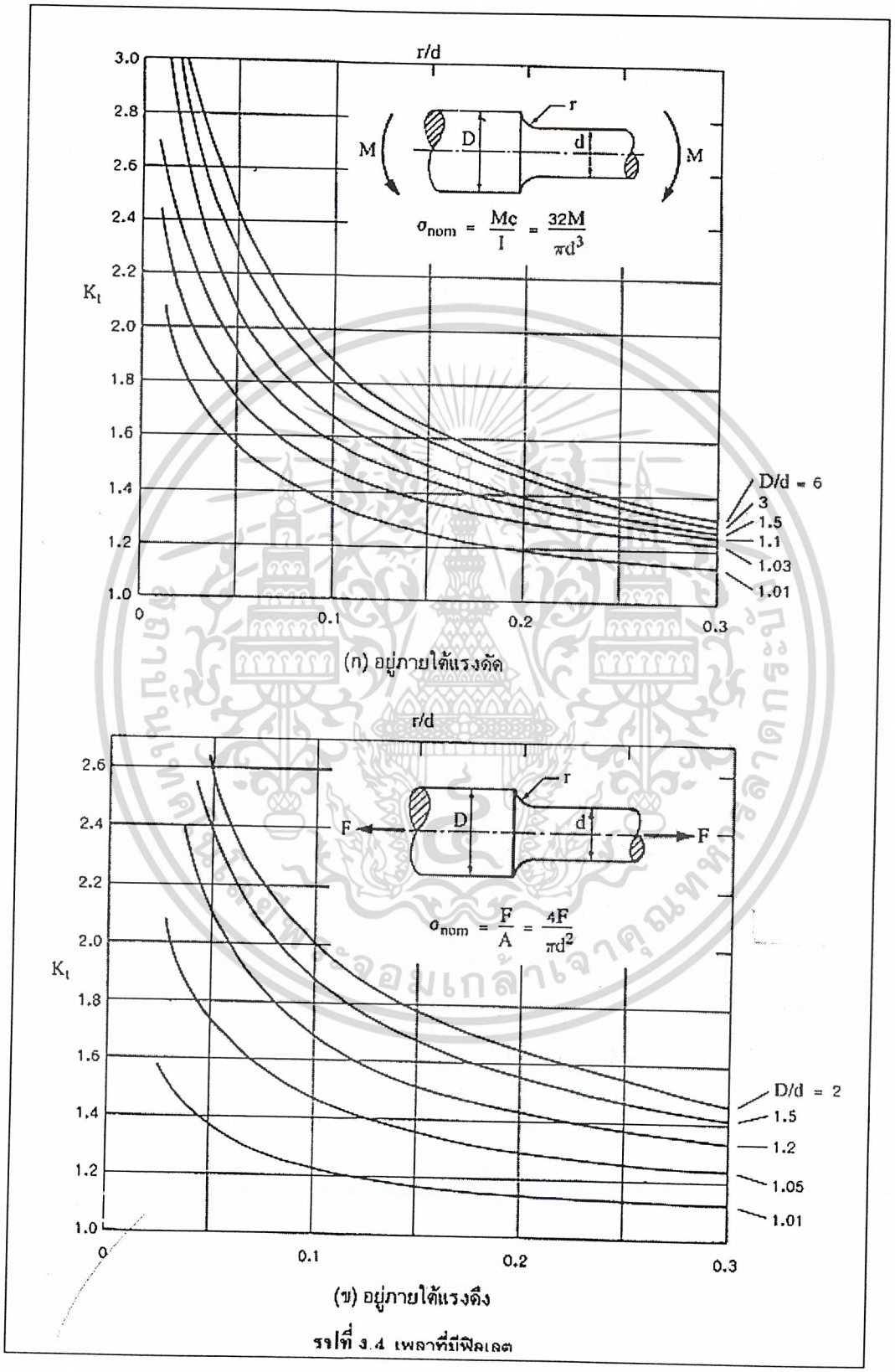


รูปที่ 2 แผนภูมิความไวของรอยเจาะสำหรับเหล็กกล้าและอะลูมิเนียมผสมเหนียวที่อยู่ภายใต้การดัดกลับไปกลับมาหรือการดึงกดสลับกันในแนวนอน ในกรณีที่รัศมีรอยเจาะโตกว่าในรูป ให้หาค่า q ที่ค่ารัศมี r = 4 mm



รูปที่ 3 แผนภูมิความไวของรอยเจาะของชิ้นงานที่อยู่ภายใต้การบิดกลับไปกลับมา (reversed torsion) ในกรณีที่รัศมีรอยเจาะโตกว่าในรูป ให้หาค่า q ที่ค่ารัศมี r = 4 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง.4 เพลาที่มีฟิลเลต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

[1] ศ.ดร.วริทธิ์ อึ๊งภากรณ์ ,รศ.ชาญ ถนัดงาน, 2545, การออกแบบเครื่องจักรกล 1,สำนักพิมพ์ ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน),หน้า 229 – 248.

[2] ศ.ดร.วริทธิ์ อึ๊งภากรณ์ ,รศ.ชาญ ถนัดงาน, 2541, การออกแบบเครื่องจักรกล 2, สำนักพิมพ์ ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด (มหาชน),หน้า 144 – 170

[3] J.E. SHIGLEY, " Mechanical Engineering Design," 3rd. ed. , McGraw-Hill book Co.,1997

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้