

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

จักรยานสะสมพลังงาน
Energy Stored bicycle



เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.. 61530
วัน,เดือน,ปี.. 18 ก.ค. 2549

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

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2547

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง จักรยานสะสมพลังงาน

Energy Stored Bicycle

ผู้จัดทำ

- | | | |
|-----------------------------|--------------|----------|
| 1. นาย ปิยะพันธุ์ บุญญสิทธิ | รหัสประจำตัว | 45015462 |
| 2. นาย หิรัญ นามมณี | รหัสประจำตัว | 45015488 |
| 3. นาย อนุสรณ์ นาคขำ | รหัสประจำตัว | 45015490 |



Signature

อาจารย์ที่ปรึกษา

(ศศ.ดร.ชินรักษ์ เทียรพงษ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จักรยานสะสมพลังงาน

นาย ปิยะพันธุ์ บุญยสิทธิ์ 45015462

นาย หิรัญ นามมณี 45015488

นาย อนุสรณ์ นาคขำ 45015490

ผศ.ดร.ชินรักษ์ เชียรพงษ์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2547

บทคัดย่อ

ปัจจุบันการขับเคลื่อนจักรยานได้รับความนิยมพอสมควร แต่ยังไม่แพร่หลายมากนักทางกลุ่ม Project จึงได้มีความคิดที่จะพัฒนารถจักรยานให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยจะอาศัยหลักการของรถของเล่นนำมาประยุกต์ ใช้กับ Project นี้หลักการทำงานก็จะใช้สปริงลานเป็นตัวเก็บสะสมพลังงานไว้ในตัว ในตอนที่ผู้ขับขี่ปั่นในทางราบเรียบ และเมื่อเก็บสะสมพลังงานมากพอแล้วตัวตัวจัดการเก็บสะสมพลังงาน จะทำงานโดยการ ทำให้ไม่มีการเก็บสะสมพลังงาน และเมื่อต้องการใช้พลังงานที่เก็บสะสมไว้ผู้ขับขี่จะปลดคล็อกเพื่อปล่อยพลังงานที่เก็บสะสมไว้ออกมา พลังงานที่ปล่อยออกมานี้จะช่วยผู้ขับขี่รถจักรยาน อีกแรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Energy Stored Bicycle

Piyapan Bunyasit

Hirun Nammanee

Anusorn Nakchum

Asst.Pref.Dr.Chinaruk Thianpong Advisor

ABSTRACT

An energy deposits bicycle was invented in this project. The energy from riding was stored in spring. When the rider need the energy to assit in riding, the deposite energy could be drawn from spring via transmission mechanism. Therefore, the bicycle riding could be more fun than ever before.



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือและความร่วมมือจากบุคคลหลายฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ ดร.ชินรักษ์ เขียรพงษ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ให้ความเอาใจใส่ ให้คำแนะนำ และช่วยเหลือเสมอมา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง นอกจากนี้ต้องขอขอบคุณ อ.มณฑา ที่ให้คำแนะนำ และอีกหลายๆท่านที่ไม่ได้กล่าวไว้ ณ ที่นี้

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา ซึ่งได้เลี้ยงดูอบรมข้าพเจ้าเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมาในทุกๆด้าน ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความเป็นมาของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	1
1.4 ขั้นตอนดำเนินงาน	2
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 การออกแบบเพลลา	3
2.1.1 วัสดุเพลลา	3
2.1.2 ขนาดของเพลลา	4
2.1.3 การพิจารณาในการออกแบบ	4
2.1.4 การออกแบบเพลลาตาม โค้ดของ ASME	5
2.2 การเชื่อม	9
2.2.1 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า	9
2.2.2 การเชื่อมด้วยแก๊ส	9
2.2.3 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร	11
2.2.4 การตัดในรอยเชื่อม	12
2.2.5 การบิดในรอยเชื่อม	14
2.3 สปริง	15
2.3.1 วัสดุสำหรับลวดสปริง	15
2.3.2 คุณสมบัติทางกลของสปริง	16
2.3.3 พลังงานที่เก็บโดยสปริง	18
2.3.4 สปริงแบบบิด	20
2.4 เฟืองตรง	20
2.4.1 คำจำกัดความ	20
2.4.2 ความเค้นในฟันเฟืองตรง	22

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
2.5 โฉ่	27
2.5.1 ชนิดของ โฉ่	30
2.5.2 การส่งกำลัง	33
2.5.3 โฉ่มาตรฐาน	34
2.6 การบิด	36
2.6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและกำลัง	36
บทที่ 3 การออกแบบและการคำนวณ	
3.1 การคำนวณ	37
3.1.1 การหาค่าความแข็งดิ่งของสปริงงาน	37
3.1.2 การคำนวณขนาดของเฟลา	40
3.1.3 การคำนวณหาขนาดของเพล	40
3.1.4 การหาเฟืองส่งกำลัง	41
3.1.5 การหาประสิทธิภาพของชุดสะสมพลังงาน	43
3.2 หลักการออกแบบ	45
บทที่ 4 ผลการทดลอง	
4.1 วัตถุประสงค์ในการทดลอง	49
4.2 ขั้นตอนการทดลอง	49
4.3 ผลการทดลอง	49
บทที่ 5 วิจารณ์และสรุปผลการทดลอง	
5.1 อภิปรายผลการทดลอง	50
5.2 ปัญหาและอุปสรรค	50
5.3 ข้อเสนอแนะ	51
5.4 บทสรุป	51
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก สูตรสำเร็จของกานและหน้าตัด	53
ภาคผนวก ข แบบชุดสะสมพลังงาน	56

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 ค่าตัวประกอบความล่า	7
ตารางที่ 2.2 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง	17
ตารางที่ 2.3 ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส	25
ตารางที่ 2.4 ค่าความเค้นสถิติใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส	26
ตารางที่ 2.5 โซโรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-1976(E)	35



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 2.1 เพลายู่ภายใต้แรงต่าง ๆ	5
รูปที่ 2.2 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า	9
รูปที่ 2.3 การเชื่อมแก๊ส	9
รูปที่ 2.4 รอยเชื่อมมุม	10
รูปที่ 2.5 รอยเชื่อมชนิดต่าง ๆ	10
รูปที่ 2.6 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร	11
รูปที่ 2.7 รอยเชื่อมรับแรงค้ำ	12
รูปที่ 2.8 หน้าตัดรอยเชื่อม	13
รูปที่ 2.9 รอยเชื่อมรับแรงบิด	14
รูปที่ 2.10 คุณลักษณะของสปริง	18
รูปที่ 2.11 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการคูดัด	19
รูปที่ 2.12 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง	20
รูปที่ 2.13 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส	22
รูปที่ 2.14 แสดงการขับเพลาลายเพลลาโดยการใช้โซ่เพียงหนึ่งเส้น	28
รูปที่ 2.15 แสดงการวางเฟืองโซ่สองเฟืองที่ขับกันอย่างเหมาะสมและ ไม่เหมาะสมเพลาเฟืองโซ่อยู่ในแนวระดับ	29
รูปที่ 2.16 โซ่โรสเตอร์ : 1 สลัก, 2 แผ่นคอด้านนอกและด้านใน, 3 บุชที่อัด แน่นกับแผ่นคอด้านใน, 4 โรสเตอร์หมุน ได้อิสระบนบุช, 5	30
รูปที่ 2.17 โซ่โรสเตอร์สองชั้นและสามชั้น	31
รูปที่ 2.18 ข้อต่อสำหรับโซ่โรสเตอร์ จากคาน้ำชั่งคอดด้วยคตเตอร์ฟัน ต่อด้วย สปริงรูปตัวยู และต่อด้วยข้อต่อแบบพิเศษ	31
รูปที่ 2.19 โซ่บุช	32
รูปที่ 2.20 โซ่ฟัน	32
รูปที่ 2.21 โซ่ชนิดอื่น (ก) detachable joint chain (ข) steel pin chain	33
รูปที่ 2.22 การส่งกำลังจากเฟืองโซ่ไปยังโซ่โรสเตอร์	34
รูปที่ 3.1 ภาพกล่องชุดสะสมพลังงาน	45
รูปที่ 3.2 ภาพส่วนประกอบชุดสะสมพลังงานด้านซ้าย	46
รูปที่ 3.3 ภาพส่วนประกอบชุดสะสมพลังงานด้านขวา	46
รูปที่ 3.4 ภาพเพลลาและเฟืองที่ประกอบกัน	47
รูปที่ 3.5 ภาพสปริงลาน	47
รูปที่ 3.6 ภาพเมื่อประกอบชุดสะสมพลังงานเข้ากับจักรยานคันขวา	48
รูปที่ 3.7 ภาพเมื่อประกอบชุดสะสมพลังงานเข้ากับจักรยานคันซ้าย	48

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาของโครงการงาน

ในอดีตจักรยานเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายมากกระทั่งจนถึงปัจจุบัน จักรยานก็ยังคงได้รับความนิยมอยู่ บางประเทศใช้จักรยานเป็นส่วนหนึ่งในชีวิตประจำวัน เช่น ประเทศเวียดนาม ประเทศจีน เป็นต้น เนื่องจากจักรยานนั้นมีความคล่องตัวสูง ใช้งาน อุปกรณ์และอะไหล่ก็ไม่ซับซ้อนมากนัก ที่สำคัญราคาถูก อะไหล่ก็หาซื้อง่าย ด้วยเหตุเหล่านี้จึงได้มีคนนิยมใช้จักรยานกันเป็นจำนวนมากจนทำให้มีผู้คิดค้นและออกแบบพัฒนาจักรยานให้มีรูปทรงสวยงาม และวิ่งได้เร็วขึ้น โดยเฉพาะการพัฒนาระบบส่งกำลังเพื่อเพิ่มแรงปั่นให้จักรยานวิ่งได้เร็วขึ้น ในปัจจุบันจักรยานได้รับการพัฒนาระบบกลไก เพื่อให้ผู้ใช้รู้สึกสบายมากขึ้น และได้มีการนำจักรยานไปแข่งขันกันมากขึ้น เพื่อให้เหมาะสมและตรงตามความต้องการของผู้ใช้ จึงได้มีการพัฒนาระบบส่งกำลังมาเป็นเกียร์ที่สามารถเปลี่ยนระดับของแรงปั่นให้เบาขึ้นหรือหนักขึ้นได้

ด้วยเหตุนี้จึงทำให้เกิดแนวคิดที่จะใช้แรงคล้ายตัวของสปริงมาใช้ในระบบเพิ่มแรงปั่น ซึ่งมีชื่อว่า จักรยานสะสมพลังงาน การเก็บพลังงานไว้ในสปริง เมื่อเราต้องการให้รถวิ่งโดยไม่ต้องใช้แรงปั่นมาก เราก็ปล่อยพลังงานที่สะสมอยู่ออกมาใช้ประโยชน์ ระบบเก็บสะสมพลังงานด้วยสปริงนี้สามารถใช้ได้เวลาที่จักรยานวิ่งขึ้นที่สูงชัน โดยชุดเก็บสะสมพลังงานจะเป็นตัวช่วยแบ่งเบาภาระของผู้ขับขี่ ทำให้การปั่นจักรยานขึ้นที่สูงเป็นเรื่องที่ไม่ยากอีกต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการงาน

1. ออกแบบชุดสะสมพลังงานในรูปของระบบกลไกชุดสะสมพลังงาน
2. สร้างชุดเก็บพลังงานที่มาจากคาร์บอนจักรยาน
3. ติดตั้งชุดเก็บพลังงานเข้ากับจักรยานโดยไม่ทำให้เกะกะเวลาปั่นจักรยาน
4. นำพลังงานที่เก็บไว้ออกมาใช้ได้

1.3 ขอบเขตของโครงการงาน

ออกแบบและสร้างชุดสะสมพลังงานโดยใช้สปริงเป็นตัวเก็บพลังงาน เพื่อนำมาติดตั้งใส่ในตัวรถจักรยาน โดยไม่ติดขัดในเวลาขับขี่รถจักรยาน

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1. ศึกษาทฤษฎีต่างๆพร้อมทั้งคำนวณและออกแบบ
2. สำรวจอุปกรณ์ตามท้องตลาดและราคาที่จะใช้
3. ทำการสร้างชุดสะสมพลังงาน
4. ทดสอบการทำงาน
5. สรุปผลที่ได้ว่าเป็นไปตามเป้าหมายหรือไม่



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การออกแบบเพลลา

เพลลา (shaft) เป็นชิ้นส่วนที่หมุนและใช้ในการส่งกำลังแกน (axle) เป็นชิ้นส่วนลักษณะเดียวกันกับเพลลาแต่ไม่หมุน ส่วนมากเป็นตัวรองรับชิ้นส่วนที่หมุนเช่น ล้อ สายพาน เป็นต้น อย่างไรก็ตามทั้งเพลลา และแกนก็นิยมเรียกรวมกันว่าเพลลา ไม่ว่าชิ้นส่วนนั้นจะหมุนหรืออยู่นิ่งก็ตาม

สปินเดิล (spindle) เป็นเพลลาขนาดสั้นที่ไม่หมุน เช่น เพลลาที่หัวแทนกลึง (Head-stock spindle) เป็นต้น

สตับชาฟต์ (stub shaft) หรือบางครั้งเรียก ฮอดชาฟต์ (head shaft) เป็นเพลลาที่ติดเป็นชิ้นส่วนต่อเนื่องกับเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือเครื่องต้นกำลังอื่น ๆ มีขนาด รูปร่าง และส่วนที่ยื่นออกมาสำหรับใช้ต่อกับเพลลาอื่น ๆ

เพลลานาว (line shaft) หรือเพลลาส่งกำลัง (power transmission shaft) หรือเพลลามน เป็นเพลลาซึ่งต่อตรงจากเครื่องต้นกำลัง และใช้ในการส่งกำลังไปยังเครื่องจักรกลอื่น ๆ โดยเฉพาะ

แจ็กชาฟต์ (jackshaft) หรือเคาน์เตอร์ชาฟต์ (counter shaft) เป็นเพลลาขนาดสั้นที่ต่อระหว่างเครื่องต้นกำลังกับเพลลามนหรือเครื่องจักรกล

เพลลาอ่อน (flexible shaft) เป็นเพลลาที่สามารถอ่อน ตัวหรืองอโค้งได้ เพลลาประเภทนี้ทำด้วยสายลวดใหญ่ (cable) ลวดสปริงหรือลวดเกลียว (wire rope) ใช้ในการส่งกำลังในลักษณะที่แกนหมุนทำมุมกันได้ แต่ส่งกำลังได้น้อย

เพลลาอาจจะรับแรงดึง แรงกด แรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้นการคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วย แรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลา ทำให้เพลลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้ นอกจากนี้เพลลาจะต้องมีความแข็งเกร็ง (rigidity) เพียงพอ เพื่อลดมุมบิดภายในเพลลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่พอเหมาะ ระยะเวลาโก่ง (deflection) ของเพลลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดของเพลลาเช่นเดียวกัน เพราะถ้าเพลลามีระยะเวลาโก่งมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุน ทำให้ความเร็ววิกฤต (critical speed) ของเพลลาลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลลาเกิดการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะเวลาโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลลา เช่น บอลแบร์ริง (ball bearing) ก็ต้องมีการเอียงแนว (misalignment) ในการใช้งานที่พอเหมาะกับเพลลาด้วย

2.1.1 วัสดุเพลลา

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลลาทั่วไปคือ เหล็กกล้าอะลูมิเนียม (mild steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียว

3140 4150 4340 เป็นต้น เพลาที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางโตกว่า 90 mm. มักจะกลิ้งมาจากเหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งผ่านการรีดร้อน อย่างไรก็ตาม เพื่อให้เพลามีราคาถูกที่สุด ผู้ออกแบบควรพยายามเลือกใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น ๆ

2.1.2 ขนาดของเพลา

เพื่อให้เพลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์กรมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลาซึ่งเป็นขนาดระบุ (normal size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับให้ผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไป นอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใช้รองรับเพลาด้วย ขนาดระบุของเพลาคูได้จากตาราง ขนาดระบุของเพลาความาตรฐาน ISO/R 775-1969

2.1.3 การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดของเพลาที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งการหาขนาดเพลา เพื่อให้เพลาทนต่อแรงที่มากกระทำอย่างเฉียว ไม่เป็นกรรเพิงพอ เช่น ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยว(cam shaft) ในเครื่องยนต์สันดาปภายใน ต้องการให้มีตำแหน่งที่เที่ยงตรง ดังนั้นมุมบิดของเพลาที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งาน จะต้องมีความไม่มากกว่าที่กำหนดไว้ เป็นต้น นั่นคือเพลาก็จะต้องมีความแข็งแรงอยู่ภายในพิกัดที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากเกินไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่งแล้ว ยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือน ซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบริ่งที่รองรับเพลายู่เกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้นถึงแม้ว่าจะไม่มาตรฐานสำหรับพิกัดมุมบิดเพลาก็ตาม ในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มีมุมบิดของเพลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศา ต่อความยาวเพลา 1 เมตร สำหรับเพลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มีมุมบิดได้ถึง 1 องศา ต่อความยาวเพลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเพลา ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้ว จะให้มีมุมบิดได้ไม่เกิน 0.5 องศา ตลอดความยาวของเพลา

ความแข็งแรงที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งแรงทางด้านระยะโค้ง เพราะจะต้องใช้ระยะโค้งของเพลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในการกำหนดระยะเบียดระหว่างล้อสายพาน เฟืองโครงของเครื่องจักร ตลอดจนการเลือกชนิดของแบริ่งสำหรับรองรับเพลาให้เหมาะสม ถ้าเพลามีระยะโค้งมากเกินไป จะทำให้ความยาวพื้นเฟืองส่วนที่สัมผัสหรือชนกับลวดลง เป็นผลทำให้อัตราส่วนการชน (contact ratio) ของเฟืองลดลงด้วย ทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบริ่งมารองรับเพลาก็เช่นกัน จำเป็นจะต้องเลือกแบริ่งชนิดที่อนุญาตให้มีการเอียงแนวสำหรับการใช้งาน ได้พอเหมาะกับระยะโค้งของเพลาที่จะเกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบริ่งแบบธรรมดาหรือแบริ่งแบบปรับแนวได้เอง (self-aligning bearing) ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับค่าระยะโค้งเป็นสำคัญระยะโค้งดังกล่าวมานี้ก็ไม่มีมาตรฐานกำหนดเป็นแนวทางไว้ โดยทั่ว ๆ ไป แล้วผู้ออกแบบอาจถือค่าต่อไปนี้ เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งแรงทางด้านระยะโค้งได้ดังนี้คือ

สำหรับเพลาเครื่องจักรกลทั่วไปค่าระยะโค้งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08

mm.

สำหรับเพลาที่มีเฟืองตรง (spur gear) คุณภาพคืออยู่แล้ว ระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.125 mm. และความลาดเอียงของเพลา ณ ตำแหน่งนี้ควรจะน้อยกว่า 0.0286 องศา

สำหรับเพลาที่มีเฟืองคอกจอก (bevel gear) คุณภาพคือดีอยู่แล้ว ระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่มีเฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.075 mm.

จากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่าขนาดของเพลาอาจจะหามาได้ โดยใช้ความแข็งแรงที่ตรงความต้องการ แทนที่จะเป็นความแข็งแรงในการรับแรงภายนอกได้ การหาระยะโก่งของเพลาที่มีขนาดเท่ากันตลอด อาจทำได้โดยใช้วิธีที่ได้เรียนรู้มาแล้วในวิชา กลศาสตร์วัสดุ เช่น วิธีการอินทิเกรตสองครั้ง วิธีพื้นที่ของโมเมนต์ดัด เป็นต้น

สำหรับเพลาที่มีขนาดไม่เท่ากันตลอด (stepped shaft) การใช้วิธีดังกล่าวมาแล้ว อาจจะล่าช้าและเสียเวลาโดยเฉพาะวิธีการอินทิเกรตสองครั้ง เพราะต้องใช้สภาพของขอบเขต (boundary condition) ใหม่ ทุกครั้งที่เพลาเปลี่ยนขนาด วิธีที่นิยมใช้กัน (แต่ก็ยังใช้เวลานาน) คือวิธี graphical integration และ numerical integration

2.1.4 การออกแบบเพลาตามโค้ดของ ASME

ก่อนปี พ.ศ. 2497 ได้มีการยอมรับวิธีการคำนวณหาขนาดของเพลาส่งกำลัง ซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา (ASME) ถึงแม้ว่าเวลาจะล่วงเลยมานานแล้วก็ตาม วิธีการออกแบบเพลาตามโค้ด ASME ก็ยังมีความสะดวกและง่ายต่อการใช้งาน ซึ่งจะกล่าวถึงดังต่อไปนี้

วิธีการดังกล่าวนี้ ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด และไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเสียหายแน่นอนที่เกิดขึ้นบนเพลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ ในการหาสมการ สำหรับการออกแบบเพลา ให้พิจารณาเพลาครึ่งรูปด้านล่างนี้ ให้เพลาเป็นแบบกลมและกลวง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นบนเพลา มีดังต่อไปนี้



รูปที่ 2.1 เพลาอยู่ภายใต้แรงต่างๆ

$$\text{ความเค้นดึงหรือกด} \quad \sigma_a = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.1)$$

$$\text{ความเค้นดัด} \quad \sigma_b = \frac{Mc}{I} = \frac{32Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเค้นเฉือน $\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16Td}{\pi(d^4 - d_i^4)}$ (2.3)

ในกรณีที่เป็นแรงกด อาจมีผลจากการโก่งงอได้ ดังนั้นสมการ ความเค้นดึงหรือกด จะกลายเป็น

$$\sigma_a = \frac{4\alpha F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \quad (2.4)$$

เพลาส່วนมากจะอยู่ภายใต้ความเค้นที่เป็นวัฏจักรทั้งนี้เพราะเพลามุนอยู่ตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจจะเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาได้ ดังนั้นเพลาก็เกิดความเสียหายเนื่องมาจากความล้าเป็นส่วนใหญ่ สำหรับวิธีการคำนวณของ ASME ใช้วิธีการแบบสถิติศาสตร์ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบความล้า (fatigue factor) มาเกี่ยวข้องด้วย

ถ้าให้

$$C_m = \text{ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการตัด}$$

$$C_s = \text{ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด}$$

ดังนั้นสมการ (2.15) จะกลายเป็น

$$\sigma_b = \frac{32C_m Md}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.5)$$

และ

$$\tau = \frac{16C_s Td}{\pi(d^4 - d_i^4)} \quad (2.6)$$

ความเค้นกดหรือความเค้นดึงรวมคือ $\sigma = \sigma_a + \sigma_b$

จากทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$= \left[\tau_{xy}^2 + \left[\frac{\sigma}{2} \right]^2 \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

แทนค่าในสมการ ลงในสมการข้างบนนี้แล้วจัดรูปใหม่จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)} \left[(C_s T)^2 + \left[\frac{\alpha F_d (1+K)^2}{8} + C_m \right]^2 \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ $K = d/d$

ในกรณีที่ไม่มีแรง F กระทำอยู่ด้วย สมการ จะลดรูปเหลือเพียง

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau(1-K^4)} [(C_r T)^2 + (C_m)^2]^{1/2} \quad (2.9)$$

หรือในกรณีของเพลตตัน $K = d/d = 0$ เมื่อแทนค่าลงในสมการ ก็จะได้สมการที่มีรูปคล้ายกับในหนังสือกลศาสตร์ทั่วไปคือ

$$D^3 = \frac{16}{\pi\tau} [(C_r T)^2 + (C_m)^2]^{1/2} \quad (2.10)$$

ค่าตัวประกอบความต้านทานเลือกใช้ตามลักษณะของแรงที่มากระทำซึ่งหาได้จากตารางที่ 2.1
ตารางที่ 2.1 ค่าตัวประกอบความต้านทาน

ชนิดของแรง	C_m	C_T
เพลตอยู่นิ่ง :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5-2.0	1.5-2.0
เพลตหมุน :		
แรงสม่ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

สำหรับตัวประกอบของการโค้งงอ ASME ได้แนะนำให้ใช้ค่าดังนี้

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

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 \left(\frac{L}{K} \right)} \text{ เมื่อ } L/K \leq 115 \quad (2.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\alpha = \frac{\sigma_y \left(\frac{L}{K}\right)^2}{\pi^2 n E} \quad \text{เมื่อ } L/K > 115 \quad (2.12)$$

โดยที่ $n = 1.00$ เมื่อปลายเป็นแบบ ss

$n = 2.25$ เมื่อปลายเป็นแบบ cc

$n = 1.60$ เมื่อปลายเพลาถูกขึ้นเป็นบางส่วน (partially restrained)

$L =$ ความยาวจริงของเพลา

จะเห็นได้ว่าสมการ (2.11) เป็นสมการสูตรของเส้นตรง (straight line formula) และสมการ เป็นสมการของออยเลอร์ ซึ่งแก้ไขค่าคงที่ใหม่ นอกจากนี้โค้ดของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่า เพลาซึ่งมีข้ออยู่ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานดังนี้

$$\tau_d = 55 \text{ N/mm}^2 \quad \text{สำหรับเพลาที่ไม่มีร่องลิ้ม}$$

$$\tau_d = 41 \text{ N/mm}^2 \quad \text{สำหรับเพลาที่มีร่องลิ้ม}$$

แต่ถ้ากำหนดวัสดุของเพลาที่บอกถึงหมายเลขของโลหะ หรือส่วนผสมของโลหะ ให้ใช้ค่าความเค้นเฉือนใช้งานจากสมการ โดยเลือกใช้ค่าน้อยมาคำนวณคือ

$$\tau_d = 0.3 \tau_u \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18 \tau_u \quad (2.13)$$

และถ้าเพลาที่มีร่องลิ้ม ให้ลดค่าความเค้นเฉือนใช้งานโดยใช้เพียง 75% ของค่าในสมการความแข็งแรงเชิงแรงทางด้านกรบิด สำหรับเพลาที่มีขนาดสามเหลี่ยม มุมบิดเป็น rad จะหาได้จากสมการ

$$\tau_d = 0.3 \sigma_u \quad \text{หรือ} \quad \tau_d = 0.18 \sigma_u \quad (2.14)$$

สำหรับเพลากลมตัน $J = \frac{d^4}{\pi}$ ดังนั้นจึงหาตามมุมบิดเป็นองศาได้สมการ

$$\theta = \frac{584TL}{Gd^4} \quad (2.15)$$

ถ้าเป็นเพลากลมกลวง

$$\theta = \frac{584TL}{(1-K^4)Gd^4} \quad (2.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉะนั้นถ้าต้องการให้เพลามีความแข็งแรงตามลักษณะการใช้งานแล้ว ก็ควรที่จะใช้สมการ ตรวจสอบคุณสมบัติให้อยู่ในค่าที่ต้องการ

2.2 การเชื่อม

การเชื่อมมีหลายวิธีในที่นี้จะกล่าวถึง วิธีที่มีการใช้งานมากกันทั่วไป ซึ่งใช้กับโปรเจกชันนี้ด้วยคือ

2.2.1 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า

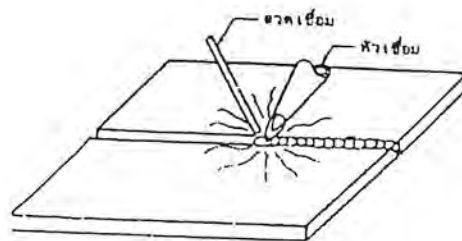
การเชื่อมวิธีนี้มักเรียกกันว่า การเชื่อมไฟฟ้าโดยใช้ลวดเชื่อม (electrode) เป็นตัวนำไฟฟ้าและในขณะที่เชื่อม โลหะลวดเชื่อมก็จะละลายลงไปใน รอยที่ต้องการเชื่อม ดังรูป ลวดเชื่อมมักจะห่อหุ้มไว้ด้วยสารชนิดหนึ่งเรียกว่า ฟลักซ์ (flux) ซึ่งจะระเหยกลายเป็นแก๊สในขณะที่ทำการเชื่อม แก๊สนี้จะช่วยป้องกันการเกิด ออกซิเดชัน (oxidation) ที่รอยเชื่อม ซึ่งเป็นการช่วยให้คุณภาพของรอยเชื่อมดีขึ้น



รูปที่ 2.2 การเชื่อมด้วยไฟฟ้า

2.2.2 การเชื่อมด้วยแก๊ส

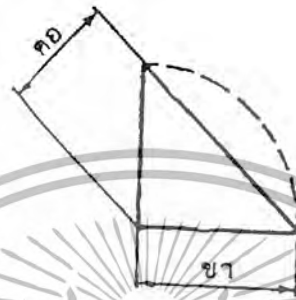
ใช้การเผาไหม้ระหว่างส่วนผสมของแก๊สออกซิเจน กับไฮโดรเจน หรือออกซิเจน กับอะเซทิลีน(acetylene) เป็นตัวให้ความร้อน แก๊สทั้งสองชนิดนี้จะผสมกันในหัวเชื่อม(torch) ในการเชื่อม จะปรับส่วนผสมของแก๊สทั้งสองในอัตราส่วนหนึ่งต่อหนึ่ง ซึ่งจะได้อุณหภูมิสูงเพียงพอที่จะละลายโลหะได้ จากนั้นจึงนำการเผาชิ้นงานที่จะเชื่อมให้ร้อน แล้วจึงใช้เปลวไฟละลายลวดเชื่อมลงไปยังรอยเชื่อมดังรูป



รูปที่ 2.3 การเชื่อมแก๊ส

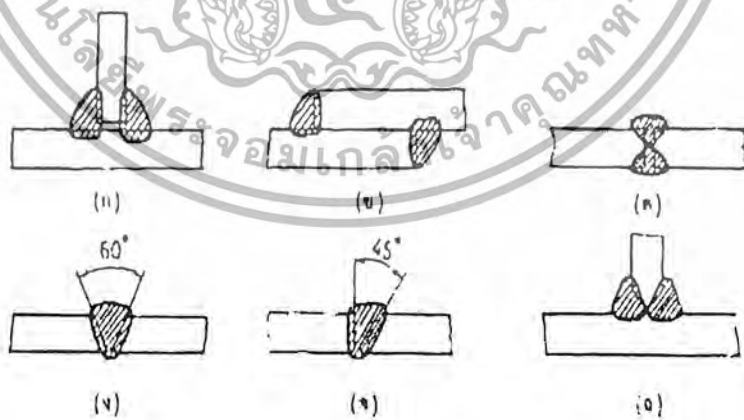
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดของรอยเชื่อม ที่นิยมใช้กันทั่วไปมี การเชื่อมมุมและการเชื่อมต่อน (butt weld) ความหนาของรอยเชื่อมมุมไม่จำเป็นต้องเท่ากับความหนาของแผ่นโลหะ และโดยปกติแล้วผิวบนของรอยเชื่อมมุมจะมีลักษณะดังเส้นประดังรูป



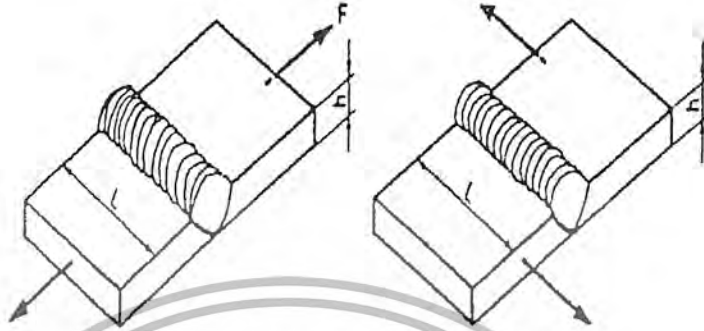
รูป 2.4 รอยเชื่อมมุม

ส่วนเกินนี้เรียกว่า ส่วนเสริม (reinforcement) ซึ่งถ้าไม่ต้องการให้มีก็อาจจะตะไบออกไปได้ ขนาดของรอยเชื่อมมุมจะบอกด้วยขนาดของขา ถ้ามีความยาวเท่าใด ซึ่งโดยทั่วไปแล้วมักเชื่อมให้มีความยาวของขาเท่ากัน ส่วนขนาดของคอ (throat) เป็นขนาดที่จะใช้ในการคำนวณซึ่งจะได้กล่าวถึงต่อไป



รูป 2.5 รอยเชื่อมชนิดต่าง ๆ

2.2.3 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร



รูป 2.6 รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร

จากรูปรอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร แสดงถึงรอยต่อชนที่รับแรงดึงและแรงเฉือน โดยปกติแล้วลวดเชื่อมจะมีความต้านแรงไม่น้อยกว่าความต้านแรงของแผ่นโลหะที่จะนำมาเชื่อมต่อกัน ดังนั้นประสิทธิภาพของรอยเชื่อมจึงอยู่ในระดับเข้าใกล้ 100% สำหรับแรงที่รอยเชื่อมในรูป รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร(ก) ควรรับได้

สามารถคำนวณได้จาก

$$F = \frac{\sigma_y Lh}{N} \quad (2.17)$$

โดยที่ N เป็นค่าความปลอดภัย

ในกรณีที่รอยต่อชนรับแรงเฉือนดังในรูป รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร (ข) แรงที่รอยเชื่อมควรได้รับสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$F = \frac{\tau_y Lh}{N} \quad (2.18)$$

ในกรณีของรูป รอยเชื่อมมุม (ก) รอยเชื่อมมักจะขาดในแนวของคอ ดังนั้นพื้นที่ที่ใช้ในการคำนวณก็คือพื้นที่ของรอยเชื่อมที่คอ ถึงแม้ว่ารอยเชื่อมจะมีส่วนเสริมหนุนขึ้นมา ซึ่งช่วยเพิ่มกำลังของรอยต่อขึ้นไปอีก แต่ก็มิให้นำมาคิดในการคำนวณหาความแข็งแรงของรอยเชื่อม จากรูป จะเห็นได้ว่า

$$t = h \cos 45^\circ = 0.707 h$$

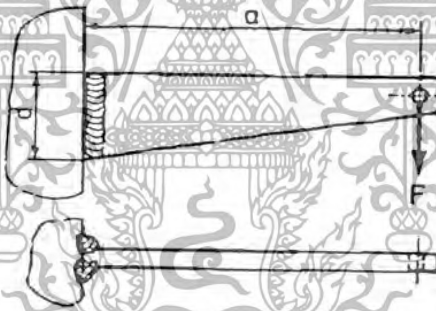
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นแรง F ที่รอยเชื่อมในรูป รอยเชื่อมมุม (ง) ควรได้รับ คือ

$$F = \frac{\tau_y \cdot 2tL}{N} \quad (2.19)$$

ในกรณีของรูป รอยเชื่อมมุม (ข) แรงกระทำตั้งฉากกับแนวรอยเชื่อม ดังนั้นจะเกิดทั้งความเค้นดึงและความเค้นเฉือนขึ้นในรอยเชื่อม นอกจากนี้การที่แรงมีได้กระทำอยู่ในแนวเดียวกัน ยังก่อให้เกิดความเค้นดัดขึ้นอีก การวิเคราะห์รอยเชื่อมอย่างละเอียดจะกระทำได้ยากมาก และก็จะไม่ให้สูตรที่เหมาะสมแก่การใช้งานอีกด้วย ในทางปฏิบัติ จะสมมติให้รอยเชื่อมขาด เนื่องจากการเฉือนที่คอ เช่นเดียวกับกรณีของรูป(ก) ดังนั้นสมการ a ก็ยังคงใช้กับกรณีหลังได้ถ้าใช้ค่าความต้านแรงดึงต่ำสุดในการออกแบบรอยเชื่อม ค่าความปลอดภัยที่แนะนำให้ใช้กับแรงชนิดอยู่นิ่งประมาณ $N = 3.75$ ถ้ามีแรงกระตุกก็ต้องเพิ่มค่าความปลอดภัยขึ้นอีก

2.2.4 การดัดในรอยเชื่อม



รูป 2.7 รอยเชื่อมรับแรงดัด

จากรูป 2.7 แสดงถึงชิ้นงานซึ่งรับแรงที่ทำให้เกิดการดัดขึ้นในรอยเชื่อม หากคำนวณหาความเค้นที่เกิดขึ้นในรอยเชื่อมต่อประเภทนี้ จะยังมีความยากลำบากกว่ารอยเชื่อมที่ได้กล่าวมาแล้ว และจะเรียกได้ว่าไม่อาจจะหาคำตอบที่แน่นอนได้ ในทางปฏิบัติจึงต้องมีการใช้ข้อมูลทดลองต่างๆ เพื่อให้สามารถทำการคำนวณได้

สำหรับรอยเชื่อมในรูป จะเกิดทั้งความเค้นดึง เนื่องจากโมเมนต์ดัด และความเค้นเฉือนตรง (direct shear) ขึ้นในรอยเชื่อม ในการคำนวณก็จะสมมติให้เกิดการแตกหักขึ้นที่คอเสมอ และยังคงสมมติให้รอยเชื่อมเป็นเส้น (weld line) อีกด้วย ทั้งนี้เพื่อความสะดวกในการหาโมเมนต์ความเฉื่อยของรอยเชื่อมในกรณีนี้

$$\text{ความเค้นเฉือน } \tau = \frac{F}{A} \quad (2.20)$$

$$\text{ความเค้นดัด } \sigma = \frac{Mc}{I} \quad (2.21)$$

โดยที่ A = พื้นที่ของคอ

$$M = Fa$$

$$c = \frac{d}{2}$$

สำหรับการหาค่า I ของรอยเชื่อม ให้พิจารณาหน้าตัดรอยเชื่อม จะได้ว่า โมเมนต์ความเฉือนรอบแกนศูนย์กลาง xx คือ

$$I = 2 \cdot \frac{1}{12} \cdot td^3$$



รูป 2.8 หน้าตัดรอยเชื่อม

ดังนั้น โมเมนต์ความเฉือนต่อหน่วยความกว้าง (unit moment of inertia) คือ

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (2.22)$$

ค่า I ของรอยเชื่อมชนิดต่างๆแสดงอยู่ในตาราง ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่า I ดังนี้

$$I = tI_u = 0.707I_u$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อคำนวณหาความเค้นดัดและความเค้นเฉือนได้แล้ว ก็ทำให้สมการหาขนาดของรอยเชื่อมได้ตามต้องการ โดยใช้ทฤษฎีความเสียหายต่างๆ สำหรับเรื่องเกี่ยวกับการเชื่อมนี้ นิยมใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดในการคำนวณ นั่นคือ

$$\tau_d = \left[\tau^2 + \left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \tag{2.23}$$

2.2.5 การบิดในรอยเชื่อม



รูป 2.9 รอยเชื่อมรับแรงบิด

เมื่อรอยเชื่อมต้องรับแรงในลักษณะดังรูปรอยเชื่อมรับแรงบิด แรงเฉือนที่เกิดขึ้นในรอยเชื่อมจะประกอบด้วยความเค้นเฉือนตรง (primary shear) อันเนื่องมาจากแรงเฉือนโดยตรง และความเค้นเฉือนบิด (secondary shear) อันเนื่องมาจากการที่แรง F ทำให้เกิดการบิดในชิ้นงานสำหรับความเค้นเฉือนตรงสามารถคำนวณได้โดยวิธีการทั่วไป คือ

$$\tau_1 = \frac{F}{A} \tag{2.24}$$

โดยที่ A เป็นพื้นที่ของคอกของรอยเชื่อมทั้งหมดที่รับแรงเฉือน และมีทิศทางตามแรงเฉือน F ส่วนความเค้นเฉือนบิด สามารถคำนวณได้โดยใช้สมมติฐานดังนี้คือ

1. ให้ O เป็นจุดศูนย์กลางของแต่ละรอยเชื่อม
2. ให้ G เป็นจุดศูนย์กลางรวมของรอยเชื่อมทั้งหมด โดยคิดให้รอยเชื่อมมีลักษณะเป็นเส้น แล้วให้คิดว่าแรง F ทำให้เกิดโมเมนต์ F_e ซึ่งพยายามหมุนชิ้นงานทั้งหมดรอบจุดศูนย์กลางรวม G

3. สมมติให้ความเค้นเฉือนบิด มีค่าแปรผันเป็นสัดส่วนโดยตรงกับระยะทางจากตำแหน่งบนรอยเชื่อมไปยังจุดศูนย์กลางรวม G ดังนั้นค่า จะมากที่สุดที่ตำแหน่งไกลจาก G ที่สุด

ให้พิจารณาพื้นที่เล็กๆ dA บนรอยเชื่อม ความเค้นเฉือนจะกระทำตั้งฉากกับระยะทาง r ดังรูป รอยเชื่อมรับแรงบิด

2.3 สปริง

สปริงเป็นชิ้นส่วนที่มีความยืดหยุ่นซึ่งมีใช้อยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป ถึงแม้ว่าชิ้นส่วนอื่น ๆ ของเครื่องจักรกลจะมีคุณสมบัติในการยืดหยุ่นเหมือนกัน แต่สปริงจะมีการยืดหยุ่นมากกว่า สปริงอาจจะมีรูปร่างต่างกันและทำจากวัสดุหลายชนิด แม้แต่ของไหล เช่น อากาศ ก๊าซ และของเหลว ก็สามารถนำมาใช้ทำหน้าที่เป็นสปริงได้ สปริงที่จะกล่าวถึงในบทนี้ส่วนมากทำจากโลหะและโลหะผสม แต่พวก

โลหะบางชนิดก็กำลังเริ่มเข้าสู่ความสนใจของนักออกแบบที่จะนำมาใช้ทำสปริง สปริงอาจจะทำหน้าที่ได้หลายประเภทดังนี้

- ใช้เป็นแหล่งพลังงานให้กับกลไกต่าง ๆ งานประเภทนี้ได้ใช้กันมาตั้งแต่ดั้งเดิมและก็ยังคงจะมีใช้กันมากต่อไปอีก เช่น ลานนาฬิกา กล้องถ่ายภาพ และของเล่น เป็นต้น
- ใช้วัดแรง เช่น ดาซิ่งสปริง ไดนาโมมิเตอร์ และอุปกรณ์รับวัดต่าง ๆ เป็นต้น
- ใช้ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลกลับกันสู่ตำแหน่งเดิม เช่น ตัวตามลูกเบี้ยว (cam followers) ก้านวาล์ว เป็นต้น
- ใช้ส่งแรงจากชิ้นส่วนหนึ่งไปยังอีกชิ้นส่วนหนึ่ง เช่น สปริงแผ่นคลัตช์ กัปปลิง เป็นต้น

2.3.1 วัสดุสำหรับลวดสปริง

จุดประสงค์ของการใช้สปริง ส่วนมากจะเป็นไปในรูปของกิริยาเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวสปริง ความเค้นที่เกิดขึ้นในสปริงขณะใช้รับแรงจะมีค่าสูงมาก ดังนั้นจึงต้องนำวัสดุที่มีความแข็งแรงสูงมาใช้ทำสปริง โดยทั่วไปเหล็กสำหรับใช้ทำสปริงจะเป็นเหล็กที่มีคาร์บอนสูงกว่า 0.5% แล้วผ่านกรรมวิธีทางความร้อนเพื่อให้มีความยืดหยุ่นสูง เนื่องจากความสามารถในการยืดหยุ่นเป็นคุณสมบัติที่สำคัญของสปริง ทั้งนี้เพื่อให้สปริงมีการยืดหดได้มากนั่นเอง นอกจากนี้แล้วยังมีวัสดุประเภทโลหะผสม เหล็กกล้าไร้สนิม และอื่น ๆ ที่ต้องใช้กับงานพิเศษ เพื่อป้องกันการกัดกร่อนหรือทนทานต่ออุณหภูมิสูง ๆ

สปริงชนิด (helical spring) ที่มีขนาดของลวดสปริงไม่เกิน 12 mm. จะใช้วิธีขดขณะเย็น (wound cold) แต่ถ้าขนาดของลวดสปริงโตขึ้นก็มักจะใช้วิธีขดขณะร้อน (wound hot) ในกรณีของลวดสปริงขนาดเล็กอาจจะนำไปผ่านกรรมวิธีทางความร้อนก่อนจะนำมาขดหรือหลังจากขดแล้วก็ได้ สปริงที่ขดขณะเย็นควรที่จะนำมาอบเพื่อคลายความเค้น (stress relieved) ที่อุณหภูมิประมาณ 260°C นานประมาณ 15 ถึง 60 นาที ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดของสปริง ขนาดของลวดสปริง สำหรับวัสดุบางชนิด สำหรับวัสดุบางชนิดดังที่จะกล่าวต่อไปนี้เป็นขนาดที่หาซื้อได้ทั่วไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. Hard-drawn wire (ASTM A227) เป็นวัสดุที่มีราคาถูกที่สุด มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 16 mm. ขดขณะเย็นได้ มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.45% ถึง 0.75% คุณภาพผิวดำกว่าวัสดุอื่น ดังนั้นไม่ควรใช้กับชิ้นงานที่ต้องการอายุการทำงานยาวนานมาก และในชิ้นงานที่ต้องการความแม่นยำในการทำงานมาก อุณหภูมิขณะใช้งานไม่ควรสูงกว่า 120°C หรือต่ำกว่า 0°C

2. Music wire (ASTM A228) ทำโดยวิธี hard-drawn แต่ใช้เหล็กกล้าที่มีคุณภาพสูง คุณภาพผิวดีเป็นพิเศษ มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.70% ถึง 1.00% ขดขณะเย็นได้ ลวดชนิดนี้เป็นลวดที่มีการใช้กันมากที่สุดในจำพวกสปริงขนาดเล็ก มีความแข็งแรงสูง และสามารถทนแรงที่กระทำซ้ำกันได้ดีมาก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.10 mm. จนถึง 6.35 mm. แต่มิให้นำไปใช้งานในที่ซึ่งอุณหภูมิสูงกว่า 120°C หรือต่ำกว่า 0°C

3. Oil-tempered wire (ASTM A229) ผลิตโดยวิธีรีดเย็น แล้วจึงชุบแข็งและอบเหนียว (tempered) มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.55% ถึง 0.75% มักใช้วิธีขดขณะเย็นแล้วอบคลายความเค้นที่อุณหภูมิประมาณ 230°C ผิวไม่สู้จะดีนักแต่ก็ดีกว่า hard-drawn wire ลวดสปริงชนิดนี้ก็มีใช้กันแพร่หลายทั่วไป เพราะราคาถูกกว่า music wire มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 16 mm. แต่ก็สามารถหาขนาดซึ่งใหญ่หรือเล็กกว่านี้ได้ อุณหภูมิที่ใช้งานอยู่ระหว่าง 0°C ถึง 180°C

4. Valve spring quality carbon steel (ASTM 230) เป็น oil-tempered wire ที่มีคุณภาพสูงสุด มีคาร์บอนผสมอยู่ระหว่าง 0.60% ถึง 0.75% มีผิวดีเป็นพิเศษเทียบเท่า music wire จึงเหมาะสำหรับใช้กับงานที่อาจจะเสียหายเนื่องมาจากความล้า มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 1.50 mm. ถึง 6.25 mm.

5. Chrome vanadium steel (ASTM 231) เป็นโลหะผสมที่นิยมใช้กันมากเมื่อโลหะอื่น ๆ ไม่สามารถที่จะทนความเค้นสูง ๆ ได้ เหมาะสำหรับรับแรงที่กระทำซ้ำกันเป็นอย่างดี รับแรงกระแทกได้ดี มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.50 mm. จนถึง 12.50 mm. มักใช้ทำสปริงสำหรับวาล์วเครื่องยนต์ของเครื่องบิน ใช้ได้ที่อุณหภูมิสูงถึง 230°C

6. Chrome silicon steel (ASTM A401) เป็นโลหะผสมที่สามารถรับแรงได้สูง และมีคุณสมบัติในการรับแรงกระแทกได้ดี ใช้งานได้ที่อุณหภูมิสูงประมาณ 250°C มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.80 mm. จนถึง 12 mm.

7. Stainless steel (chrome nickel ASTM A313 หรือ AISI 302) เป็นโลหะที่มีราคาแพง รับแรงได้สูง และสามารถทนต่อการกัดกร่อนได้ดีเหมาะสำหรับรับแรงกระแทก มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 0.20 mm. จนถึง 12.50 mm. ในการผลิตจะใช้วิธีรีดเย็นแล้วคลายความเค้นที่อุณหภูมิสูง

2.3.2 คุณสมบัติทางกลของสปริง

ค่าความต้านแรงของวัสดุที่ใช้ทำลวดสปริงจะเปลี่ยนแปลงไปตามขนาดของลวดสปริง ดังนั้นจึงอาจเขียนในรูปสมการที่ใช้หาค่าความต้านแรงของวัสดุลวดสปริงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใด ๆ ได้ ดังนี้คือ

$$\sigma_{\parallel} = \frac{A}{d^x} \quad (2.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau_{\parallel} = \frac{B}{d^3} \quad (2.26)$$

- โดยที่ σ_{\parallel} คือความต้านแรงดึงต่ำสุด
 τ_{\parallel} คือความต้านแรงเฉือนทนทาน
 d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลวดสปริงเป็น mm.

ค่าคงที่โดยประมาณของสมการที่ (2.25) และสมการที่(2.26) แสดงไว้ในตารางที่ 2.2 ค่าความต้านแรงมีหน่วยเป็น N/mm^2 และค่าต่าง ๆ เหล่านี้เป็นค่าที่เรียบเรียงมาจากหนังสือ V.M.FAIRE'S เพื่อใช้เป็นตัวอย่างข้อมูลสำหรับแบบฝึกหัด ในการคำนวณถ้ามีความจำเป็นที่จะต้องใช้สมการที่ (2.25) และสมการที่(2.26) กับลวดสปริงที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่าค่าในตารางที่ 2.2 ก็อนุโลมให้สามารถใช้ได้

ตาราง 2.2 คุณสมบัติทางกลของลวดสปริง

ชนิดของวัสดุ	ขนาดลวด (mm)	x	y	A	B
Hard - drawn wire (ASTM A227)	0.50-16.00	0.190	0.340	1780	560
Music wire (ASTM A228)	0.10-6.35	0.154	0.154	2150	565
Oil - tempered wire (ASTM A229)	0.50-16.00	0.190	0.340	1855	560
Valae spring steel (ASTM 230)	1.50-6.25	0.100	0.150	1730	515
Cr-V steel (ASTM 231)	0.50-12.50	0.166	0.150	1976	515
Cr-Si steel (ASTM A401)	0.80-12.00	0.107	0.150	1965	515
Stainless steel (ASTM A313)	0.20-12.50	0.140	0.170	1840	360

สำหรับค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นและโมดูลัสเฉือนของวัสดุในตารางที่ 2.2 ให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ (ยกเว้นเหล็กกล้าไร้สนิม)

$$E = 200 \text{ kN/mm}^2$$

$$G = 80 \text{ kN/mm}^2$$

สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิมให้ใช้

$$E = 180 \text{ kN/mm}^2$$

$$G = 70 \text{ kN/mm}^2$$

ค่าต่าง ๆ ที่ได้แสดงอยู่ในตารางที่ 2.2 เป็นเพียงแต่ค่าโดยประมาณเพื่อใช้ประกอบในการคำนวณเกี่ยวกับสปริงชนิดในบดนั้นเท่านั้น ในการทำงานจริงผู้ออกแบบควรจะสอบถามค่าที่แน่นอนจากผู้ผลิตโดยตรง

สำหรับค่าความต้านแรงเฉือนครากให้ใช้ค่าประมาณ

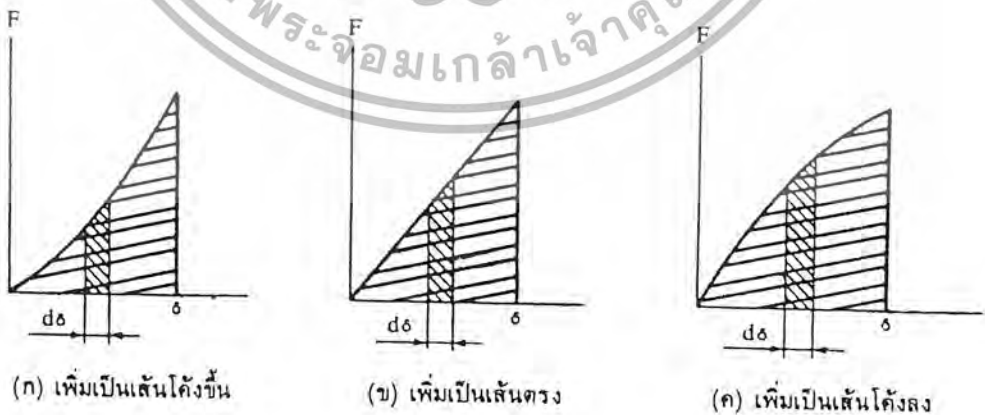
$$\tau_y = 0.60\sigma_u \text{ สำหรับวัสดุทั่วไป}$$

$$\tau_y = 0.47\sigma_u \text{ สำหรับเหล็กกล้าไร้สนิม}$$

2.3.3 พลังงานที่เก็บโดยสปริง

สปริงทุกชนิดสามารถเก็บพลังงานเอาไว้ในตัวเองได้ในรูปของพลังงานศักย์ การออกแบบและเลือกสปริงมาใช้กับงานจำนวนมาก จะต้องพิจารณาถึงความสามารถในการเก็บพลังงานของสปริง บางครั้งผู้ออกแบบอาจจะสนใจที่จะเก็บพลังงานไว้ในสปริงให้มากที่สุด โดยใช้เนื้อที่น้อยที่สุด หรืออาจจะสนใจความสามารถในการรับแรงกระแทก เป็นต้น ปริมาณพลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงคำนวณได้โดยพิจารณาคุณลักษณะของสปริงแต่ละประเภท ซึ่งอาจจะแบ่งออกได้เป็นสปริงแบบเส้นตรง (linear) และแบบไม่ใช่เส้นตรง(nonlinear) สปริงแบบเส้นตรงมีความสัมพันธ์ระหว่างแรงและการบิดหดของสปริงใน ลักษณะของเส้นตรงดังรูปที่ 2.10(ข) สำหรับสปริงแบบไม่ใช่เส้นตรงยังแบ่งออกได้เป็นแบบเพิ่มเป็นเส้นโค้งขึ้น(progressive) และเพิ่มเป็นเส้นโค้งลง(degressive) ดังรูปที่ 2.10(ก) และรูปที่ 2.10(ค) พลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงก็คืองานภายใต้พื้นที่แรงง ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$U = \int Fd\delta \tag{2.27}$$



รูปที่ 2.10 คุณลักษณะของสปริง

สำหรับสปริงที่มีความแข็งคงที่ เช่น สปริงชด พลังงานที่เก็บอยู่ในสปริงจะเป็นดังรูปที่ 2.11(ข) ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$U = \frac{1}{2}F\delta = \frac{1}{2}k\delta^2 \quad (2.28)$$

ถ้าให้ปริมาตรของเนื้อสปริงโดยประมาณเท่ากับ

$$V = \left[\frac{\pi}{4} d^2 \right] (\pi D n) \quad (2.29)$$

พลังงานที่เก็บอยู่ในรูปสปริงบางส่วนจะสูญเสียไปในรูปของพลังงานความร้อน ดังนั้นงานที่จะได้กลับคืนมาจากสปริงก็จะน้อยกว่างานที่ใช้กับสปริง ซึ่งเรียกว่าเกิดการดูดซึม (damping) สปริงบางชนิดก็ต้องการทำให้เกิดการดูดซึมเพื่อขจัดพลังงานที่สปริงได้รับเข้ามาบางส่วน เช่นสปริงที่ล้อรถยนต์ เป็นต้น



รูปที่ 2.11 การสูญเสียพลังงานเนื่องจากการดูดซึม

พิจารณารูปที่ 2.11 จะเห็นได้ว่าพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 0 ถึง 1 เป็นพลังงานที่สปริงได้รับ แต่สปริงจะให้พลังงานกลับคืนมาเท่ากับพื้นที่ใต้เส้นโค้ง 0 ถึง 2 ดังนั้นพื้นที่ 012 คือพลังงานที่สูญเสียไปเนื่องจากการดูดซึม สำหรับสปริงที่ทำจากโลหะการสูญเสียพลังงานจะมีค่าน้อยมาก ทั้งนี้เพราะการดูดซึมซึ่งเกิดจากความเสียดทานภายในตัวสปริงเองมีค่าน้อย สำหรับสปริงแหวนรถยนต์ซึ่งต้องการใช้ดูดพลังงานจากการกระแทกนั้นมีจำนวนแผ่นติดกันหลายแผ่น ฉะนั้นความเสียดทานภายนอกที่ผิวสัมผัสระหว่างใบของสปริงแหวนแต่ละแผ่น จึงมีค่ามากเพียงพอที่จะใช้งานในด้านที่ต้องการให้เกิดการดูดซึมได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.4 สปริงชนิดแบบบิด

สปริงชนิดแบบบิด (helical torsion spring) ใช้รับแรงบิดรอบแกนของสปริง เช่น สปริงที่สตาร์ทเตอร์ของรถยนต์ สปริงที่บานประตู เป็นต้น จะเห็นได้ว่าความเค้นในสปริงส่วนใหญ่จะเป็นความเค้นดัด ซึ่งแตกต่างกับสปริงชนิดแบบกดหรือแบบดึง ซึ่งความเค้นส่วนใหญ่ที่เกิดขึ้นเป็นความเค้นเฉือน

ค่าความแข็งดัดของสปริงชนิดแบบบิด คือ โมเมนต์ที่ต้องใช้ในการทำให้สปริงขดขมวดเข้าไปเป็นมุมหนึ่งหน่วย ดังนั้น

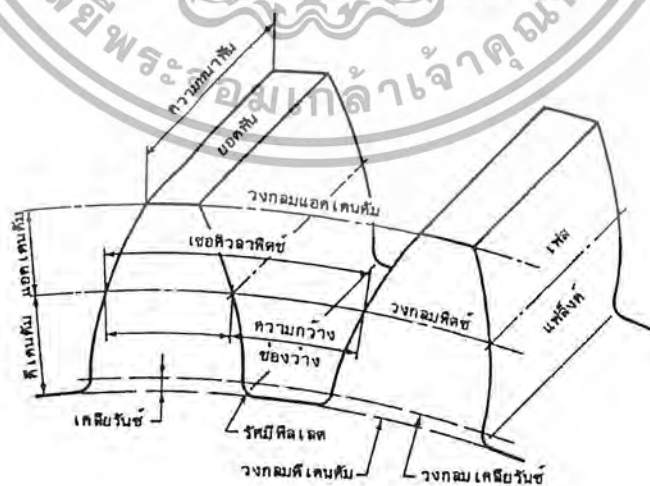
$$\text{ค่าความแข็งดัดของสปริง} \quad k = \frac{M}{\theta} = \frac{T}{\theta} \quad \text{N.m / rad} \quad (2.30)$$

2.4 เฟืองตรง

เฟืองตรง (spur gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเฟืองหนึ่งไปยังอีกเฟืองหนึ่งที่ขนานกันส่วนมากเฟืองขับ (driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (driven gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พินเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้ เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังคงใช้ระบบหน่วยอังกฤษอยู่เป็นส่วนใหญ่ ซึ่งก็จำเป็นต้องการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลที่ชำรุดเสียหาย ฉะนั้นเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษก็ยังคงจะต้องผลิตออกมาเป็นเวลานาน ดังนั้นในบทนี้จึงจะกล่าวถึงการออกแบบ หรือการเลือกขนาดเฟือง ทั้งในระบบอังกฤษ และในระบบหน่วยเอสไอ (SI) ควบคู่กันไป

2.4.1 ค่าจำกัดความ

ในการให้ค่าจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆของเฟืองให้พิจารณารูป 2.12 ดังต่อไปนี้



รูป 2.12 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วงกลมพิตช์ (pitch circle) เป็นมิติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟือง ด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (pitch diameter) ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์

เซอร์คิวลาพิตช์ (circular pitch) p เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนพื้นเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนพื้นถัดไป จากรูป 2.12 จะเห็นได้ว่าระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน

โมดูล (module) m เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดูลคือมิลลิเมตร โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ

ไดอะเมทริคัลพิตช์ (diametral pitch) p เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะเมทริคัลพิตช์ นี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนแปลงให้เป็นระบบหน่วยเอสไออยู่ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์จึงใช้บอกเป็นนิ้ว

แอดเดนดัม (addendum) a หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟัน (top land) ถึงวงกลมพิตช์

ดีเดนดัม (dedendum) d หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างโคนฟัน (bottom land) ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

เคลียร์นซ์ (clearance) c ในการที่เฟืองสองอันขบกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่า แอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้นผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้ เรียกว่าเคลียร์นซ์ (ดูรูป 2.12 ประกอบ)

แบ็คแลช (backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการขับด้วยเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขับจะหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไปแบ็คแลช นี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอทั้งนี้ เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่นและเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเพื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปปร่างของฟันเฟือง

ความหนาของฟัน (face width) b คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง

แฟล็งก์ (flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม

อัตราทด (velocity ratio) m คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตามถ้าให้ “1” และ “2” แทนเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับจากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_w = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.31)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุม, rad / s
 n = ความเร็วรอบ, rpm
 d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์, mm หรือ in
 N = จำนวนฟัน

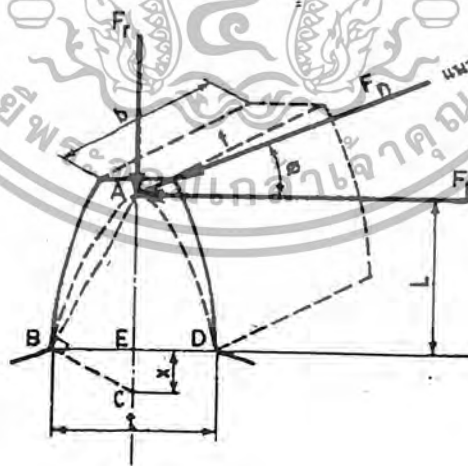
อัตราส่วนเฟือง (gear ratio) m_g คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของเฟืองเป็นตัวขับเคลื่อน

$$m_g = m_\omega = \frac{N_2}{N_1}$$

2.4.2 ความเค้นในฟันเฟืองตรง

การออกแบบเฟืองเป็นปัญหาที่ค่อนข้างยาก ทั้งนี้เพราะการออกแบบขั้นต้นต้องกระทำแบบใช้การทดลอง การออกแบบขนาดของฟันเฟืองมีอยู่หลายวิธี ที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็คือการใช้สมการของลูอิส (Lewis)

ลูอิสได้หาสมการสำหรับการคำนวณขนาดของฟันเฟือง โดยสมมติให้ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (cantilever beam) และรับแรงดังในรูป 2.16 ถ้าคิดให้แรงกระทำที่ปลายฟันไปตามแนวแรงกด ซึ่งสามารถแยก F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสมันตลอดความหนาของฟัน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของฟัน โดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_D



รูปที่ 2.13 ตัวประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จากสมการความเค้นในคาน

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{MC}{I} = \frac{(F_b L)(t/2)}{bt^3/12} \\ &= \frac{6F_b L}{bt^2}\end{aligned}$$

หรือ
$$F_b = \frac{\sigma bt^2}{6L} \quad (2.32)$$

ในการออกแบบคานที่ดี ความเค้นควรจะเท่ากันตลอดทุกหน้าตัดของคาน ถ้าให้พื้นเฟืองในรูป 2.13 มีความเค้นคงที่ ($\sigma =$ ค่าคงที่) และเนื่องจากความหนาของเฟือง เท่ากันตลอด ดังนั้นสมการ จะเขียนได้เป็น

$$L = \frac{\sigma}{6} (\text{ค่าคงที่}) (t^2) \quad (2.33)$$

จากสมการ (2.32) จะเห็นได้ว่า พื้นเฟืองจะต้องมีรูปร่างเป็นพาราโบลา ดังเส้นประในรูป 2.13 แต่ในเฟืองอินวอลูตเนื้อโลหะจะเพิ่มขึ้นจากรูปพาราโบลาดังในรูป 2.13 ดังนั้นในพื้นเฟืองที่ใช้งานอยู่จริง ความเค้นสูงสุดจะเกิดขึ้นที่หน้าตัด BED

จากรูปสามเหลี่ยมคล้าย ABE และ BCE จะได้ว่า

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad \text{หรือ} \quad L = \frac{t^2}{4x}$$

เมื่อแทนค่า L นี้ลงในสมการ (2.32) จะเห็นได้ว่า

$$F_b = \sigma b \left(\frac{2x}{3p} \right) p$$

โดยที่ p เป็นเซอกิวลาพิตซ์ และค่า $\frac{2x}{3p}$ เรียกว่า ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส (Lewis form factor) ใช้แทนด้วย y จึงทำให้เขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \sigma b y p \quad (2.34)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษใช้บอกด้วยโคอะมิทริลพิทช์ P ซึ่ง $p = \pi/P$ ดังสมการ (2.34) จึงเขียนได้เป็น

$$F_b = \frac{obY}{P} \quad (2.35)$$

โดยที่ $Y = \pi y$ เป็นตัวประกอบรูปแบบของลูอิส เช่นกัน

สำหรับในระบบหน่วยเอสไอ ใช้บอกขนาดของเฟืองด้วยโมดูล ดังนั้น

$$F_b = obYm \quad (2.36)$$

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของฟันเฟือง และหาค่าได้จากตารางค่าตัวประกอบแบบของลูอิส เนื่องจากแรงที่กระทำกับฟันเฟืองเป็นแบบกระทำซ้ำกันและมีความถี่ตามความเร็วของเฟือง ดังนั้นเฟืองจึงแตกหักโดยผลจากความล้า (fatigue) เสียส่วนใหญ่ เพราะฉะนั้นค่าความเค้นใช้งาน σ ในสมการ (2.34) (2.35) และ (2.36) จึงต้องเป็นความต้านแรงทนทาน (endurance strength) ดังในตาราง ค่าความเค้นสถิติใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส ซึ่งแสดงค่าความเค้นใช้งานสำหรับวัสดุชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ทำเฟือง

ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบเฟืองให้มีอัตราส่วนการขบอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.6 ดังนั้นในขณะที่แรงกระทำอยู่ที่ปลายฟันเฟืองฟันหนึ่ง ฟันคู่ถัดไปก็ยังคงสัมผัสกันอยู่ ฉะนั้นแรงทั้งหมดจึงมิได้กระทำที่ปลายฟันเฟืองเพราะมีฟันเฟืองเพราะมีฟันคู่อื่นช่วยรับแรงอยู่ด้วย ในขณะที่เฟืองหมุนไปแรงที่ปลายฟันจะค่อย ๆ เคลื่อนลงมาจนถึงกลางฟัน ฟันอีกคู่หนึ่งจึงผละออกจากกัน ด้วยเหตุนี้เองแรงทั้งหมดจึงกระทำต่อฟันเฟืองใกล้กับกลางฟัน (ยกเว้นในกรณีที่ $m_e \leq 1$) จากการทำงานของฟันเฟืองดังกล่าวมานี้ ทำให้ไม่สามารถที่จะตัดสินลงไปได้ว่า เมื่อใดความเค้นในฟันเฟืองจึงมากที่สุด สำหรับการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานทั่วไปแล้ว มักจะสมมติให้แรงทั้งหมดกระทำที่ปลายฟัน ส่วนชิ้นงานที่ต้องการคำนึงถึงขนาดและน้ำหนักเป็นสำคัญแล้ว มักจะใช้การคำนวณโดยคิดให้แรงกระทำใกล้กับกลางฟันเฟือง

ตามทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของฟันเฟืองดังกล่าวมาแล้ว ได้ละทิ้งแรง F_r ในรูป 2.13 ที่กดฟันอยู่ แรงนี้จะทำให้เกิดความเค้นอัดเพิ่มขึ้นในฟัน ซึ่งเมื่อรวมกับความเค้นเนื่อง

ตาราง 2.3 ค่าตัวประกอบรูปแบบของอิต

จำนวน คู่	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำที่กึ่งกลาง			
	14½°FD		20°FD		20°Stub		25°		14½°FD		20°FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083						
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092						
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.242	0.077	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.258	0.082	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.270	0.086	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.286	0.091	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.298	0.095	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.311	0.099	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.324	0.103	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.336	0.107	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.349	0.111	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.365	0.116	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.377	0.120	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.403	0.128	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.415	0.132	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.428	0.136	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.438	0.138	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.449	0.140	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.462	0.141	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.478	0.143	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.491	0.144	0.544	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.508	0.146	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.520	0.147	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.534	0.148	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.547	0.149	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.562	0.150	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.578	0.151	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.594	0.152	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.610	0.153	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.627	0.154	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.645	0.155	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.663	0.156	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.683	0.157	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.704	0.158	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.726	0.159	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.749	0.160	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.773	0.161	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.798	0.162	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.824	0.163	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.851	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.879	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จำนวน คู่	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้กึ่งกลาง			
	14 $\frac{1}{2}$ °FD		20°FD		20°Stub		25°		14 $\frac{1}{2}$ °FD		20°FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.531	0.169	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.538	0.171	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.550	0.175	0.650	0.207	0.801	0.255
แร็ค	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.568	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

ตาราง 2.4 ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการลูอิส

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
เหล็กหล่อสีเทา			
ASTM 25	8	55	174
ASTM 35	12	82	212
ASTM 50	15	103	223
เหล็กกล้าหล่อ (คาร์บอนตัว)			
0.2% C ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
0.2% C WQT	25	172	250
เหล็กกล้าคาร์บอนตีขึ้น (forged)			
SAE 1020 case hardened และ WQT	18	124	156
SAE 1030 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
SAE 1035 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	23	159	190
SAE 1040 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	25	172	202
SAE 1045 ไม่ผ่านการรมวิธีทางความร้อน	30	207	215
SAE 1045 ชุบแข็งโดย WQT	32	220	205
SAE 1050 ชุบแข็งโดย OQT	35	241	223
เหล็กกล้าผสม			
SAE 2320 case hardened และ WQT	50	345	225
SAE 2345 ชุบแข็งโดย OQT	50	345	475
SAE 3115 case hardened และ OQT	37	255	212
SAE 3145 ชุบแข็งโดย OQT	53	365	475
SAE 3245 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4340 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4640 ชุบแข็งโดย OQT	55	379	475

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
SAE 6145 ชุบแข็งโดย OQT วัสดุที่มีทองแดงเป็นส่วนผสม	67.5	465	475
SAE 43 (ASTM B 147-52.8 A) (แมงกานีสบรอนซ์)	20	138	100
SAE 62 (ASTM B 143-52.1 A) (gun metal)	10	69	80
SAE 65 (ASTM B 144-52.3 C) (ฟอสเฟอรับรอนซ์)	12	82	100
SAE 68 (ASTM B 148-52.98) (อลูมิเนียมบรอนซ์ ผ่านกรรมวิธี ทางความร้อน)	22	152	180
อโลหะ Bakelite, Micarta, Celeron	8	55	

หมายเหตุ

WQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำแล้วเทมเปอร์ (temper)

OQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำมันแล้วเทมเปอร์

จากแรง F_b แล้ว (แรง F_b ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในพื้น) จะเป็นผลให้ความเค้นด้านหนึ่งของพื้นลดลงและความเค้นอัดในอีกด้านหนึ่งของพื้นเพิ่มขึ้น เนื่องจากวัสดุส่วนมากที่ใช้ทำเฟืองสามารถรับแรงอัดได้มากกว่าแรงดึง ฉะนั้นแรง F_b ที่กระทำไปนี้ จึงช่วยให้เฟืองสามารถรับแรงได้สูงขึ้นอีก อีกประการหนึ่งก็คือ ความกล้าที่เกิดขึ้นมักจะมีในพื้นด้านที่รับแรงดึง ดังนั้นการลดความเค้นดึงทางด้านนี้จึงทำให้พื้นแข็งแรงขึ้นอีก

2.5 โช้

การขับด้วยโช้มีโช้อยู่มากทางด้านงานเครื่องจักรกล เนื่องจากมีลักษณะคล้ายกับการขับด้วยสายพาน โช้จะคล่องอยู่กับล้อโช้หรือเฟือง (sprocket) ซึ่งติดอยู่บนเพลาชับและเพลาดาม อัตราทดของการขับจะขึ้นอยู่กับขนาดของเฟืองโช้ทั้งสอง และการขับด้วยโช้จะไม่มีการสลลปเกิดขึ้นระหว่างโช้กับเฟืองโช้

เนื่องจากการขับด้วยโช้มีความไวใจได้และถูกต้องตามหลักเศรษฐศาสตร์ จึงนิยมใช้มาก เช่นในการส่งกำลังในเรือ เครื่องยนต์ เครื่องจักรกลการเกษตร เครื่องมือกล เครื่องทอผ้า และเครื่องจักรกลงานไม้ เครื่องพิมพ์ และในการขนส่งและขนถ่ายวัสดุ

การขับด้วยโช้มีข้อดีอยู่ระหว่างการขับด้วยสายพานและการขับด้วยเฟือง ทางด้านราคา สมรรถนะในการส่งกำลังและการบำรุงรักษา โช้สามารถขับได้ในระยะทางไกลกว่าสายพาน และขับได้พร้อมกันหลาย ๆ เลา ซึ่งมีทิศทางหมุนตามกันหรือสวนทางกันได้

ข้อดีของการขับเคลื่อนด้วยโซ่

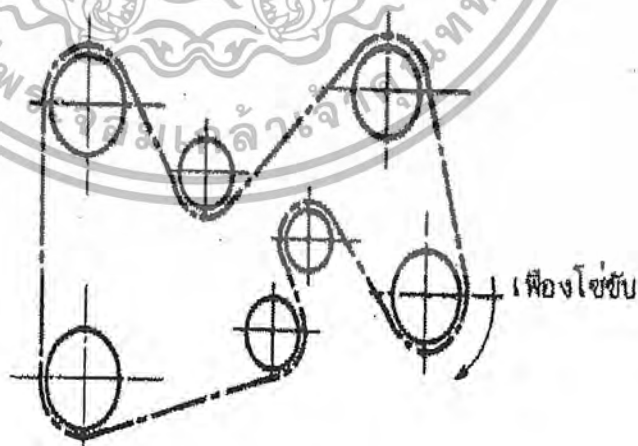
1. ในการติดตั้งไม่ต้องการความเที่ยงตรงเท่ากับเฟือง
2. ไม่จำเป็นต้องมีแรงดึงชั้นต้นในโซ่ด้านตึงเหมือนกับสายพาน ทำให้อายุใช้งานของแบร์ริงที่รองรับเพลามากขึ้น
3. ไม่มีการสลิปในขณะที่ส่งกำลังเหมือนสายพาน ทำให้ได้อัตราทดที่แน่นอน
4. มีขนาดกะทัดรัดกว่าสายพาน เมื่อใช้งานด้วยอัตราทดเท่ากัน เฟืองโซ่จะมีขนาดเล็กกว่าล้อสายพาน และถ้าต้องการส่งกำลังเท่ากัน ความกว้างของโซ่จะน้อยกว่าสายพาน
5. ติดตั้งง่ายกว่าสายพานเพราะเพียงแต่คล้องเข้ากับเฟืองโซ่แล้วสอดสลักเข้าไปเท่านั้น
6. ใช้งานได้ดีกับอุณหภูมิ บริเวณที่มีความชื้นและฝุ่นละออง

ข้อเสียของการขับเคลื่อนด้วยโซ่

1. มีเสียงดัง
2. เนื่องจากความเร็วรอบสูงจะมีอันตรายเมื่อโซ่ขาด
3. ไม่มีความอ่อนตัวในการส่งกำลัง เผลาจะต้องขนานกัน
4. ส่งกำลังแบบครอสไดรฟ์ไม่ได้
5. มีราคาแพงกว่าการขับเคลื่อนด้วยสายพาน
6. ต้องมีการหล่อลื่น

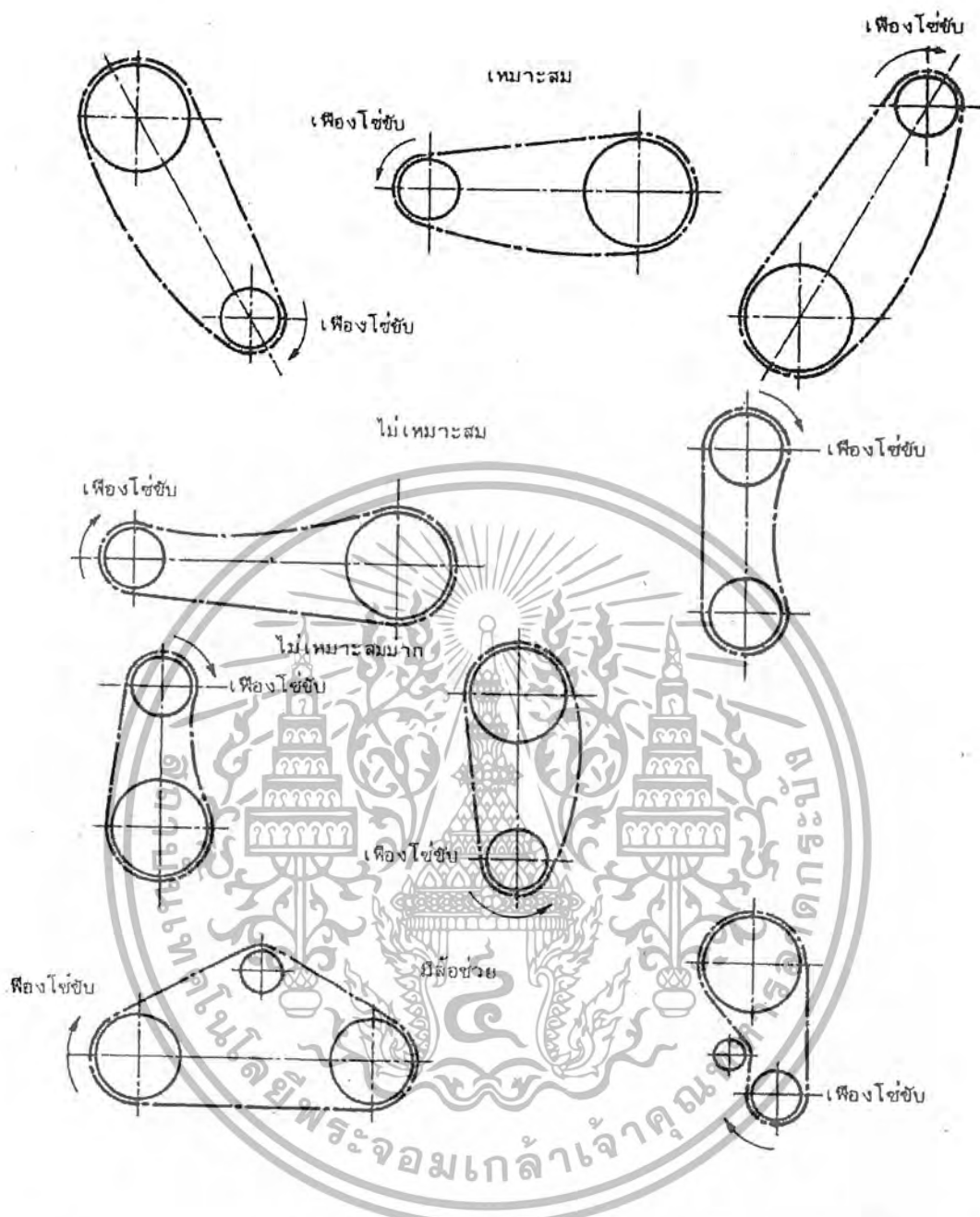
การใช้งาน

จากรูป 2.14 และ 2.15 จะพบว่าในการขับเคลื่อนด้วยโซ่อาจขับเคลื่อนเพียงหนึ่งเฟืองโซ่



รูป 2.14 แสดงการขับเคลื่อนหลายเพลลาโดยการใช้โซ่เพียงหนึ่งเส้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.15 แสดงการวางเฟืองโซ่สองเฟืองที่ขั้วกันอย่างเหมาะสมและไม่เหมาะสม เพลาเฟืองโซ่อยู่ในแนวระดับ

หรือหลายเฟืองโซ่ก็ได้ และอาจหมุนในทิศทางเดียวกันกับเฟืองโซ่ขับหรือสวนทางกันได้ แต่อย่างไรก็ตามมีข้อสมมติฐานว่าเฟืองโซ่จะต้องอยู่ในระนาบเดียวกันและเพลาจะต้องขนานกัน และอยู่ในแนวระดับ ด้วยความเร็วรอบของเฟืองโซ่สามารถใช้ได้ถึง 20-25 m/s

สิ่งจำกัดในการส่งกำลังด้วยโซ่เมื่อใช้งานด้วยความเร็วปานกลางจนถึงความเร็วสูงก็คือ การสั่นหรือของข้อต่อ และความต้านแรงล้า (fatigue strength) ของวัสดุชิ้นส่วนโซ่ นอกจากนี้แล้ว ถ้าใช้งานด้วยความเร็วสูงจะต้องคำนึงถึงแรงที่จะเกิดขึ้นในโซ่ เนื่องจากแรงหนีศูนย์กลาง ในการขับโดยโซ่โซ่หลายเส้นขนานกันเป็นสองชั้น (double-strand) หรือสามชั้น (triple-strand) อาจทำให้แรงที่กระทำกับโซ่ไม่กระจายไปเท่า ๆ กัน ตลอดความกว้างของโซ่ และถ้าหล่อลื่นไม่ดีพอ ก็จะเป็นสาเหตุประการสำคัญที่ทำให้โซ่สึกหรอได้มาก

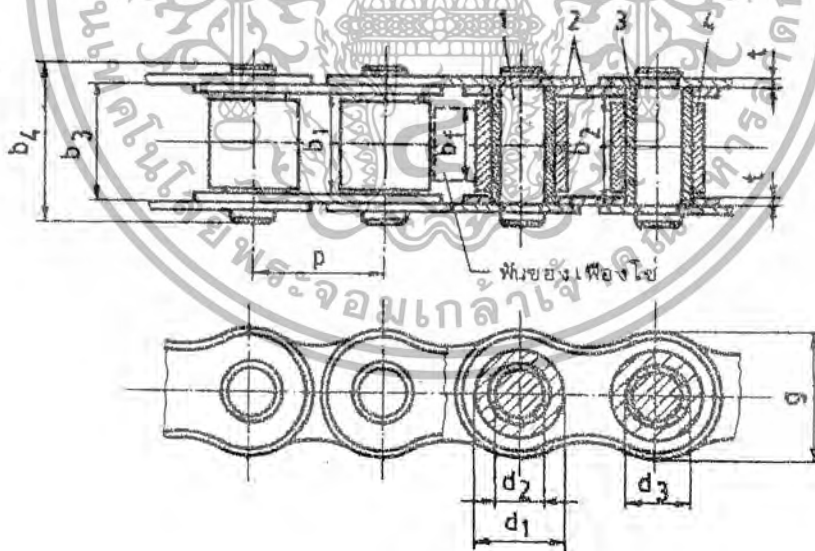
โซ่ที่คล้องอยู่บนเฟืองโซ่จะมีลักษณะคล้ายรูปหลายเหลี่ยมบนเฟืองโซ่ (ซึ่งจะกล่าวถึงในภายหลัง) ทำให้แกนของแรงในแนวสัมผัส กับเฟืองโซ่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลาที่ส่งกำลัง นอกจากนี้ ในระหว่างที่โซ่เคลื่อนที่เข้าหา และเคลื่อนออกจากเฟืองโซ่ ข้อต่อโซ่แต่ละข้อจะเกิดการหมุนเทียบกับข้อต่อโซ่ข้างเคียงเป็นมุม 2α การหมุนนี้จะทำให้เกิดความเสียดทานขึ้น เป็นผลทำให้สูญเสียกำลังและโซ่สึกหรอ ผลต่อมาก็คือระยะพิชชิ่งของโซ่เพิ่มขึ้นจนอาจหลุดออกจากเฟืองโซ่ได้

2.5.1 ชนิดของโซ่

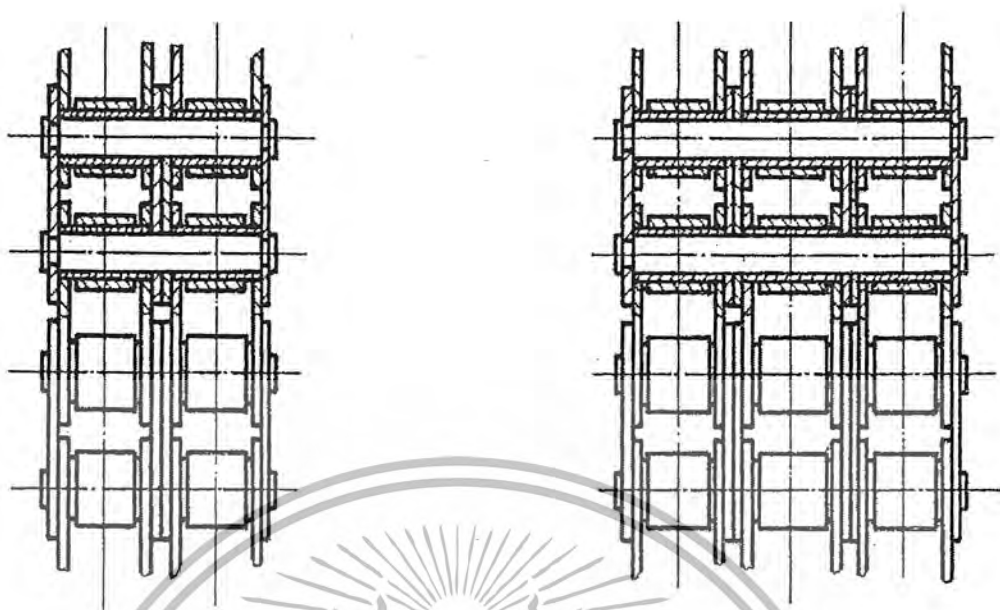
โซ่แบ่งออกเป็นชนิดใหญ่ๆ ได้ 3 ชนิด คือ

2.5.1.1 โซ่โรลเลอร์ (roller chains)

โซ่ชนิดนี้ประกอบด้วยแผ่นต่อ (link) ด้านในและด้านนอกยึดติดด้วยกันด้วยสลัก และบุช (bushes) โรลเลอร์กลวงสวมอยู่กับบุช ดังรูป 2.16 เมื่อใช้รับแรงมากอาจใช้แบบสองชั้น และสามชั้น ดังรูป 2.17

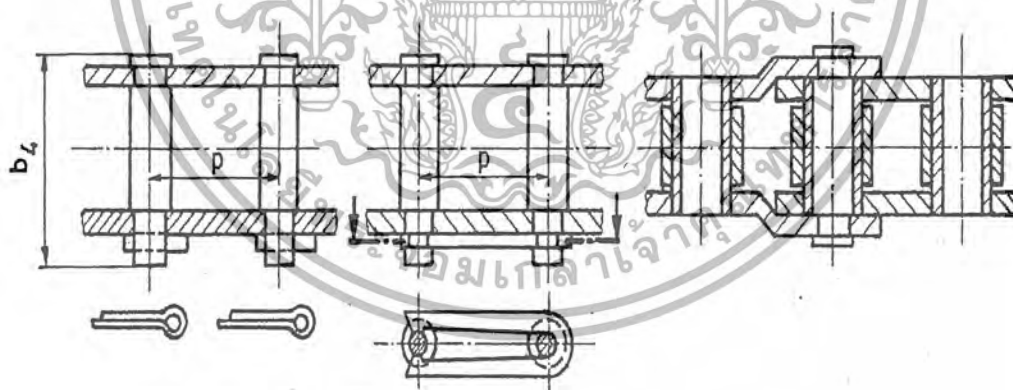


รูป 2.16 โซ่โรลเลอร์ : 1 สลัก , 2 แผ่นต่อด้านนอกและด้านใน , 3 บุชที่อัดแน่นกับแผ่นต่อด้านใน, 4 โรลเลอร์หมุนได้อิสระบนบุช 3



รูป 2.17 โช้โรลเลอร์สองชั้นและสามชั้น

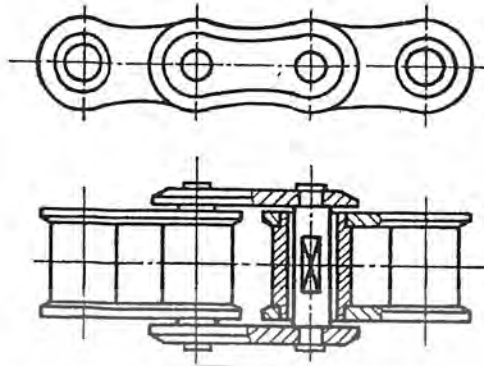
ที่ปลายต่อกันของโช้อาจใช้อุปกรณ์ในการต่อดังรูป 2.18



รูป 2.18 ข้อต่อสำหรับโช้โรลเลอร์ จากด้านซ้ายต่อกด้วยคอตเตอร์พิน ต่อกด้วยสปริงรูปตัวยู และต่อกด้วยข้อต่อแบบพิเศษ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5.1.2 โซ่บุช (bushed chains)

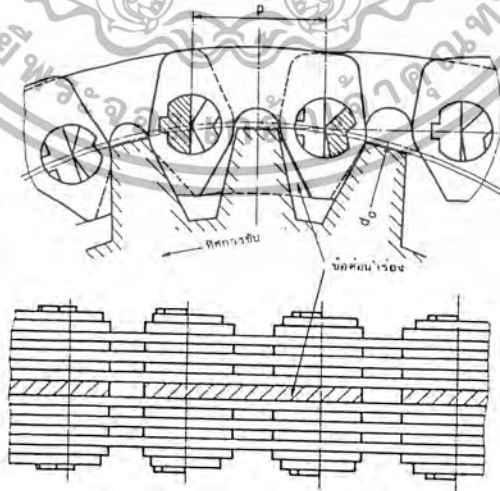


รูป 2.19 โซ่บุช

โซ่ชนิดนี้แตกต่างกับโซ่โรลเลอร์ที่ตรงที่ไม่มีโรลเลอร์ (รูปที่ 2.19) ดังนั้นจึงสามารถออกแบบให้บุชและสลักมีขนาดใหญ่ได้มากกว่าโซ่โรลเลอร์ โดยที่ระยะพิศัยเท่ากัน โซ่บุชจึงรับแรงได้มากกว่าและแข็งแรงกว่า แต่เนื่องจากการใช้งานจะเกิดเสียงดัง และการสึกหรอมาก โดยทั่วไปแล้วจึงนิยมใช้โซ่โรลเลอร์มากกว่าโซ่บุช

2.5.1.3 โซ่ฟัน (toothed chains)

โซ่ชนิดนี้อาจเรียกว่า silent chain ก็ได้ โซ่ฟันประกอบด้วยแผ่นต่อหลายแผ่นเรียงซ้อนกันและยึดกันด้วยสลักดังรูป 2.20 แผ่นต่อแต่ละแผ่นจะมีฟันสองฟัน ในขณะที่ส่งกำลัง

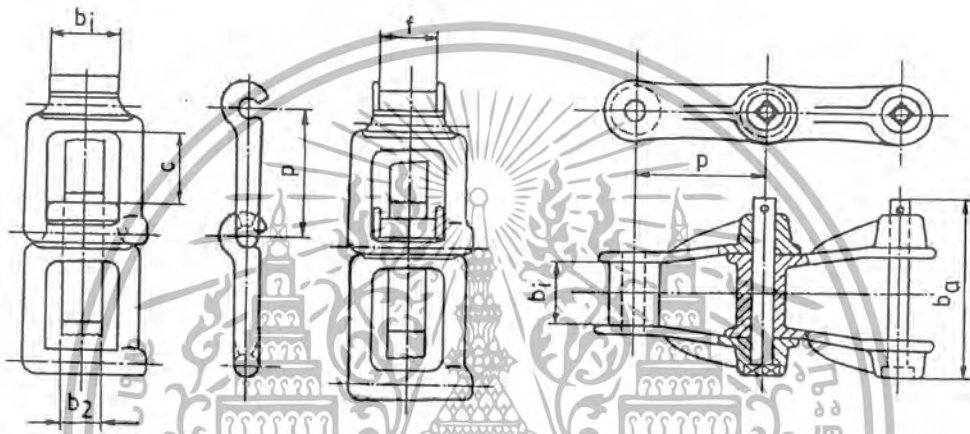


รูป 2.20 โซ่ฟัน

ข้อต่อโซ่จะทำหน้าที่เป็นจุดหมุนของข้อโซ่ ทำให้โซ่แนบสนิทกับฟันบนเฟืองโซ่ จึงมีการสึกหรอน้อย ซึ่งเฟืองโซ่ควรมีฟันไม่น้อยกว่า 12 ฟัน โซ่ฟันใช้ขับเคลื่อนด้วยความเร็วสูงกว่าโซ่โรลเลอร์ทำงานได้โดยเกือบจะไม่มีเสียงดัง แต่จะมีน้ำหนักมากกว่าโซ่โรลเลอร์ ราคาแพงกว่า และต้องการให้มีการบำรุงรักษาที่ดีกว่าโซ่โรลเลอร์

2.5.1.4 โซ่ชนิดอื่น

เมื่อใช้ส่งกำลังด้วยความเร็วต่ำ (ไม่เกิน 2 m/s) หรืองานที่ไม่ต้องการความแม่นยำนัก เช่น ในการขับเคลื่อนจักรกลการเกษตร ก็มักใช้โซ่ที่มีลักษณะเป็นพิเศษดังรูป 2.21

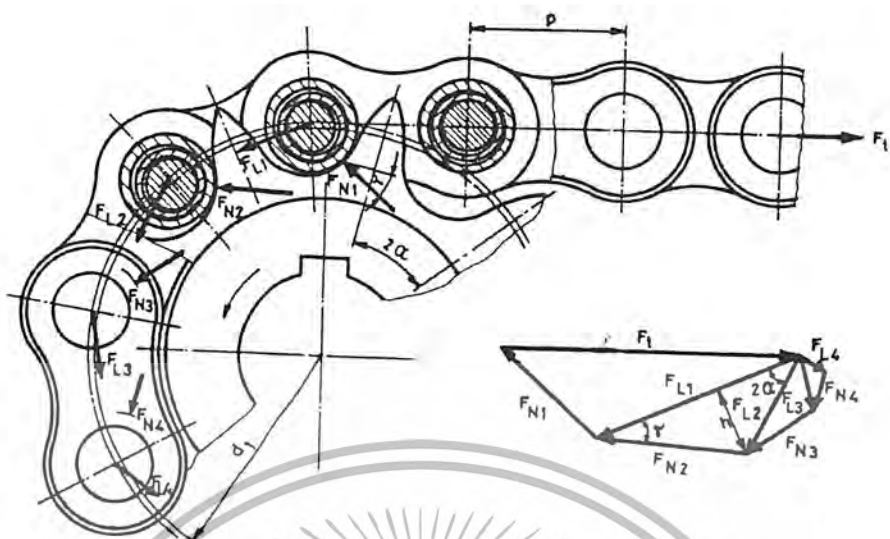


รูป 2.21 โซ่ชนิดอื่น (ก) detachable joint chain (ข) steel pin chain

2.5.2 การส่งกำลัง

ในขณะส่งกำลังแรงในแนวเส้นสัมผัส F_L ที่เกิดจากโซ่กระทำกับฟันเฟืองโซ่ มีลักษณะดังรูป 2.22 ซึ่งเห็นได้ว่าแรงตามแนวยาวของโซ่ F_L จะลดลงจากฟันหนึ่งไปยังอีกฟันหนึ่ง แผนภาพของแรงในรูป 2.22 สร้างขึ้นได้โดยถือว่าที่ข้อต่อทุกข้อ ผลรวมของแรงบนข้อต่อตามแนวยาว F_L และในแนวตั้งฉาก F_N จะต้องเท่ากับศูนย์ จะเห็นได้ว่าถ้ามุมสัมผัสของโซ่กับเฟืองมีค่าน้อย และมุมกด γ มีค่ามาก จะมีแรงเหลืออยู่ในโซ่ทางด้านหย่อนมาก (คือแรง F_{L4} ดังรูป 2.22)

แรงตามแนวยาวของโซ่ F_L เป็นแรงที่ทำให้โซ่ยืด ถ้ามีค่าน้อยโซ่ก็จะยืดน้อยลง มุมที่ข้อต่อโซ่หมุนไปในขณะขับเคลื่อนโดยเฟืองโซ่มีค่าเท่ากับ 180 องศาหารด้วยจำนวนฟัน Z ของเฟืองโซ่ ดังนั้นถ้าเฟืองโซ่มีจำนวนฟันน้อย มุมหมุนของข้อต่อโซ่จะมีมาก ทำให้เกิดการสึกหรอที่มุมและสลักมากขึ้น และถ้าเฟืองโซ่มีระยะพิชท์เท่ากัน เฟืองโซ่ที่โตกว่าจะส่งกำลังได้น้อยกว่าเฟืองโซ่เล็ก ดังนั้นในทางปฏิบัติจึงต้องมีข้อแนะนำสำหรับการเลือกโซ่จำนวนฟันของเฟืองโซ่ดังนี้ คือ



รูป 2.22 การส่งกำลังจากเฟืองโซ่ไปยังโซ่โรลเลอร์

- ความเร็วต่ำมาก
- ความเร็วต่ำ
- ความเร็วปานกลาง
- ความเร็วสูง

Z_{min}	=	12
Z_{min}	=	17
Z_{min}	=	21
Z_{min}	=	25
Z_{min}	=	23

สำหรับการขับเพื่อลดความเร็ว ให้ใช้

โดยปกติมักจะใช้จำนวนฟันของเฟืองโซ่เป็นเลขคู่ และจำนวนข้อต่อโซ่เป็นเลขคู่เพื่อช่วยให้ความถี่ในการสัมผัส ระหว่างฟันเฟืองโซ่กับข้อต่อโซ่น้อยลง ช่วยให้โซ่มีการสึกหรอสม่ำเสมอ (เช่นเดียวกับสันทิงทุรในเรื่องเฟือง)

2.5.3 โซ่มาตรฐาน

องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) ได้กำหนดมาตรฐานของโซ่โรลเลอร์สำหรับใช้ส่งกำลังไว้ใน ISO/R 606-1967 (E) ซึ่งครอบคลุมถึงโซ่โรลเลอร์ตามมาตรฐานอังกฤษ (BS) และมาตรฐานสหรัฐอเมริกา (ANSI) โดยใช้อักษร B และ A ต่อท้ายเพื่อแสดงถึงที่มาของโซ่จากอังกฤษและสหรัฐอเมริกา ตามลำดับ

การใช้ชื่อโซ่โรลเลอร์ ISO กำหนดให้ใช้ตัวเลขสองตัวแทนระยะพิตช์ของโซ่โดยบอกเป็นจำนวนเศษในสิบหกส่วนของหนึ่งนิ้ว ตามด้วยอักษร B และ A แล้วตามด้วยตัวเลขหลังยัติภังค์ (hyphen) ดังนี้คือ 1 แทนโซ่หนึ่งชั้น 2 แทน โซ่สองชั้น 3 แทนโซ่สามชั้น ตัวอย่าง เช่น โซ่โรลเลอร์ ISO/R 606 16B-2 หมายความว่า โซ่โรลเลอร์ที่มีระยะพิตช์เท่ากับ 16/16 คือ 1 in หรือ 25.40 mm เป็นโซ่ตามมาตรฐาน B และมีสองชั้นขนานโซ่โรลเลอร์มาตรฐาน ISO จะดูได้จากตาราง 2.5 ตาราง 2.5 โซ่โรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-1976 (E)

โซ่ ISO	พิตช์ p	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	b ₃	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
05B	8.00	5.00	3.00	2.31	4.90	4.51	7.85	11.18
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	8.66	8.93	16.97	24.92
08A	12.70	7.95	7.95	3.96	11.31	13.83	27.66	41.50
08B	12.70	8.51	7.75	4.45	11.43	17.85	31.20	44.54
10A	15.875	10.16	9.53	5.08	13.97	21.78	43.56	65.33
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	13.41	22.27	44.54	66.81
12A	19.05	11.91	12.70	5.94	17.88	31.20	62.39	93.59
12B	19.05	12.07	11.68	5.72	15.75	28.94	57.88	86.82
16A	25.40	15.88	15.88	7.92	22.74	55.62	111.25	166.87
16B	25.40	15.88	17.02	8.28	25.58	42.28	84.56	126.84
20A	31.75	19.05	19.05	9.53	27.59	86.82	173.64	260.46
20B	31.75	19.05	19.56	10.19	29.14	64.55	129.10	193.65
24A	38.10	22.23	25.40	11.10	35.59	124.59	249.17	373.76
24B	38.10	25.40	25.40	14.63	38.05	97.90	195.81	293.71
28A	44.45	25.40	25.40	12.70	37.32	169.12	338.25	507.37
28B	44.45	27.94	30.99	15.90	46.71	129.10	258.20	387.30
32A	50.80	28.58	31.75	14.27	45.34	222.49	444.98	667.47
32B	50.80	29.21	30.99	17.81	45.70	169.12	338.25	507.37
40A	63.50	39.68	38.10	19.84	55.02	347.08	694.16	1041.23
40B	63.50	39.37	38.10	22.89	55.88	262.61	525.23	787.84
48A	76.20	47.63	47.63	23.80	67.95	500.60	1001.21	1501.81
48B	76.20	48.26	45.72	29.24	70.69	400.54	800.99	1201.43
56B	88.90	53.98	53.34	34.32	81.46	542.89	1085.77	-
64B	101.60	63.50	60.96	39.40	92.15	712.01	1423.92	-
72B	114.30	72.39	68.58	44.48	103.94	898.89	1797.78	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับโซ่ฟันยังมีได้มีการกำหนดเป็นมาตรฐานระหว่างประเทศ ดังนั้นในที่นี้จึงจะใช้มาตรฐานอุตสาหกรรมของสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน (DIN) แทนเพื่อประกอบในการคำนวณขนาดโซ่ฟันมาตรฐาน DIN

2.6 การบิด (Torsion)

โมเมนต์ที่กระทำต่อชิ้นส่วนในลักษณะที่ทำให้เกิดการบิดเรียกว่า โมเมนต์บิด (torsion moment or torques) โมเมนต์นี้เป็นส่วนที่สำคัญที่จะทำให้วัสดุเกิดการเสียหายได้ถ้าหากโมเมนต์ที่กระทำกับวัสดุมากเกินไป ฉะนั้นในการออกแบบชิ้นส่วนให้รับโมเมนต์บิดจึงต้องพิจารณาไม่ให้โมเมนต์บิดมากเกินไปในการกระทำกับชิ้นวัสดุนั้น

แรงบิด (torsional loaded) หมายถึงส่วนของโครงสร้างที่รับแรงหรือโมเมนต์ที่พยายามบิดส่วนของโครงสร้างนั้นไปจากตำแหน่งเดิม

โมเมนต์บิด (torsional moment or torques) คือโมเมนต์ที่พยายามบิดท่อนวัสดุให้เปลี่ยนไปจากตำแหน่งเดิม มีค่าเท่ากับผลรวมทางพีชคณิตของ โมเมนต์ของแรงต่างๆรอบแกนของท่อนวัสดุ

ข้อสมมติฐานเกี่ยวกับกัรบิดของเพลลา

1. จะต้องมีไม่มีการเปลี่ยนแปลงระนาบของหน้าตัดวัสดุก่อนการบิดและหลังการบิดของเพลลา
2. ความเค้นที่เกิดขึ้นของการบิดนั้นจะต้องไม่เกินค่าที่ขีดจำกัดการยืดหยุ่น
3. วัสดุนั้นต้องมีคุณสมบัติเหมือนกันตลอดความยาวของชิ้นวัสดุนั้นที่นำมาพิจารณา
4. รัศมีต้องมีคุณสมบัติยืดหยุ่นได้และจะเห็นไปตามกฎของฮุก
5. เส้นรัศมีตรงจะยังคงเป็นรัศมีที่ตรงระหว่างการบิดไปของเพลลานั้น

2.6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและกำลัง

ลักษณะการใช้งาน โดยทั่วไปของเพลลาก็คือ การใช้ส่งกำลังจากส่วนหนึ่งไปอีกส่วนหนึ่ง กำลัง (power) คืออัตราการทำงาน ดังนั้นกำลังที่เกิดจากแรงบิดหรือโมเมนต์บิด T ก็คือ

$$P = T\omega$$

เมื่อ P คือกำลังที่ส่ง มีหน่วยเป็นวัตต์ (W) หรือกิโลวัตต์ (kW)

ω คือความเร็วเชิงมุม มีหน่วยเป็น rad/s

$$\text{แต่ } \omega = \frac{2\pi N}{60}$$

$$\therefore P = \frac{2\pi NT}{60} \quad (2.37)$$

และ N คือความเร็วรอบของเพลลา มีหน่วยเป็นรอบต่อนาที (rpm)

T คือโมเมนต์บิด หรือแรงบิดที่เกิดขึ้น มีหน่วยเป็นนิวตัน-เมตร (N.m)

บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

3.1 การคำนวณ

ในการออกแบบชุดสะสมพลังงาน ขั้นตอนแรกคือการคำนวณหาค่าความแข็งตึงของสปริงโดยการหาพลังงานที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อน จากแนวคิดในการออกแบบที่ต้องการให้มีพลังงานที่สามารถรับน้ำหนักของคนปั่นกับรถจักรยานและรถจักรยานขึ้นทางชันด้วยความเร็วคงที่จากสมมติฐานที่ใช้ในการคำนวณคือ

-ทางชันมีมุมที่กระทำกับแนวราบ 30°

-รถจักรยานวิ่งด้วยความเร็วคงที่ 3 m/s

-น้ำหนักของรถจักรยานรวมกับผู้ขับขี่ 90 kg

-ขึ้นทางชันที่มีระยะทาง 5 m

ซึ่งมีขั้นตอนในการคำนวณดังนี้

3.1.1 การหาค่าความแข็งตึงของสปริงตาม

คนปั่นกับรถจักรยานกำหนดให้มวลรวม (m) 90 kg

รถจักรยานวิ่งด้วยความเร็วคงที่ (v) 3 m/s

รถจักรยานขึ้นทางชัน (θ) 30° องศา

รถจักรยานเคลื่อนที่เป็นระยะทาง (L) 5 m



สมการกำลัง $P = Fv$

$$P = [(mg) \cos(90 + \theta)]v$$

แทนค่าลงในสมการ

$$P = [(90 \times 9.81) \cos(90 + 30)](3)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= -1324.35 \text{ Watt}$$

ดังนั้นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนเท่ากับ 1324.35 Watt

รัศมีของล้อรถจักรยาน (r) 0.3 m

สมการความเร็วเชิงมุม $\dot{\theta} = \omega = \frac{v}{r}$

เราจะได้ $\omega = \frac{3}{0.3} = 10 \text{ rad/s}$

สมการกำลังที่เพลลา $P = T\omega$

ดังนั้น

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{1324.35}{10}$$

$$T = 132.435 \text{ N.m}$$

เพราะฉะนั้น Torque ที่กระทำกับเพลลาปั่นมีค่าเท่ากับ 132.435 N.m

สมการพลังงาน

$$U = \frac{1}{2}mv^2 + mgh$$

จากทางขึ้น 30° จะได้ว่า

$$\sin 30^\circ = \frac{h}{L}$$

$$h = L \sin 30^\circ$$

แทนค่า h ลงในสมการพลังงานจะได้ว่า

$$U = \frac{1}{2}mv^2 + mgL \sin 30^\circ$$

แทนค่าตัวเลขที่มีลงในสมการ

$$U = \frac{1}{2}(90)(3^2) + (90)(9.81)(5)\sin 30^\circ$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$U = 2612.25 \quad \text{J}$$

ดังนั้นพลังงานที่ใช้ในการเก็บไว้ในสปริงเพื่อขับรถจักรยานเท่ากับ 2612.25 J

เพื่อต้องการหามุมที่สปริงบิดได้มากที่สุดจึงใช้สมการพลังงานของเพลาท่รับแรงบิดดังนี้

$$U = \frac{1}{2} T \theta$$

แทนค่าลงในสมการ

$$2612.25 = \frac{1}{2} (132.435) \theta$$

$$\theta = 39.45 \quad \text{rad}$$

ระยะทางของรถจักรยานที่ใช้เก็บพลังงานให้สปริงต้านรถได้โดยใช้มุมที่สปริงบิดได้

$$\text{จำนวนรอบที่ทำให้สปริงเก็บพลังงานเต็ม} = \frac{39.45}{2\pi} = 6.27 \quad \text{รอบ}$$

รัศมีของล้อรถจักรยาน (r) = 0.3 m

$$\text{เส้นรอบวงของล้อรถจักรยาน} = 0.3 \times 2\pi = 1.88 \quad \text{m}$$

$$\text{ระยะทางที่รถจักรยานใช้เก็บพลังงาน} = 6.27 \times 1.88 = 11.8 \quad \text{m}$$

เพราะฉะนั้นระยะทางที่รถจักรยานต้องใช้ในการเก็บพลังงานเพื่อใช้ขึ้นทางชัน 30° องศา เป็นระยะทาง 5 m ต้องเก็บพลังงานเป็นระยะทางเท่ากับ 11.8 m

ค่าความแข็งตึงของสปริงหาได้จากสมการพลังงานของสปริง

$$U = \frac{1}{2} k \theta^2$$

$$k = \frac{2U}{\theta^2}$$

แทนค่าลงในสมการ

$$k = \frac{2(2612.25)}{39.45^2}$$

$$k = 3.357 \quad \text{N.m/rad}$$

เพราะฉะนั้นสปริงต้องใช้ค่าความแข็งตึง $k = 3357 \text{ N/mm/rad}$ ไม่น้อยกว่าให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนการเลือกสปริงลาน จากที่ได้สำรวจตามท้องตลาดขนาดที่ใช้ทำสปริงลานจะมีความหนาอยู่ที่ 0.25 mm ถึง 0.5 mm เราจึงเลือกใช้ประมาณ 0.35 mm เพื่อที่จะได้ไม่แข็งจนเกินไปและไม่อ่อนเกินไปเพราะทำให้ในการประกอบไม่มีความยากลำบากมากนัก และความยาวที่ใช้ที่กำหนดให้เท่ากับ 5 m เพราะเป็นความจุที่ขนาดของกล่องรับได้เช่นเดียวกับความกว้างที่เราเลือก 25.4 mm

3.1.2 การกำหนดขนาดรอยเชื่อม

กำหนดใช้ลวดเชื่อมไฟฟ้า E 43 มีความต้านแรงดึง (σ_u) 450 N/mm²

แรงจากตอนต้น (F) = มวล \times 9.81 = 90 \times 9.81 = 882.9 N

ให้ค่าความปลอดภัย (N_y) 3

ความยาวรอยเชื่อม (L) 30 mm

โดย h เท่ากับขนาดรอยเชื่อม

ความต้านแรงดึงคราก $\sigma_y = 0.82\sigma_u = 0.82(450) = 369$ N/mm²

สมการ

$$F = \frac{\sigma_y L h}{N}$$

$$h = \frac{FN}{\sigma_y L}$$

แทนค่า

$$h = \frac{882.9 \times 3}{369 \times 30}$$

$$h = 2.39 \text{ mm}$$

ดังนั้นขนาดรอยเชื่อมที่ใช้ให้เท่ากับ 3 mm

3.1.3 การหาขนาดเพล

สมการหาขนาดเพล

$$D^3 = \frac{16}{\pi \tau} [(C_T)^2 + (C_m)^2]^{1/2}$$

โดยที่

เลือกใช้เหล็ก AISI C1137 มีค่า Yield Point (σ_y) = 99 ksi = 682.6 N/mm²

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางที่ 2.1 จะได้ $C_r = 1$ $C_m = 1.5$
 จากการคำนวณข้างต้นได้ $T = 132435$ N.mm

จาก
 แทนค่าจะได้ว่า

$$\tau = 0.3\sigma_y = 0.3(682.6) = 204.78 \text{ N/mm}^2$$

$$D^3 = \frac{16}{204.78\pi} \left[(1 \times 132435)^2 + 1.5^2 \right]^{1/2}$$

$$D^3 = 0.0248[132435]$$

$$D = \sqrt[3]{3293.7}$$

$$D = 14.87 \text{ mm}$$

ดังนั้นขนาดเพลาท่ากับ 14.87 แต่ขนาดของเพลาดำมาตรฐาน ISO/R775-1969 ไม่มีเราจึงเลือกใช้น้ำขนาดของเพลาท่ากับ 18 mm

3.1.4 การหาเฟืองส่งกำลัง

เฟืองใช้ส่งกำลัง (P) = 1324.35 Watt

ความเร็วเชิงมุม (ω) = 10 rad/s

โดยที่ความเร็วลดลง (m_ω) 2 เท่า

เลือกใช้วัสดุของพินิออนและเฟือง คือ SAE 1045

ให้วงกลมพิตช์ของพินิออนมีขนาด 47.5 mm

ให้ขนาดของเฟืองคู่นี้ในระบบ 20° FD

จากตาราง 2.4

$$\sigma_p = \sigma_g = 207 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ

$$\text{อัตราทด } (m_\omega) = \frac{d_g}{d_p}$$

$$d_g = m_\omega d_p = 2(47.5) = 95 \text{ mm}$$

ความเร็วพิตช์

$$V = \pi d_g \omega = \pi(95)(10/2) = 1492 \text{ mm/s}$$

$$= 1.492 \text{ m/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{1324.25}{1.492}$$

$$= 887.56 \quad \text{N}$$

ตัวประกอบความเร็ว $K_v = \frac{3+V}{3} = \frac{3+1.492}{3} = 1.49$

จากสมการ $F_d = K_v F_t = 1.49(887.59)$

$$= 1322.47 \quad \text{N}$$

สมมติให้ ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นทรงทฤษฎี (K_t) = 1.5

ความหนาของเฟือง (b) = $10 \times m$

เนื่องจากยังไม่รู้จำนวนฟันเฟือง ดังนั้นจึงไม่สามารถหาค่า Y ได้ จากการพิจารณาตาราง 2.3 จะเห็นได้ว่า ถ้าจำนวนฟันเฟืองอยู่ระหว่าง 35 ถึง 65 ฟัน ก็อาจจะสมมติค่าเฉลี่ยของ Y ในการคำนวณขั้นแรกได้ เพราะค่า Y ไม่แตกต่างกันมากนักในที่นี้ให้สมมติค่า $Y = 0.39$ และในการหาค่าพิชชโดยประมาณ จะให้ $F_b = F_d$

จากสมการ

$$F_d = F_b = \frac{\sigma_b Y m}{K_t}$$

$$F_d = \frac{\sigma 10 m Y m}{K_t}$$

$$1322.47 = \frac{207(10)(0.39)m^2}{1.5}$$

$$m = 1.5$$

จากค่ามาตรฐาน เลือกขนาดโมดูล $m = 1.5 \text{ mm}$

$$N_p = \frac{d_p}{m} = \frac{47.5}{1.5} = 31.66 \approx 32 \text{ ฟัน}$$

$$N_3 = \frac{d_g}{m} = \frac{95}{1.5} = 63.33 \approx 64 \text{ ฟัน}$$

ความหนาของเฟือง

$$b = 10m = 10(1.5) = 15 \text{ mm}$$

จากการคำนวณจะได้ว่า

$$\text{โมดูล}(m) = 1.5 \text{ mm}$$

$$\text{ความหนาของเฟือง}(b) = 15 \text{ mm}$$

$$\text{ขนาดของพีเนียน}(d_p) = 47.5 \text{ mm}$$

$$\text{ขนาดของเฟือง}(d_g) = 95 \text{ mm}$$

$$\text{จำนวนฟันพีเนียน}(N_p) = 32 \text{ ฟัน}$$

$$\text{จำนวนฟันเฟือง}(N_g) = 64 \text{ ฟัน}$$

แต่เนื่องจากที่ได้สำรวจตามท้องตลาดขนาดของเฟืองตามที่ได้คำนวณไว้ไม่สามารถหาซื้อได้ จึงได้เลือกซื้อและเลือกใช้ขนาดของเฟืองมีในท้องตลาด คือ

$$\text{โมดูล}(m) = 1.02 \text{ mm}$$

$$\text{ความหนาของเฟือง}(b) = 9 \text{ mm}$$

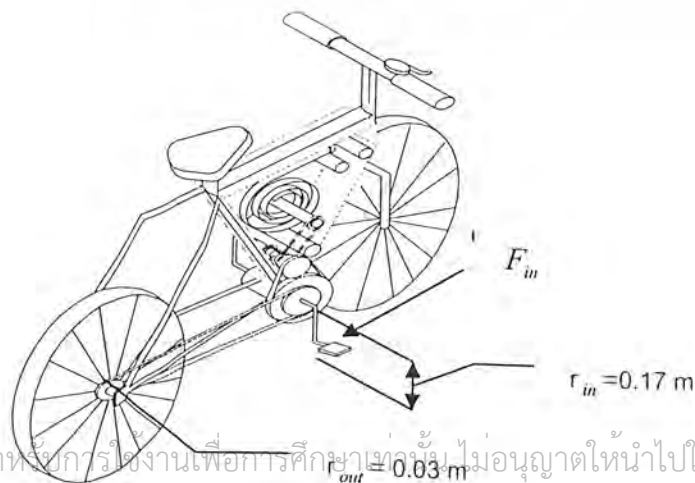
$$\text{ขนาดของเฟืองพีเนียน}(d_p) = 35 \text{ mm}$$

$$\text{ขนาดของเฟือง}(d_g) = 69 \text{ mm}$$

$$\text{จำนวนฟันเฟืองพีเนียน}(N_p) = 32 \text{ ฟัน}$$

$$\text{จำนวนฟันเฟือง}(N_g) = 67 \text{ ฟัน}$$

3.1.5 การหาประสิทธิภาพของชุดสะตมพลังงาน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}}$$

$$\eta = \frac{F_{out}}{F_{in}} \frac{r_{out}}{r_{in}} \times 100$$

$$F_{out} = 824 \text{ N}$$

$$r_{in} = 0.17 \text{ m}$$

$$T = F \cdot r$$

$$F_{in} = \frac{T_{in}}{r_{in}}$$

$$\frac{132.435}{0.17} \frac{N \cdot m}{m}$$

$$F_{in} = 752 \text{ N}$$

จาก $\Sigma F = ma$

$$\Sigma F = 0$$

$$F - mg \sin \phi - f = 0$$

$$F = mg \sin \phi + f$$

$$f = \mu N$$

$$N = mg \cos \phi$$

$$f = \mu \times mg \cos \phi$$

$$\phi = 30^\circ$$

$$\mu = 0.5$$

แทนค่า

$$F_{out} = (90 \times 9.81 \sin 30^\circ) + (0.5 \times 90 \times 9.81 \times \cos 30^\circ)$$

$$F_{out} = 824 \text{ N}$$

แทนค่า

$$\eta = \frac{824 \times 0.03}{752 \times 0.17} \times 100$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ทางการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 หลักการออกแบบ

การสร้างรถจักรยานสะสมพลังงาน ต้องสร้างชุดสะสมพลังงานก่อนแล้วจึงนำไปติดตั้งเข้ากับตัวรถจักรยาน การออกแบบชุดสะสมพลังงานนั้นได้แนวคิดมาจากรถถ่านของเล่นโดยมีสปริงถ่านเป็นตัวเก็บพลังงานนั่นเอง จึงเป็นแนวคิดในการออกแบบ โดยเริ่มจากการศึกษาข้อมูลพื้นฐานแล้วจึงได้นำข้อมูลเหล่านั้นมาพิจารณาและทำความเข้าใจกับข้อกำหนดเฉพาะของรถจักรยานสะสมพลังงาน เพื่อให้มีความเหมาะสมในการออกแบบกลไกและชิ้นส่วน โดยอาศัยหลักการออกแบบทางวิศวกรรมเครื่องกลให้มีประสิทธิภาพสูงสุดตามวัตถุประสงค์

ขนาดและรูปร่างของชุดสะสมพลังงาน

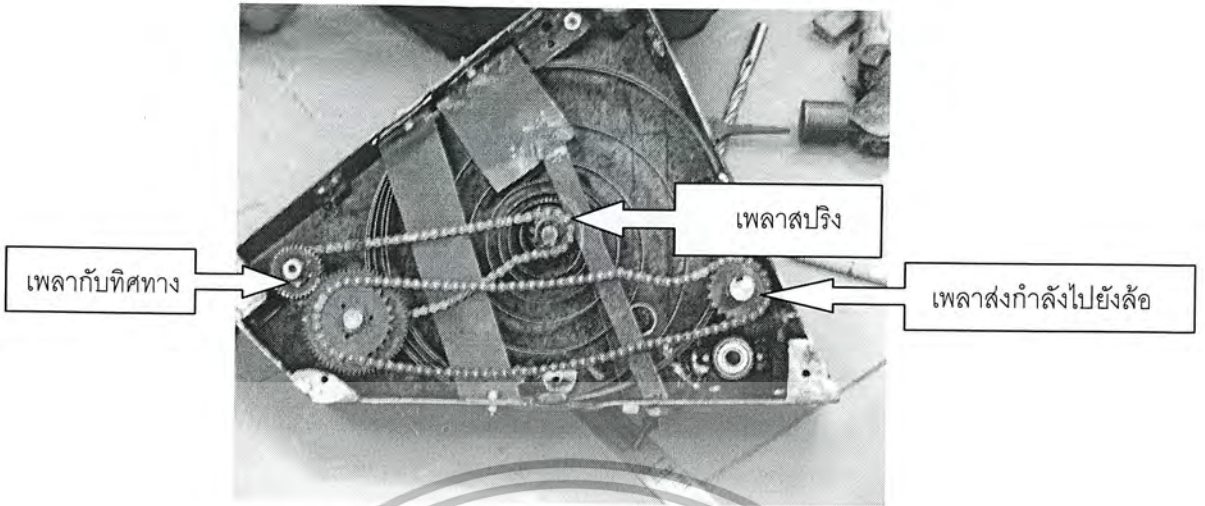
จากที่ได้วัดขนาดความกว้างและความสูงของพื้นที่ว่างที่มากที่สุดของรถจักรยานที่จะทำให้ได้ขนาดกล่องที่มีขนาดที่เหมาะสมที่สุดและไม่กีดขวางก่อนขับขึ้นรถจักรยานเราจึงได้ขนาดที่เหมาะสมที่สุดคือกว้าง 78 ม.ม. ความยาว 346 ม.ม. และความสูง 325 ม.ม. ดังที่ได้แสดงในรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ภาพกล่องชุดสะสมพลังงาน

เมื่อนำชิ้นส่วนต่าง ๆ ทั้งที่ได้จากการผลิตขึ้นเอง และจากการซื้อชิ้นส่วนตามมาตรฐานมาประกอบกันแล้วจะมีรูปร่าง และลักษณะต่าง ๆ ดังรูปที่ 3.2 และรูปที่ 3.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

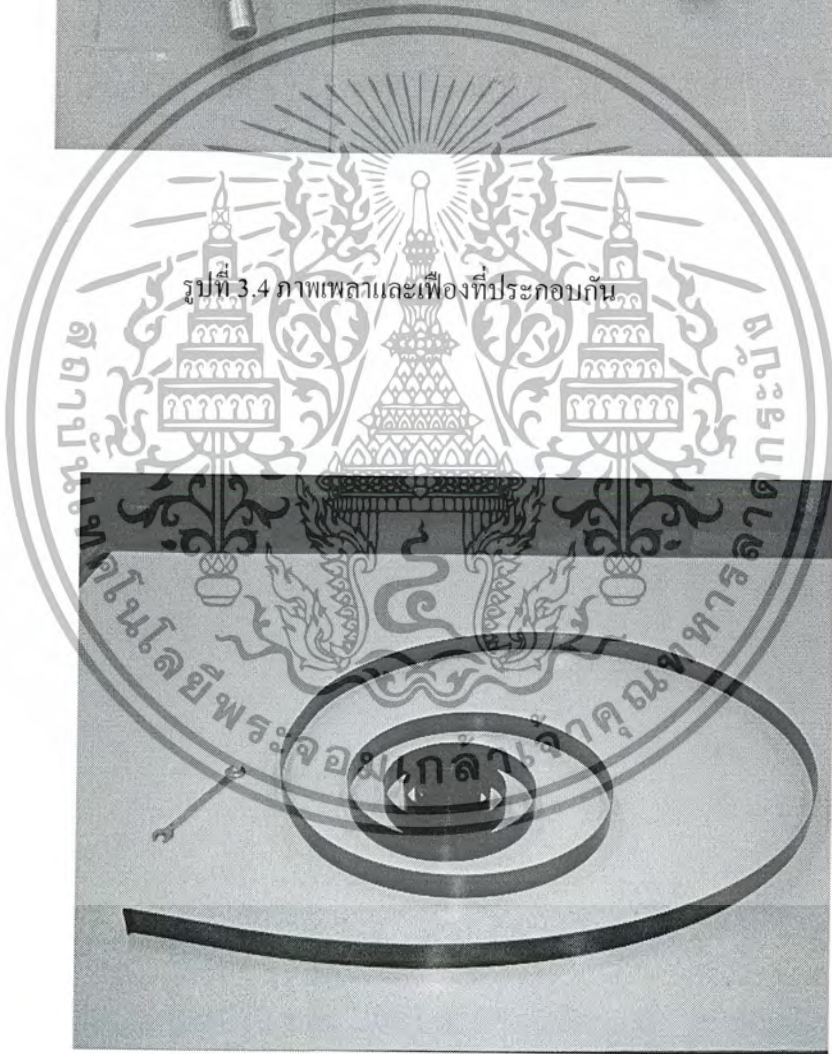
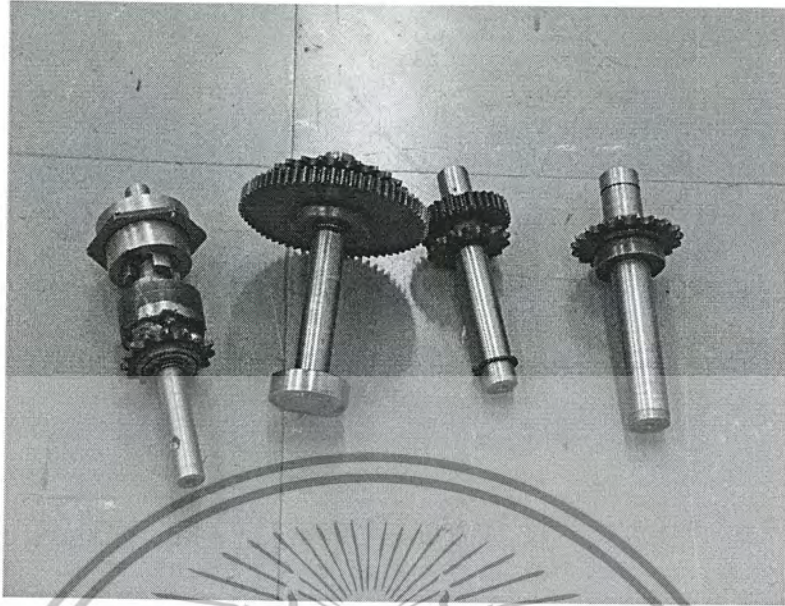


รูปที่ 3.2 ภาพส่วนประกอบภายในชุดสะสมพลังงานด้านซ้าย



รูปที่ 3.3 ภาพส่วนประกอบชุดสะสมพลังงานด้านขวา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 ภาพเฟลาและเฟืองที่ประกอบกัน

รูปที่ 3.5 สปริงลาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.6 ภาพเมื่อประกอบชุดสะสมพลังงานเข้ากับจักรยานด้านขวา



รูปที่ 3.7 ภาพเมื่อประกอบชุดสะสมพลังงานเข้ากับจักรยานด้านซ้าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการทดลอง

4.1 วัตถุประสงค์ในการทดลอง

วัตถุประสงค์ในการทดลองนี้ เพื่อที่จะหาความสามารถในการเก็บพลังงานของสปริงลานในการที่นำมาใช้กับรถจักรยาน

4.2 ขั้นตอนการทดลอง

- 4.2.1 เตรียมรถจักรยานในการทดลอง
- 4.2.2 เตรียมชุดสะสมพลังงาน
- 4.2.3 นำชุดสะสมพลังงานติดกับรถจักรยาน
- 4.2.4 ปั่นรถจักรยานเพื่อเก็บแรงเข้าสู่ชุดสะสมพลังงาน
- 4.2.5 ปล่อยตัวปลดล็อกที่คั่นบังคับกับลิ้นเพื่อปล่อยพลังงานที่สะสมไว้ในชุดสะสมพลังงานออกมา

4.3 ผลการทดลอง

- จากการเลือกใช้ค่า k ที่น้อยกว่าค่า k ที่คำนวณได้จริงจึงทำให้ได้แรงออกมาน้อย ค่า K ที่น้อยคือ $K = 47.4 \text{ Nmm/rad}$ และค่า K ที่มากคือ $K = 3357 \text{ Nmm/rad}$ ซึ่งมีค่าที่แตกต่างกันมาก และที่ต้องเลือกใช้ค่า K ที่น้อยเพราะสามารถหาซื้อได้ง่ายตามท้องตลาดทั่วไป แต่ค่า K ที่มากจะต้องสั่งทำเป็นพิเศษ จึงทำให้งานล่าช้าขึ้น

- เนื่องจากได้แรงออกมาได้น้อยกว่าที่ต้องการจึงทำให้ไม่สามารถปั่นรถจักรยานขึ้นทางชันได้
- ในทางราบชุดสะสมนี้สามารถปล่อยแรงออกมาช่วยผู้ขับขี่ได้ทำให้ผู้ขับขี่เบาแรงขึ้นพอสมควร
- และยังมีปัญหาเรื่องการใช้ชุดเฟืองทดที่ไม่ตรงตามที่ได้คำนวณไว้ เนื่องจากเฟืองที่มีในท้องตลาดไม่มีขนาดที่ตรงตามที่ได้คำนวณไว้ จึงทำให้ได้แรงที่ออกมาจากชุดสะสมพลังงานน้อยตามไปด้วย

อย่างไรก็ตามการคำนวณชิ้นส่วนและกลไกต่างๆสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้ในการประดิษฐ์จักรยานสะสมพลังงานที่สามารถทำความเร็วและขึ้นเนินได้ตามที่ออกแบบแต่ทั้งนี้ต้องสามารถหาสปริงลานที่มีค่า K ตามที่ได้คำนวณ

บทที่ 5

วิจารณ์และสรุปผลการทดลอง

5.1 อภิปรายผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อที่จะหาค่า k เราจะได้ค่า $k = 47.4 \text{ N.mm/rad}$ แต่ค่า k ที่ได้จากการคำนวณได้ $k = 3357 \text{ N.mm/rad}$ จะเห็นได้ว่าค่า k ที่ใช้ในชุดสะสมพลังงานนี้มีค่าน้อยกว่าค่า K ที่คำนวณได้จึงเป็นสาเหตุที่ทำให้ได้แรงออกมาน้อย แต่ถ้าเราเลือกใช้ค่า $k = 3357 \text{ N.mm/rad}$ ก็จะทำให้ได้แรงที่เหมาะสมกับงานนี้ และเหตุที่ต้องเลือกค่า $k = 47.4 \text{ N.mm/rad}$ เพราะว่า ค่า k ในท้องตลาดจะอยู่ประมาณนี้ แต่ถ้าต้องการใช้ค่า K มากกว่าก็ต้องสั่งทำเป็นพิเศษ

5.2 ปัญหาและอุปสรรค

จากการที่ได้สร้างรถจักรยานสะสมพลังงานและทำการทดสอบ ทำให้ได้รู้ถึงปัญหาที่เกิดขึ้นมากมายในการสร้างรถจักรยานสะสมพลังงาน ทั้งเรื่องของเนื้อที่ของรถจักรยานที่มีขนาดจำกัดและเรื่องของความแข็งของสลิงที่ไม่มีกักรัดตัว

5.2.1 ปัญหาเนื่องจากเนื้อที่มีขนาดจำกัด

เนื่องจากเนื้อที่ในการติดตั้งชุดเก็บสะสมพลังงานมีเนื้อที่จำกัด ทำให้กล่องที่ใช้ในการเก็บชุดสปริงน้อยมาก จึงต้องทำชุดสะสมพลังงานเล็กลง เลยทำให้ได้จำนวนรอบที่ใช้ในเก็บพลังงานสะสมเข้าไว้ในสปริงมีจำนวนน้อยลง โดยเมื่อสปริงลานคลายตัวออก ชุดสปริงลานจะไปชนกับผนังกล่องทำให้สปริงลานหยุดการคลายตัวออกมา

5.2.2 ปัญหาเนื่องจากเฟืองส่งกำลังในท้องตลาดไม่มีขนาดที่ต้องการ

เนื่องจากฟันเฟืองในท้องตลาดที่ใช้กับรถจักรยานมีขนาดเฉพาะ คือ 16 ฟัน และ 18 ฟัน และยังมีเฟืองส่งกำลังตัวอื่นที่ใช้ในชุดเก็บสะสมพลังงานที่มีขนาดฟันเฟืองที่ไม่ได้ขนาด เพราะขนาดฟันที่มีในท้องตลาดมีไม่ครบทุกจำนวนที่ต้องการ จึงทำให้ได้อัตราทดที่น้อยลงทำให้ชุดเก็บสะสมพลังงานเก็บและปล่อยพลังงานออกมาน้อยกว่าที่ต้องการ

5.2.3 ปัญหาเนื่องจากลวดสลิงมีขนาดที่ใหญ่เกินไป

เนื่องจากลวดสลิงที่ใช้ในการดึงชุดตัดการทำงานของชุดเก็บสะสมพลังงานในสปริง มีขนาดในท้องตลาดที่ใหญ่เกินไปทำให้การเลี้ยวหรือโค้งงอทำได้ยากขึ้นเพราะพื้นที่มีจำนวนจำกัด

5.2.4 ปัญหาเนื่องจากการติดขัดของเฟืองและตัวสปริง

เนื่องจากกล่องที่ขนาดของชุดสะสมเล็กเกินไป ทำให้การติดตั้งชุดเฟืองส่งกำลังและตัวสปริงเกิดการติดขัดตอนที่สปริงเกิดการขยายตัว จึงต้องทำเหล็กมาคั่นระหว่างตัวเฟืองกับตัวสปริงให้แยกออกจากกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 ข้อเสนอแนะ

5.3.1 เพื่อให้การประกอบมีความง่ายและเป็นการป้องกันปัญหาการติดขัดของสปริงลาน ควรทำสปริงลานเป็นชุด ชุดเดียวกับกล่องสะสมพลังงาน

5.3.2 ควรเลือกรถจักรยานที่มีพื้นที่ว่างตรงด้านหน้าของโครงรถจักรยานให้มีพื้นที่มากที่สุด คือตรงโครงรถจักรยานจะต้องมีความห่างกันของมากที่สุดเพราะถ้ายังมีพื้นที่กว้างมากเท่าไรก็จะทำให้ขนาดของกล่องชุดเก็บสะสมพลังงานมีพื้นที่ว่างมากขึ้นทำให้สามารถออกแบบใช้สปริงที่ยาวและกว้างมากขึ้น ทำให้ได้แรงที่ปั่นเก็บที่สปริงของชุดสะสมพลังงานมากขึ้นและยังช่วยให้ง่ายในการประกอบชุดเฟืองทดภายในชุดสะสมพลังงานด้วย

5.4 บทสรุป

จากแนวคิดที่ใช้ชุดเก็บสะสมพลังงานนี้ จากการสร้างชุดสะสมพลังงานขึ้นสามารถนำแนวคิดนี้ไปใช้ได้จริง แต่ชุดสะสมพลังงานนี้ยังคงปรับปรุงและพัฒนาขึ้นอีกเนื่องจากค่า K ของสปริงไม่สามารถหาได้ตามต้องการและปัญหาที่เกิดขึ้นอีกคือปัญหาที่เกี่ยวกับอัตราทดของชุดสะสมพลังงานเนื่องจากฟันเฟืองที่ใช้มีขนาดฟันที่มีในท้องตลาดมีจำนวนฟันที่มีขนาดแน่นอนจึงทำให้ได้แรงที่ออกมาน้อยกว่าที่ต้องการ





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

สูตรสำเร็จของคานและหน้าตัด

ตารางที่ ก คุณสมบัติของหน้าตัด

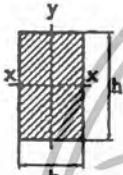

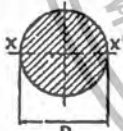
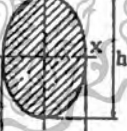
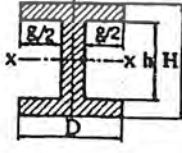
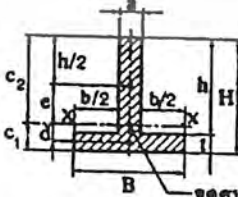
I_x คือโมเมนต์ความเฉื่อยรอบแกน $x - x$

J คือโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วรอบแกนศูนย์กลาง

$Z = I/c$ คือ โมดูลัสหน้าตัดของรูปเหลี่ยมรอบแกน $x - x$

$Z' = J/c$ คือ โมดูลัสหน้าตัดเชิงขั้ว

$k = \sqrt{I/A}$ คือรัศมีไจเรชั่น

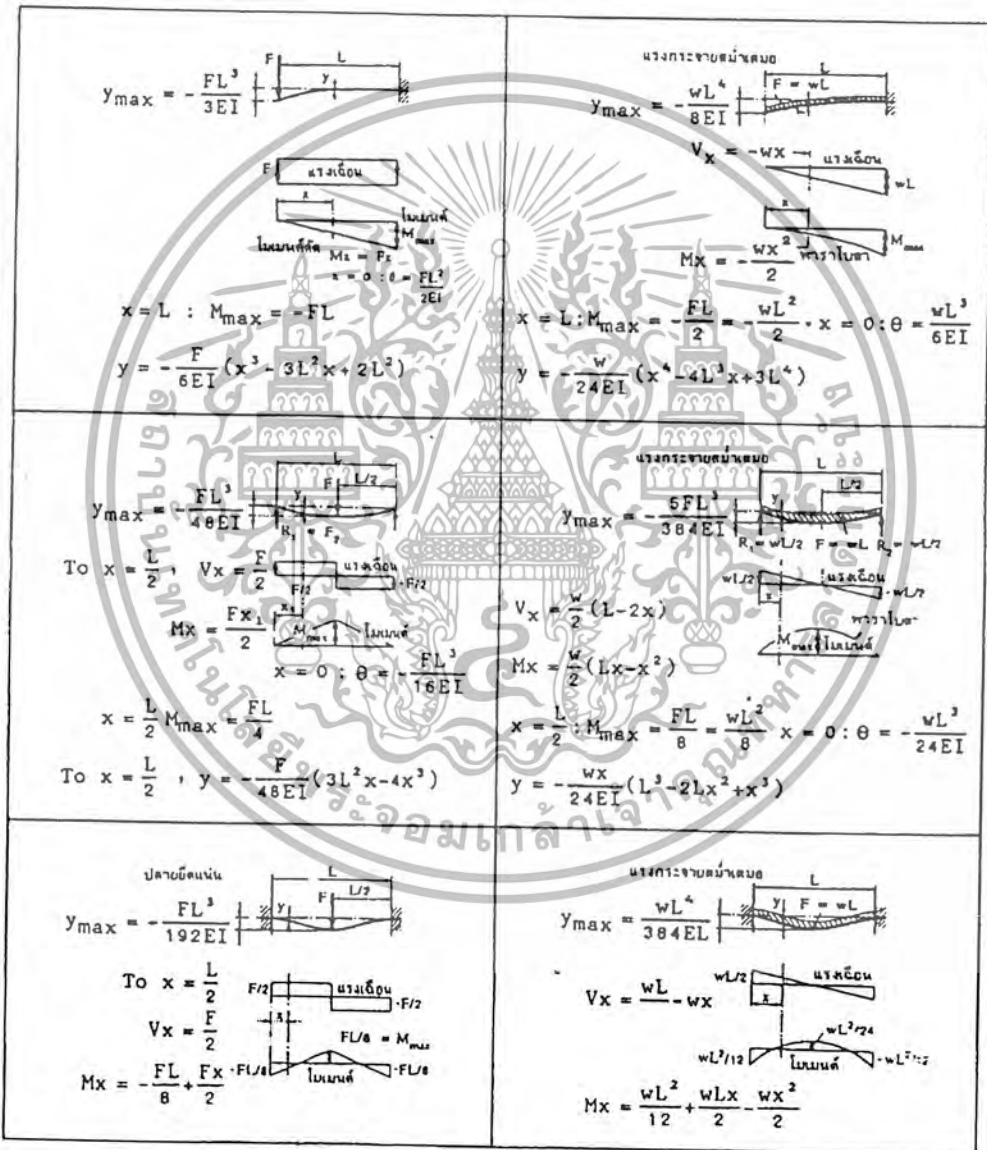
 $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $Z_x = \frac{bh^2}{6}$ $k_x = \frac{h}{\sqrt{12}}$ $Z = \frac{2b^2h}{9} \text{ (สำหรับการบิด)}$	 $I_x = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D_i^4)$ $Z_x = \frac{\pi}{32} \left[\frac{D_o^4 - D_i^4}{D_o} \right]$ $k_x = \sqrt{\frac{D_o^2 + D_i^2}{16}}$ $J = \frac{\pi}{32} (D_o^4 - D_i^4)$ $Z'_x = \frac{\pi}{16} \left[\frac{D_o^4 - D_i^4}{D_o} \right]$
 $I_x = \frac{\pi D^4}{64}$ $Z_x = \frac{\pi D^3}{32}$ $k_x = \frac{D}{4}$ $J = \frac{\pi D^4}{32}$ $Z = \frac{\pi D^3}{16}$	 $I_x = \frac{\pi bh^3}{64}$ $Z_x = \frac{\pi bh^2}{32}$ $k_x = \frac{h}{4}; k_y = \frac{b}{4}$ $J = \frac{\pi bh}{64} (h^2 + b^2)$ $Z' = \frac{\pi b^2 h}{16} \text{ (สำหรับการบิด)}$ $A = \pi bh/4$
 $I_x = \frac{1}{12} (GH^3 - gh^3)$ $Z_x = \frac{GH^3 - gh^3}{6H}$ $k_x = \sqrt{\frac{1}{12} \left[\frac{GH^3 - gh^3}{GH - gh} \right]}$	 $c_1 = \frac{aH^2 + bt^2}{2(aH + bt)}; c_2 = H - c_1$ $I_x = \frac{bt^3}{12} + (Bt)d^2 + \frac{ah^3}{12} + (ah)e^2$ $\text{พื้นที่} = Bt + a(H - t); k = \sqrt{I/A}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก - 2 โมเมนต์และระยะโค้งของคาน

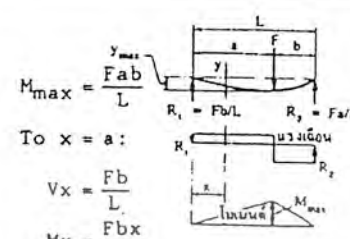
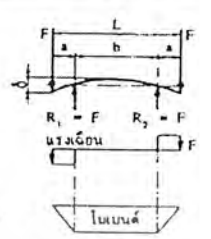
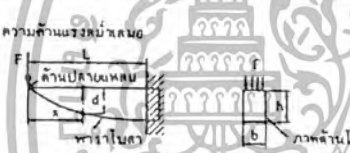
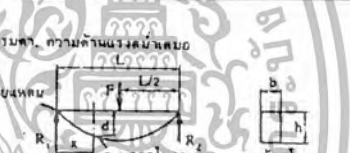
F คือแรงกระทำ
 W คือแรงกระทำต่อหน่วยความยาว
 F = wL ; L คือ ความยาว
 E คือ โมดูลัสความยืดหยุ่น

I คือโมเมนต์ความเฉื่อย
 y คือระยะโค้ง
 θ rad คือความลาด



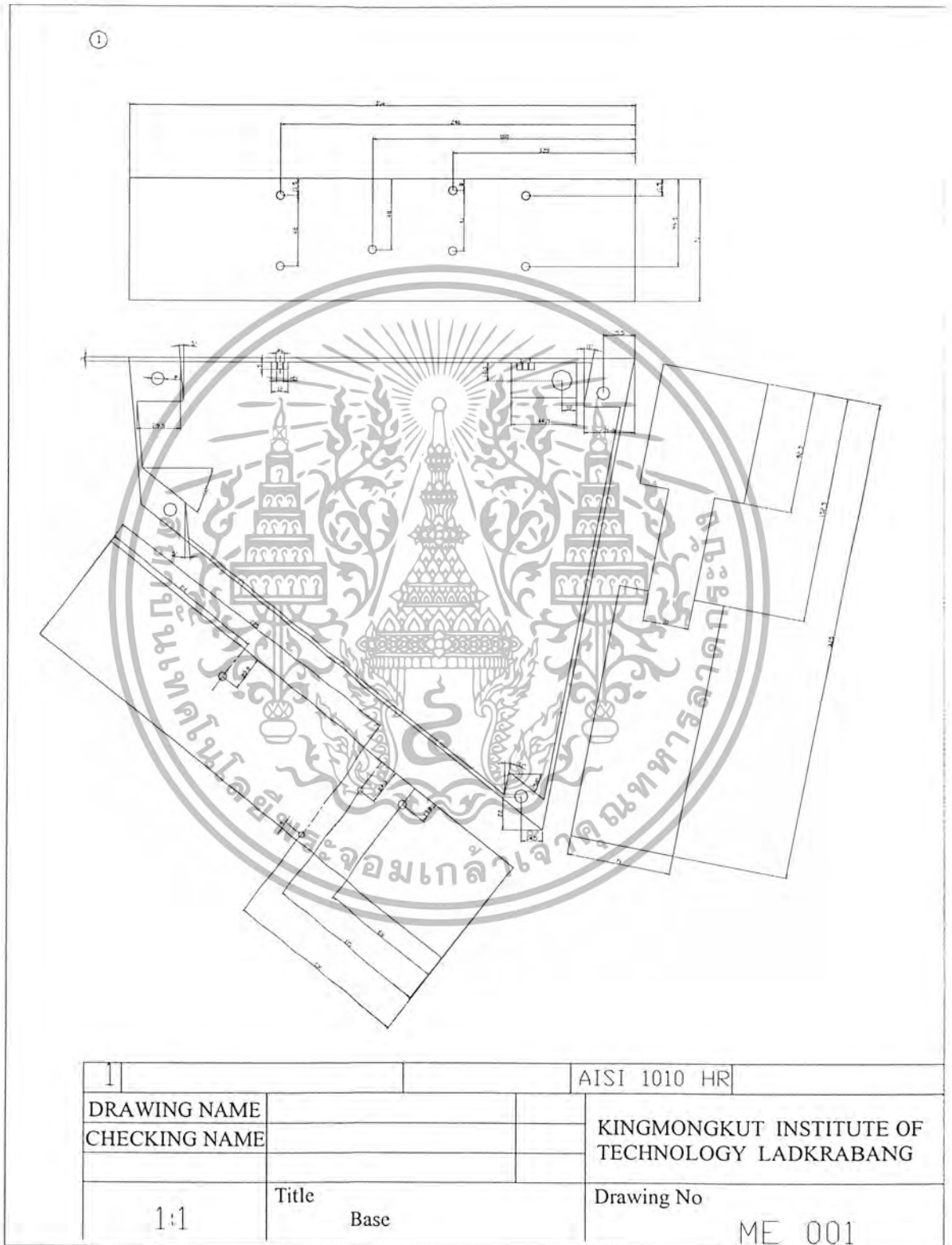
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-2 (ต่อ) โมเมนต์และระยะโค้งของคาน

 <p> $M_{max} = \frac{Fb}{L}$ To $x = a$: $V_x = \frac{Fb}{L}$ $M_x = \frac{Fbx}{L}$ </p> <p> $y_{max} = \frac{Fb}{3EI} \left(\frac{a(L+b)}{3} \right)^{3/2}$, $a > b$ ที่ $x = \sqrt{\frac{a(L+b)}{3}}$ จากปลายด้านซ้าย </p> <p> $0 < x < a : y = -\frac{Fbx}{6EI} (L^2 - b^2 - x^2)$ $a < x < L : y = -\frac{Fa(L-x)}{6EI} [L^2 - a^2 - (L-x)^2]$ </p>	 <p> $0 < x < a : V_x = -F$ $M_x = -Fx$ $a < x < a+b : M = M_{max} = Fa$ </p> <p> $y_{ctr} = \frac{Fb}{8EI}$ $y_{end} = \frac{Fa^2}{3EI} \left(a + \frac{3b}{2} \right)$ $\delta = \frac{Fa}{EI} \left(\frac{3L^2}{4} - a^2 \right)$ </p>
<p>คานยื่น, ความต้านแรงคานคด</p>  <p> $M_x = Fx = \frac{\sigma I}{c}$ สำหรับ $\sigma =$ ค่าคงที่ $d^2 = \frac{6F}{b\sigma} x = \frac{x}{L} h^2$ ที่ $x = 0 : y_{max} = \frac{8FL^3}{bEh^3}$ </p>	<p>คานรับคาน, ความต้านแรงคานคด</p>  <p> $R_1 = \frac{F}{2}, M_x = \frac{Fx}{2} = \frac{\sigma I}{c}$ สำหรับ $\sigma =$ ค่าคงที่ $d^2 = \frac{3F}{b\sigma} x = \frac{x}{L} h^2$ ที่ $x = \frac{L}{2} : y_{max} = \frac{FL^3}{2Ebh^3}$ </p>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข
แบบชุดสะสมพลังงาน



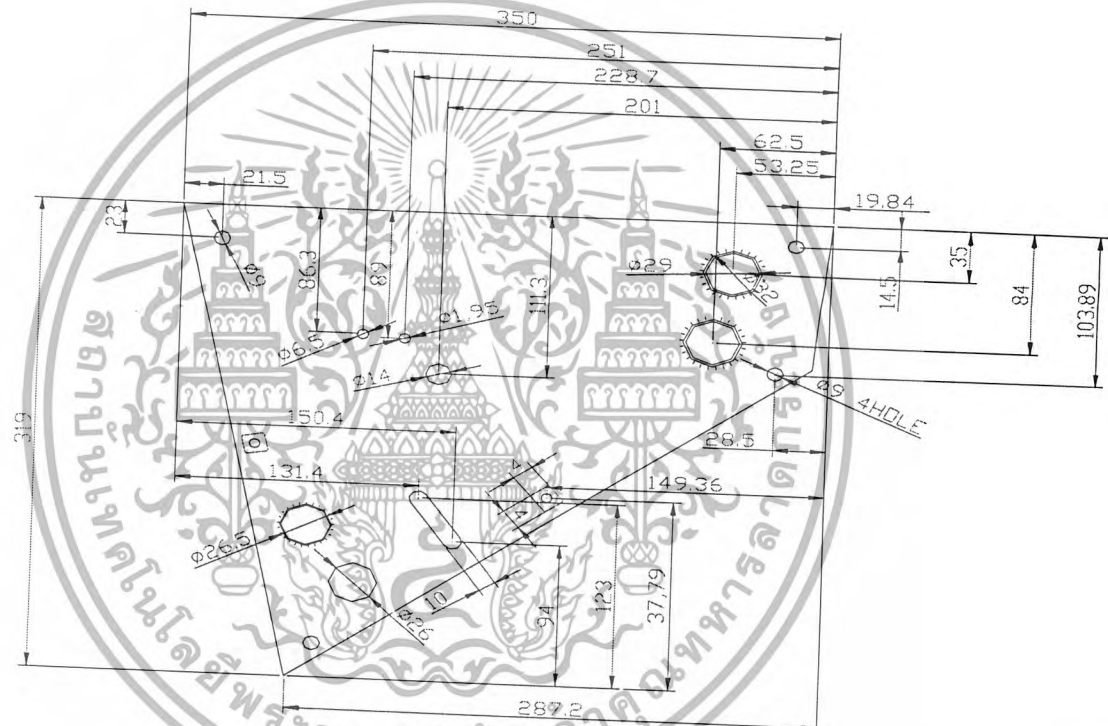
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2



DRAWING NAME		AISI 1010 HR	
CHECKING NAME		KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
1:1	Title	ME 002	
Cover Left			

3



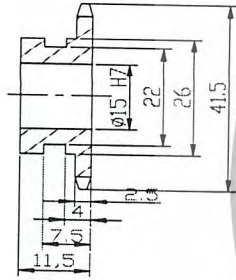
DRAWING NAME				
CHECKING NAME				
	Title	Cover Right	KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
			Drawing No	

4

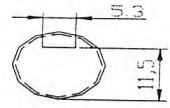
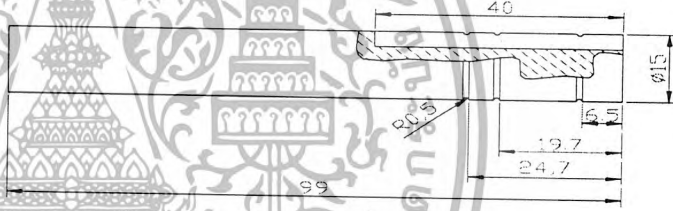


DRAWING NAME					
CHECKING NAME					
	Title	Spring		Drawing No	

9



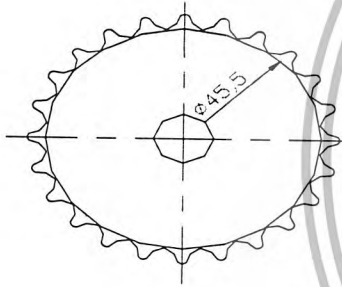
10



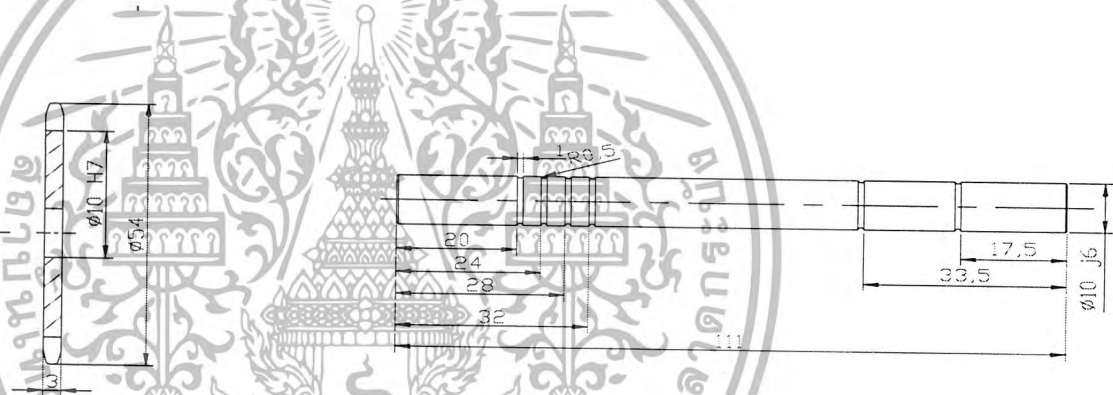
DRAWING NAME				
CHECKING NAME				
Title	Gear Inverse, Shaft Inverse			Drawing No

KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

11

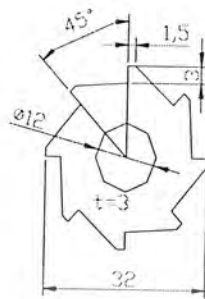


12



DRAWING NAME			
CHECKING NAME			
	Title		Drawing No
	Ster Input , Shaft Center		
			KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

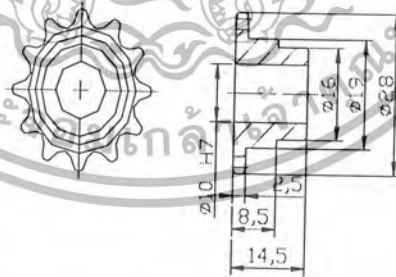
13



14



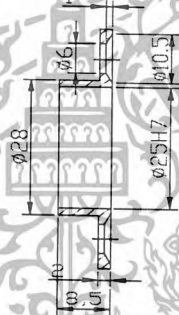
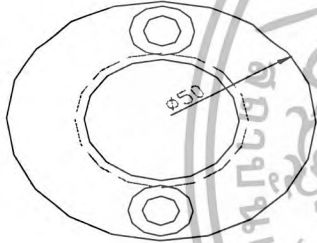
15



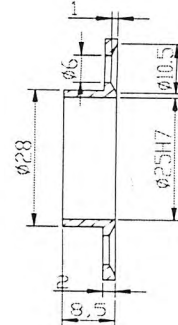
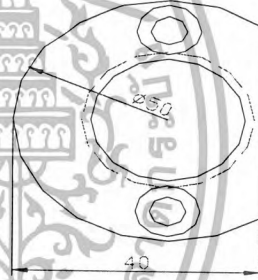
DRAWING NAME			KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
CHECKING NAME			
	Title		Drawing No
	Gear Lock , Arm Lock , Ster Output		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

16

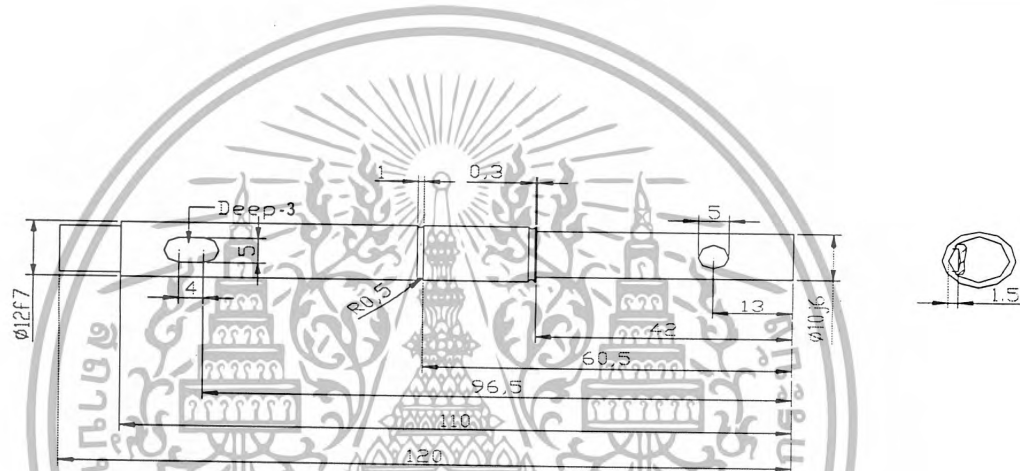


17

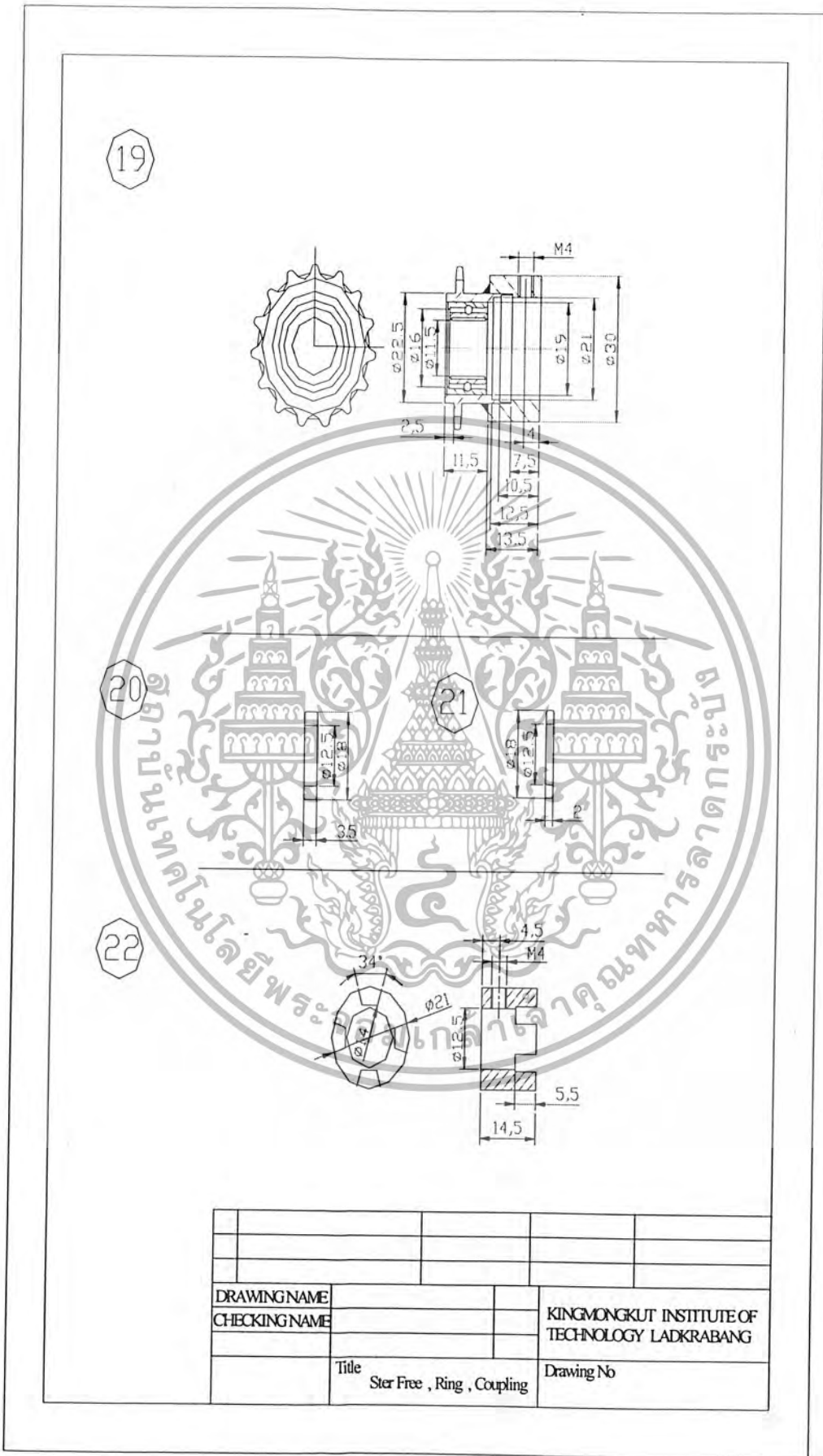


DRAWING NAME				KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
CHECKING NAME					
	Title			Drawing No	

18

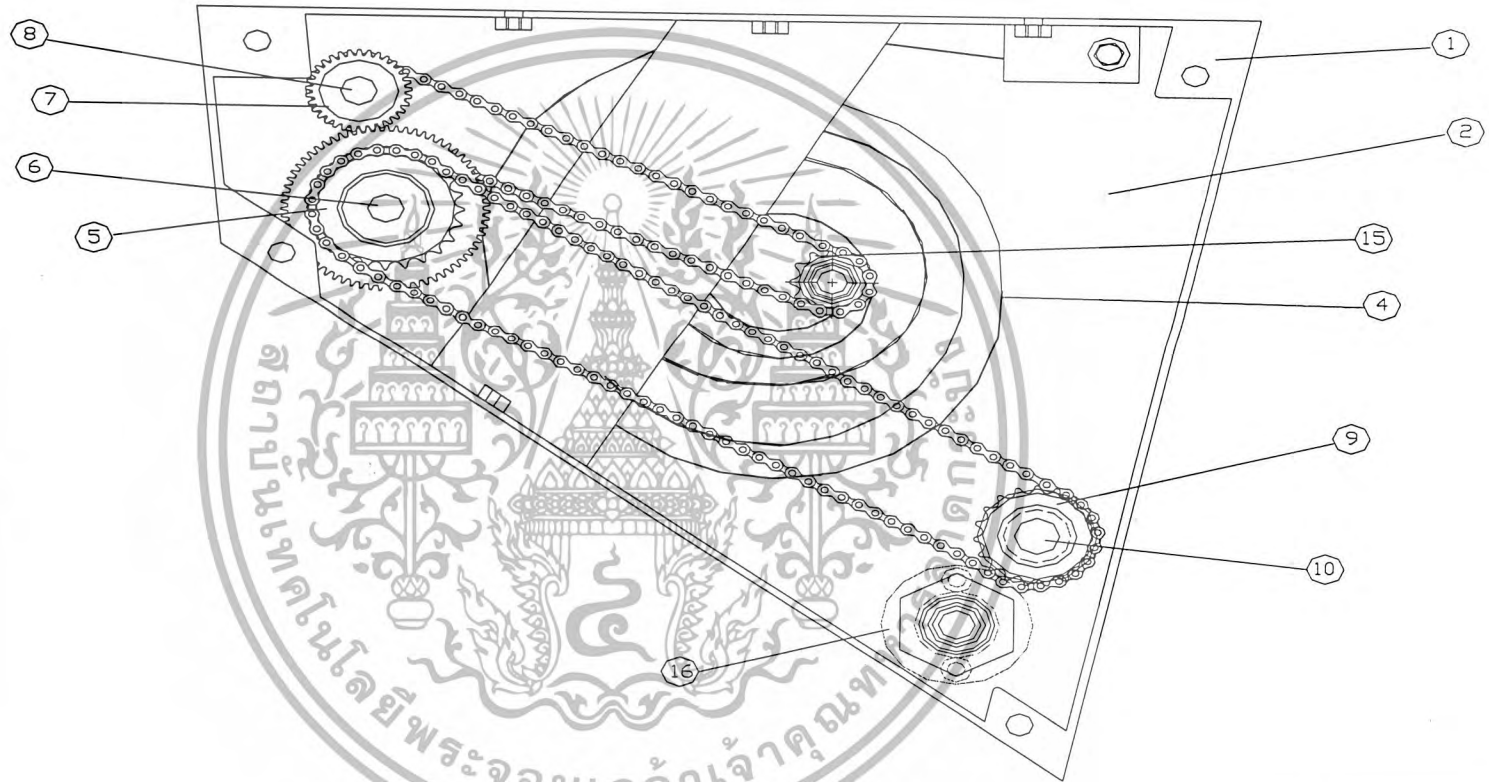


DRAWING NAME					
CHECKING NAME					
Title	Shaft Cut				
KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG				Drawing No	

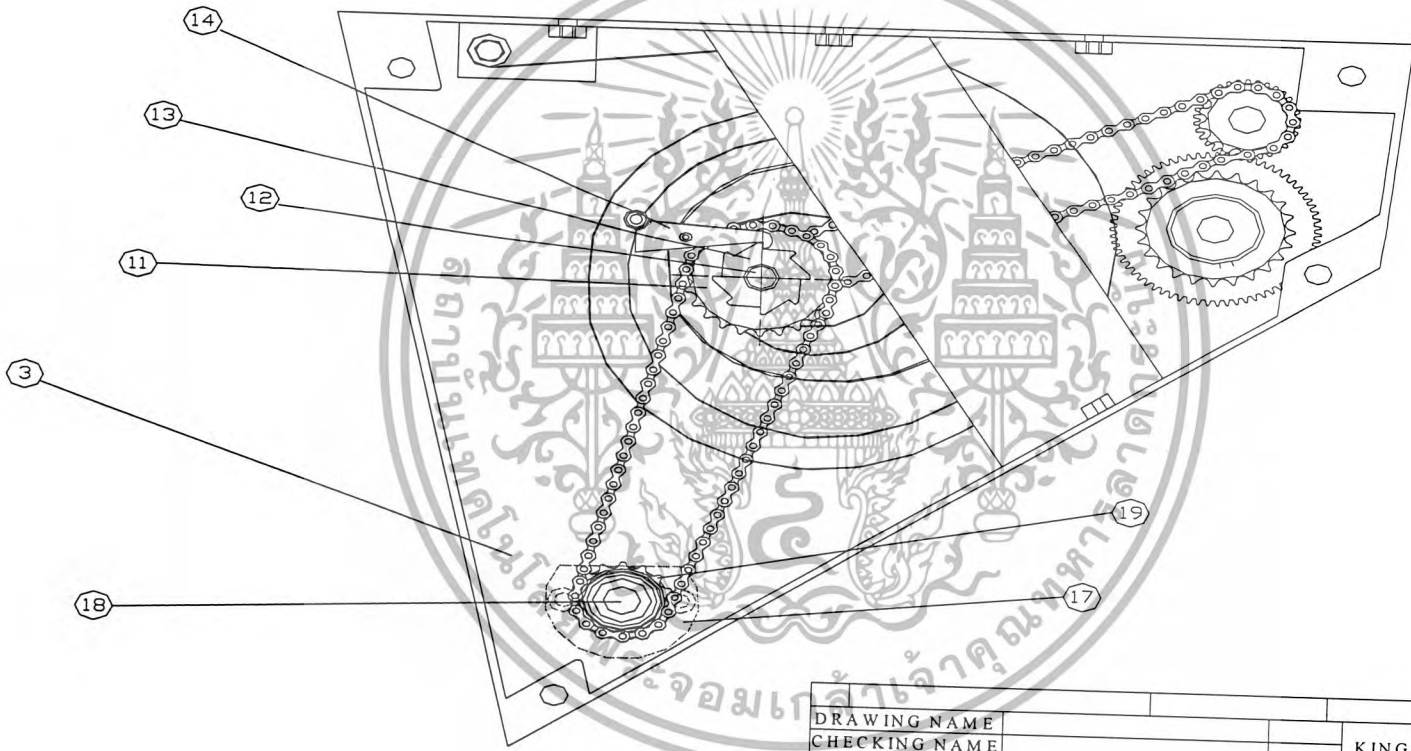


DRAWING NAME			KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
CHECKING NAME			
	Title		Drawing No
	Ster Free , Ring , Coupling		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



DRAWING NAME			
CHECKING NAME			KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
	Title		Drawing No



DRAWING NAME				
CHECKING NAME				
	Title		KINGMONGKUT INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG	
			Drawing No	