

การปรับปรุงแบบจำลองคณิตศาสตร์และการทดลอง
เพื่อประมาณค่ากำลังสูญเสียจากการไหลในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง

นายภูวดล อัครพิชญโชติ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ปีการศึกษา 2554
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)
เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)
are the thesis authors' files submitted through the Graduate School.

IMPROVEMENT OF A MATHEMATICAL MODEL AND EXPERIMENT
FOR ESTIMATION OF SLIDING LOSS IN HELICAL GEAR TRANSMISSION

Mr.Puwadon Asawapichayachot

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2011

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การปรับปรุงแบบจำลองคณิตศาสตร์และการทดลองเพื่อ
ประมาณค่ากำลังสูญเสียจากการไหลในการส่งกำลังด้วย
เฟืองเฉียง

โดย

นาย ภูวดล อัครพิชญโชติ

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.บุญสม เลิศหิรัญวงศ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(ศาสตราจารย์ ดร. สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ)

..... อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จิรพงศ์ กสิวิทย์อำนาจ)

..... กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(ดร. สุกิจ ดีเยี่ยมอย่าง)

ภูวดล อัครพิชญไชติ : การปรับปรุงแบบจำลองคณิตศาสตร์และการทดลอง
เพื่อประมาณค่ากำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง
(IMPROVEMENT OF A MATHEMATICAL MODEL AND EXPERIMENT FOR
ESTIMATION OF SLIDING LOSS IN HELICAL GEAR TRANSMISSION)
อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผศ. ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์, 242 หน้า.

วิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเสนอการศึกษาเบื้องต้นเกี่ยวกับปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียของการส่งกำลังของคู่เฟืองเฉียง โดยได้แบ่งการศึกษาเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การประมาณผลของปัจจัยต่างๆ จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และการศึกษาจากการทดลองในส่วน of แบบจำลองคณิตศาสตร์เพื่อประมาณกำลังสูญเสียของคู่เฟืองเฉียงจะปรับปรุงแบบจำลองการหาค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองตรงซึ่งเสนอโดย ชนัตต์ โดยแบบจำลองจะพิจารณาให้เฟืองเฉียงมีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองตรงซ้อนกันเป็นชั้นๆ และวางเฟืองทำมุมกันตามองศาของมุมเบสอีลิคส์ ในส่วนของการทดลองนั้น ได้จัดสร้างชุดทดลอง back-to-back gearbox system ซึ่งเป็นชุดทดลองแบบไม่มีกำลังขาออก โดยกำลังที่ใส่เข้าไปจะไหลวนอยู่ในระบบเพื่อชดเชยแรงเสียดทานและกำลังสูญเสียต่างๆ ในระบบ ความแม่นยำของแบบจำลองที่สร้างขึ้นจะถูกตรวจสอบโดยการเปรียบเทียบผลการประมาณกับผลการทดลองโดยปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่พิจารณาในที่นี้ ได้แก่ มุมอีลิคส์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน โมดูล ความเร็วรอบ และภาระแรงบิด

ผลการประมาณจากแบบจำลองพบว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมอีลิคส์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก เฟืองเฉียงที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย เฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียมากขึ้นเล็กน้อย และเฟืองเฉียงที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมาก การเปรียบเทียบแนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกันเฉพาะอิทธิพลของ มุมกด และโมดูล แต่อิทธิพลของมุมอีลิคส์และความกว้างหน้าฟันนั้นยังมีแนวโน้มที่ไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อนิสิต.....
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล.....ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก.....
ปีการศึกษา.....2554.....

5270451421 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : / HELICAL GEAR POWER LOSS / MODEL / EXPERIMENT

PUWADON ASAWAPICHAYACHOT: IMPROVEMENT OF A MATHEMATICAL MODEL AND EXPERIMENT FOR ESTIMATION OF SLIDING LOSS IN HELICAL GEAR TRANSMISSION. ADVISOR: ASST. PROF. CHANAT RATANASUMAWONG, Ph.D., 242 pp.

This thesis presents the preliminary study on parameters affecting to power losses in helical gears. This study is separated into two parts that are application of the mathematical model for estimating power loss of helical gear transmission and experiment to investigate the helical gear power loss. First the spur gear meshing model presented by Chanat has been improved, helical gear is modeled as the multi-section spur gears aligned slantwise along with base helix angle. The second part; experiment; the back-to-back gear test rig had been constructed for measuring helical gear power loss. This type of the test rig does not have the power output. The input power is circulated in the system to compensate the friction and power losses. In order to verify the accuracy of the model, the estimated power losses were compared with the experimental results. The parameters affecting to power loss considered here are helix angle, pressure angle, face width and module.

The estimated results shows that the helical gear pair having higher helix angle and module has higher power loss but helical gear with higher pressure angle and face width has lower power loss. By comparison between the estimated and experimental results, it is found that the estimated results agree well with experimental results just only in case of affects of pressure angle and module, however the affects of helix angle and face width to power loss cannot be predicted correctly.

Department : ..Mechanical Engineering.. Student's Signature

Field of Study : ..Mechanical Engineering.. Advisor's Signature

Academic Year :2011.....

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงลงได้ด้วยความกรุณา ของ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษา คำแนะนำ ข้อคิดเห็นอันเป็นประโยชน์ ต่อวิทยานิพนธ์ และความอนุเคราะห์ในด้านอื่นๆ อีกหลายประการด้วยดีเสมอมา ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้ง ในพระคุณและความกรุณาเป็นอย่างยิ่ง จึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอกราบขอบพระคุณ ศาสตราจารย์ ดร. สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ ประธานกรรมการ ผู้ช่วย ศาสตราจารย์ ดร. จีรพงศ์ กสิวิทย์อำนวย และดร. สุกิจ ดีเยี่ยมอย่าง กรรมการที่ให้คำแนะนำ ตลอด ระยะเวลาทำงานวิจัย ที่ทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความครบถ้วนสมบูรณ์มากขึ้น

ขอกราบขอบพระคุณ คุณไพศาล มานิตยโชติพิสิฐ ที่ให้ความกรุณาในการจัดสร้างชุด ทดลอง ให้คำแนะนำและแนวคิดในการออกแบบชุดทดลองที่ใช้ศึกษาในวิทยานิพนธ์นี้ ตลอดจน สถานะที่ทดลองเบื้องต้น ณ บริษัทรุ่งเรืองกิจบ้านโป่ง จำกัด

ขอขอบพระคุณ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ทุนสนับสนุนในงานวิจัยนี้

ขอขอบพระคุณ คุณโกวิท โกพล ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือในด้านเครื่องมือที่ใช้สำหรับ การทดลอง ตลอดจนคำแนะนำและวิธีการต่างๆ ในการใช้เครื่องมือ

ขอขอบพระคุณ นายชาคริต เย็นที่ ในการร่วมมือจัดสร้างชุดทดลองและช่วยทำการ ทดลองจนการวิจัยนี้สมบูรณ์ และนายอลงกต เลาะไธสง ที่ช่วยให้คำปรึกษาเกี่ยวกับการเขียน โปรแกรม MATLAB ขอขอบพระคุณ เพื่อนๆ รุ่นพี่ รุ่นน้องปริญญาโทบัณฑิตทุกท่านที่ให้ความ ช่วยเหลือในด้านต่างๆ ตลอดมา

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา ที่ให้กำลังใจและสนับสนุนการศึกษาของ ผู้วิจัยเสมอมา และคุณค่าอันใดที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบเป็นกตัญญูตราบัวแต่บิดา มารดา ครูอาจารย์ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฎ
สารบัญภาพ.....	ฏ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	บ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	3
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
1.5 ปริทัศน์วรรณกรรม.....	4
บทที่ 2 กำลังสูญเสียในระบบส่งกำลัง.....	13
2.1 กำลังสูญเสียที่เกิดจากเฟือง.....	13
2.1.1 กำลังสูญเสียจากการไถล.....	13
2.1.2 กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง.....	15
2.1.3 กำลังสูญเสียจากการหมุน.....	16
2.1.4 กำลังสูญเสียจากการหมุนป็นน้ำมันหล่อลื่น.....	18
2.2 กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน.....	18
2.3 สรุป.....	20
บทที่ 3 การคำนวณหา กำลังสูญเสียสำหรับเฟืองเฉียง.....	21
3.1 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียเฟืองตรง.....	21
3.2 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง.....	24
3.2.1 รูปแบบการขบและระนาบการขบของเฟืองเฉียง.....	25
3.2.2 แบบจำลองเฟืองเฉียง.....	26
3.2.3 ทิศทางแรงกระทำขณะเฟืองเฉียงขบกัน.....	26

3.2.4 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการชบกันของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน และอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม.....	28
3.3 ผลของจำนวนเฟืองย่อยต่อความแม่นยำของการประเมินกำลังสูญเสีย.....	31
3.4 การคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน.....	34
3.5 ขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง.....	36
3.6 สรุป.....	37
บทที่ 4 การเปรียบเทียบผลการคำนวณกำลังสูญเสียเบื้องต้น.....	38
4.1 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง.....	38
4.2 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง.....	41
4.3 สรุป.....	48
บทที่ 5 การทดลองหาลักษณะกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง.....	49
5.1 ชุดทดลอง back-to-back gearbox system.....	49
5.2 พารามิเตอร์ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง.....	52
5.3 การคำนวณกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง.....	54
5.3.1 การทดลองหาลักษณะกำลังสูญเสียในห้วงเกียร์ขณะไม่มีภาระ.....	55
5.3.2 การทดลองหาลักษณะกำลังสูญเสียในห้วงเกียร์ขณะมีภาระ.....	57
5.4 สรุป.....	59
บทที่ 6 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง.....	60
6.1 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหาลักษณะกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ.....	60
6.2 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหาลักษณะกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ.....	62
6.3 ผลการทดลองซ้ำ.....	73
6.4 อิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย.....	77
6.4.1 อิทธิพลของมุมฮีลิคซ์ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	78
6.4.2 อิทธิพลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	80

6.4.3	อิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	81
6.4.4	อิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	83
6.4.5	อิทธิพลของความเร็รรอบและภาระแรงบิด ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	85
6.5	ประสิทธิภาพทางกลในห้องเกียร์ส่งกำลัง.....	87
6.6	สรุป.....	88
บทที่ 7	การประยุกต์ใช้แบบจำลองในการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถล ในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง.....	90
7.1	ผลการประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ.....	90
7.2	ผลการประเมินกำลังสูญเสียที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	96
7.3	ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ต่างๆ.....	102
7.4	การใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของพารามิเตอร์ของเฟืองที่มีผลต่อ กำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง.....	109
7.4.1	อิทธิพลของมุมฮีลิคซ์.....	109
7.4.2	อิทธิพลของมุมกด.....	110
7.4.3	อิทธิพลของความกว้างหน้าฟัน.....	111
7.4.4	อิทธิพลของโมดูล.....	112
7.5	สรุป.....	113
บทที่ 8	บทสรุป.....	115
8.1	สาระสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	115
8.2	อภิปราย.....	119
8.3	ข้อเสนอแนะ.....	120
	รายการอ้างอิง.....	122
	ภาคผนวก.....	124
	ภาคผนวก ก คำจำกัดความของเฟือง.....	125
	ภาคผนวก ข การสร้างและเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดภาระแรงบิด.....	129
	ภาคผนวก ค วิธีการทดลองหาลำลังสูญเสียภายในระบบชุดทดลอง.....	139
	ภาคผนวก ง ตารางผลการทดลอง.....	152

ภาคผนวก จ	ข้อมูลชุดเฟื่องที่ใช้ในการทดลองและแบบชุดทดลอง.....	182
ภาคผนวก ฉ	รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองและเครื่องมือวัดต่างๆ...	222
ภาคผนวก ช	พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง และโปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลในคูเฟื่องเฉียง.....	229
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....		242

สารบัญตาราง

		หน้า
ตารางที่ 2.1	แสดงค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณหาค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับ ภาวะ.....	20
ตารางที่ 3.1	การแทนเครื่องหมายของค่าต่างๆ สำหรับสมการ (3.13).....	25
ตารางที่ 3.2	พารามิเตอร์เฟืองเฉียงที่ใช้ในการศึกษาผลของจำนวนเฟืองตรงย่อย.....	31
ตารางที่ 3.3	พารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงที่ใช้ในการศึกษาผลของจำนวนเฟืองตรง ย่อย.....	33
ตารางที่ 3.4	สมการสำเร็จสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน.....	34
ตารางที่ 3.5	พารามิเตอร์ของชุดเฟืองที่ใช้หาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน.....	35
ตารางที่ 4.1	พารามิเตอร์ของชุดเฟืองตรงและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง.....	39
ตารางที่ 4.2	พารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง.....	42
ตารางที่ 5.1	พารามิเตอร์ของเฟืองที่ใช้ในการทดลอง.....	53
ตารางที่ 5.2	Test Matrix ที่ใช้ในการทดลอง.....	53
ตารางที่ 5.3	สภาวะการทำงานและลำดับในการทดลอง.....	53
ตารางที่ 6.1	แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง A และ B.....	79
ตารางที่ 6.2	แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง B และ C.....	80
ตารางที่ 6.3	แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง B และ D.....	82
ตารางที่ 6.4	แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง B และ E.....	83
ตารางที่ 7.1	สรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง.....	114
ตารางที่ ข.1	การปรับเทียบอุปกรณ์วัดภาวะแรงบิดภายในระบบ.....	134
ตารางที่ ข.2	การปรับเทียบ Torque transducer.....	137
ตารางที่ ง.1	ผลการทดลองวัดแรงบิดในระบบของเฟือง A – E ที่ใช้ในการวัดกำลังสูญเสีย.....	153
ตารางที่ ง.2	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาวะของเฟืองชุด A.....	154
ตารางที่ ง.3	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาวะของเฟืองชุด B.....	155
ตารางที่ ง.4	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาวะของเฟืองชุด C.....	156
ตารางที่ ง.5	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาวะของเฟืองชุด D.....	157

ตารางที่ ง.21	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 54 N-m ของเฟืองชุด D.....	173
ตารางที่ ง.22	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 114 N-m ของเฟืองชุด D.....	174
ตารางที่ ง.23	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 144 N-m ของเฟืองชุด D.....	175
ตารางที่ ง.24	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 171 N-m ของเฟืองชุด D.....	176
ตารางที่ ง.25	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 199 N-m ของเฟืองชุด D.....	177
ตารางที่ ง.26	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 39 N-m ของเฟืองชุด E.....	178
ตารางที่ ง.27	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 89 N-m ของเฟืองชุด E.....	179
ตารางที่ ง.28	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 130 N-m ของเฟืองชุด E.....	180
ตารางที่ ง.29	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด ที่เพลาชับ 151 N-m ของเฟืองชุด E.....	181
ตารางที่ จ.1	แสดงข้อมูลเฟืองที่ใช้ในการทดลอง.....	183
ตารางที่ ข.1	พารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟืองที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจาก แบบจำลอง.....	230
ตารางที่ ข.2	คุณสมบัติของสารหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลอง.....	230

สารบัญภาพ

	หน้า	
ภาพที่ 1.1	แผนผังชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back.....	4
ภาพที่ 1.2	กราฟแสดงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งต่างๆ.....	6
ภาพที่ 2.1	แสดงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการลื่นไถล.....	14
ภาพที่ 2.2	แรงที่กระทำบนฟันเฟือง.....	15
ภาพที่ 2.3	การเกิดแรงต้านทานจากการกลิ้งภายในตลับลูกปืน.....	16
ภาพที่ 3.1	แรงที่กระทำกับเฟืองตามระหว่งการขบ.....	21
ภาพที่ 3.2	อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟัน 1 คู่.....	25
ภาพที่ 3.3	ระนาบการขบของเฟืองเฉียง.....	26
ภาพที่ 3.4	แบบจำลองเฟืองเฉียง.....	27
ภาพที่ 3.5	ทิศทางแรงกระทำขณะเฟืองเฉียงขบกัน.....	27
ภาพที่ 3.6	อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการขบกันของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน.....	28
ภาพที่ 3.7	อัตราส่วนกำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟันและอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียง.....	29
ภาพที่ 3.8	เส้นสัมผัสระหว่างฟันของเฟืองเฉียงที่เวลา t	30
ภาพที่ 3.9	ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเฟืองตรงย่อยกับอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย	31
ภาพที่ 3.10	อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ใช้จำนวนเฟืองตรงย่อยค่าต่างๆ ในการคำนวณ	32
ภาพที่ 3.11	จำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดที่ใช้ในการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของชุดเฟืองเฉียงต่างๆ.....	33
ภาพที่ 3.12	ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสำเร็จ กับตำแหน่งการขบของคู่เฟือง.....	35
ภาพที่ 3.13	แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง.....	36
ภาพที่ 3.14	ระยะการขบ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และอัตราส่วนกำลังสูญเสียในช่วงเวลาต่างๆ.....	37
ภาพที่ 4.1	ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back.....	38
ภาพที่ 4.2	แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ..	40
ภาพที่ 4.3	แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงที่ภาระการทำงานต่างๆ....	41

ภาพที่ 4.4	แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ	43
ภาพที่ 4.5	แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่ภาระการทำงานต่างๆ...	44
ภาพที่ 4.6	แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ ความเร็วรอบหมุนต่างๆ ที่แรงบิด 546 Nm.....	45
ภาพที่ 4.7	แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ ความเร็วรอบหมุนต่างๆ ที่แรงบิด 140 Nm.....	46
ภาพที่ 4.8	การกระจายภาระบนหน้าฟันของเฟืองเฉียง.....	47
ภาพที่ 5.1	แผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์ของชุดทดลอง back-to-back. gearbox system.....	50
ภาพที่ 5.2	ชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system.....	51
ภาพที่ 5.3	แผนผังระบบน้ำมันหล่อลื่นในชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system.....	52
ภาพที่ 5.4	แผนผังการจำแนกกำลังสูญเสียประเภทต่างๆ ในระบบชุดทดลอง.....	54
ภาพที่ 5.5	แผนผังการทดลองหาลำดับสูญเสียในห้องเกียร์ขณะไม่มีภาระ.....	56
ภาพที่ 5.6	แผนผังการทดลองหาลำดับสูญเสียในห้องเกียร์ขณะมีภาระ.....	57
ภาพที่ 6.1	ภาระแรงบิดในระบบที่วัดได้จากกรณีการทดลองวัดกำลังสูญเสีย ขณะไม่มีภาระ.....	61
ภาพที่ 6.2	ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ และความเร็วรอบเพลาชับ.....	61
ภาพที่ 6.3	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด A.....	63
ภาพที่ 6.4	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด B.....	64
ภาพที่ 6.5	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด C.....	65
ภาพที่ 6.6	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด D.....	66
ภาพที่ 6.7	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด E.....	67

ภาพที่ 6.8	เปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด A.....	69
ภาพที่ 6.9	เปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด B.....	70
ภาพที่ 6.10	เปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด C.....	71
ภาพที่ 6.11	เปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด D.....	72
ภาพที่ 6.12	เปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด E.....	73
ภาพที่ 6.13	ภาระแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำ ของเฟืองชุด A.....	74
ภาพที่ 6.14	กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำ ของเฟืองชุด A.....	74
ภาพที่ 6.15	กำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำ ของเฟืองชุด A.....	75
ภาพที่ 6.16	ภาระแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำ ของเฟืองชุด B.....	75
ภาพที่ 6.17	กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำ ของเฟืองชุด B.....	76
ภาพที่ 6.18	กำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำ ของเฟืองชุด B.....	76
ภาพที่ 6.19	ภาระการทำงานที่ใช้ในการทดลองหาลำลังสูญเสีย.....	78
ภาพที่ 6.20	แสดงอิทธิพลของมุมฮีลิคัลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	79
ภาพที่ 6.21	แสดงอิทธิพลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	81
ภาพที่ 6.22	แสดงอิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	82

ภาพที่ 6.23	แสดงอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไหลที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	84
ภาพที่ 6.24	ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไหลและความเร็วรอบหมุน ที่ภาระแรงบิดต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E.....	85
ภาพที่ 6.25	ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไหลและภาระแรงบิดที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E.....	86
ภาพที่ 6.26	ประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E.....	88
ภาพที่ 7.1	แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 รอบต่อนาที.....	91
ภาพที่ 7.2	แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 1000 รอบต่อนาที.....	92
ภาพที่ 7.3	แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 1500 รอบต่อนาที.....	93
ภาพที่ 7.4	แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 2000 รอบต่อนาที.....	94
ภาพที่ 7.5	แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที.....	95

ภาพที่ 7.18	แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่มีความกว้างหน้าฟันต่างกัน.....	112
ภาพที่ 7.19	แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่มีโมดูลต่างกัน.....	113
ภาพที่ ก.1	การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง.....	126
ภาพที่ ข.1	ตำแหน่งการติด strain gage.....	130
ภาพที่ ข.2	ตำแหน่งการติด strain gage ที่เพลาจริง.....	131
ภาพที่ ข.3	การต่อวงจร full bridge ของ strain gage.....	131
ภาพที่ ข.4	การต่อสายสัญญาณจากวงจร full bridge ของ strain gage กับกล่อง module.....	131
ภาพที่ ข.5	การติดตั้งเพลานับได้สำหรับการปรับเทียบ.....	132
ภาพที่ ข.6	การเชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์.....	132
ภาพที่ ข.7	การถ่วงน้ำหนักที่แขนถ่วงน้ำหนักเพื่อให้แรงบิดที่เพลา.....	133
ภาพที่ ข.8	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์วัดแรงบิด ภายในระบบ.....	134
ภาพที่ ข.9	การติดตั้ง torque transducer บนโครงสอบเทียบ.....	135
ภาพที่ ข.10	การอ่านค่าสัญญาณจาก torque transducer.....	136
ภาพที่ ข.11	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์ Torque transducer.....	138
ภาพที่ ค.1	การประกอบเฟืองลงในห้องเกียร์.....	140
ภาพที่ ค.2	การต่อสายวงจร full bridge เข้ากับ DAQ.....	141
ภาพที่ ค.3	การยึดสลักเกลียวที่คัปปลิงที่เชื่อมต่อเพลาจากห้องเกียร์ กับอุปกรณ์วัดแรงบิด.....	141
ภาพที่ ค.4	ระบบน้ำมันหล่อลื่นควบคุมอัตราการไหลโดยการปรับความเร็วรอบจาก อินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับปั๊มน้ำมัน.....	142
ภาพที่ ค.5	ชุดอุปกรณ์ความคมอุณหภูมิแสดงผลแบบดิจิตอล.....	142
ภาพที่ ค.6	การเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์โดยใช้โปรแกรม LABVIEW ในการเก็บค่า.....	143

ภาพที่ ค.7	การวัดความเร็วรอบการหมุนของเพลลาโดยใช้เครื่องวัด ความเร็วรอบแบบสัมผัส.....	143
ภาพที่ ค.8	เปลี่ยนโหลดคัปปลิงเป็นคัปปลิงที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์.....	144
ภาพที่ ค.9	ขีดสลักไว้ที่ตุ๊กตากับโหลดคัปปลิง.....	145
ภาพที่ ค.10	ขั้นตอนการถ่วงน้ำหนักที่โหลดคัปปลิงที่ด้านที่มีรูเจาะเยื้องศูนย์.....	145
ภาพที่ ค.11	ใส่สลักเมื่อรูเจาะตรงกันขณะถ่วงน้ำหนัก.....	146
ภาพที่ ค.12	ยึดสลักเกลียวเพื่อให้เพลลาบิดค้ำและเกิดแรงอัดที่หน้าฟัน.....	146
ภาพที่ ค.13	วัดค่าแรงบิดภายในระบบโดยโปรแกรม LABVIEW.....	147
ภาพที่ ค.14	การหล่อลื่นเฟืองภายในห้องเกียร์ โดยการฉีดน้ำมันหล่อลื่น ไปที่ตำแหน่งขบของเฟือง.....	147
ภาพที่ ค.15	ปรับเปลี่ยนความเร็วรอบโดยอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความถี่ ของมอเตอร์ตัวขับ.....	148
ภาพที่ ค.16	การเพิ่มภาระแรงบิดโดยเปลี่ยนโหลดคัปปลิงให้มีรูเจาะเยื้องศูนย์มากขึ้น...	149
ภาพที่ ค.17	ตำแหน่งของโหลดคัปปลิง.....	149
ภาพที่ ค.18	โหลดคัปปลิงในขณะใช้งาน.....	149
ภาพที่ ค.19	การขีดสลักเพื่อถ่วงน้ำหนัก.....	149
ภาพที่ ค.20	การถ่วงน้ำหนักบนแกนถ่วง.....	149
ภาพที่ ค.21	ตำแหน่งรูเจาะที่เยื้องศูนย์.....	150
ภาพที่ ค.22	ตำแหน่งรูเจาะตรงศูนย์.....	150
ภาพที่ ค.23	ใส่สลักเกลียวในขณะที่รูเจาะตรงศูนย์.....	150
ภาพที่ จ.1	แบบชุดทดลองรวมทั้งหมด.....	184
ภาพที่ จ.2	ภาพการประกอบห้องเกียร์.....	185
ภาพที่ จ.3	แบบ Case.....	186
ภาพที่ จ.4	แบบ Flange.....	187
ภาพที่ จ.5	แบบ Plug.....	188
ภาพที่ จ.6	แบบ Lid.....	189
ภาพที่ จ.7	แบบชุดทดลอง Top View.....	190
ภาพที่ จ.8	แบบฐานชุดทดลอง Inside.....	191
ภาพที่ จ.9	แบบฐานชุดทดลอง Outside.....	192

ภาพที่ จ.10	แบบฐานตุ้กตา Inside.....	193
ภาพที่ จ.11	แบบฐานตุ้กตา Outside.....	194
ภาพที่ จ.12	แบบพู่เล่ตัวขั้ว.....	195
ภาพที่ จ.13	แบบพู่เล่ตัวตาม.....	196
ภาพที่ จ.14	แบบการวางคัปลิ่ง.....	197
ภาพที่ จ.15	แบบคัปลิ่ง 1.....	198
ภาพที่ จ.16	แบบคัปลิ่ง 2.....	199
ภาพที่ จ.17	แบบคัปลิ่ง 3.....	200
ภาพที่ จ.18	แบบคัปลิ่ง Disc.....	201
ภาพที่ จ.19	แบบคัปลิ่ง Dummy.....	202
ภาพที่ จ.20	แบบคัปลิ่ง Load Coupling (0, 30 องศา).....	203
ภาพที่ จ.21	แบบคัปลิ่ง Load Coupling (5, 35 องศา).....	204
ภาพที่ จ.22	แบบคัปลิ่ง Load Coupling (10, 40 องศา).....	205
ภาพที่ จ.23	แบบคัปลิ่ง Load Coupling (15, 45 องศา).....	206
ภาพที่ จ.24	แบบคัปลิ่ง Load Coupling (20, 50 องศา).....	207
ภาพที่ จ.25	แบบคัปลิ่ง Load Coupling (25, 55 องศา).....	208
ภาพที่ จ.26	แบบการจัดวางเพลลาและลิ้ม.....	209
ภาพที่ จ.27	แบบเพลลา 1.....	210
ภาพที่ จ.28	แบบเพลลา 2.....	211
ภาพที่ จ.29	แบบเพลลา 3.....	212
ภาพที่ จ.30	แบบเพลลา 4.....	213
ภาพที่ จ.31	แบบเพลลา 5.....	214
ภาพที่ จ.32	แบบเพลลา 6.....	215
ภาพที่ จ.33	แบบเพลลา 7.....	216
ภาพที่ จ.34	การประกอบเพลลา.....	217
ภาพที่ จ.35	แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิด.....	218
ภาพที่ จ.36	แบบฐานถ่วงน้ำหนัก.....	219
ภาพที่ จ.37	แบบ Pin ขั้วระบบ.....	220
ภาพที่ จ.38	แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิดสำหรับการสอบเทียบ.....	221

ภาพที่ ๑.1	มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส.....	223
ภาพที่ ๑.2	Inverter.....	223
ภาพที่ ๑.3	เครื่องวัดความเร็วรอบ.....	224
ภาพที่ ๑.4	เครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer).....	224
ภาพที่ ๑.5	Strain amplifier module.....	225
ภาพที่ ๑.6	ปั้มน้ำมันหล่อลื่น.....	225
ภาพที่ ๑.7	มอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับปั้มน้ำมัน.....	226
ภาพที่ ๑.8	Inverter ควบคุมมอเตอร์ขับปั้มน้ำมันหล่อลื่น.....	226
ภาพที่ ๑.9	Heater.....	227
ภาพที่ ๑.10	Thermocouple.....	227
ภาพที่ ๑.11	ชุดอุปกรณ์แสดงผลและควบคุมอุณหภูมิ.....	228
ภาพที่ ๑.12	Dial gage.....	228

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

θ	คือ มุมสัมผัส
β	คือ มุมที่เบนออกจากเส้นแนวแรงกระทำเนื่องจากผลของแรงเสียดทาน
α	คือ มุมกด (Pressure angle)
α_t	คือ มุมกดในแนวแกน Transverse
α_{t1}	คือ เฟืองเฉียงที่มีมุมกดมากกว่าเฟืองเฉียง α_{t2}
α_{t2}	คือ เฟืองเฉียงที่มีมุมกดน้อยกว่าเฟืองเฉียง α_{t1}
A	คือ จุดที่รากฟันของเฟืองขับเริ่มขบกับปลายฟันของเฟืองตาม
B	คือ จุดที่รากฟันของเฟืองตามเริ่มขบกับปลายฟันของเฟืองขับ
C_s	คือ แรงสถิติประเมนซึ่งสามารถหาค่าได้จาก catalog ของบริษัทผู้ผลิต
D_0	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางนอกของเฟือง
d_m	คือ ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน
D_p	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเฟือง
D_r	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรากฟัน
E_0	คือ Young's Modulus สมมุติ
E_1	คือ Young's Modulus ของเฟืองขับ
E_2	คือ Young's Modulus ของเฟืองตาม
f	คือ แรงเสียดทานในแนวแกนผิวสัมผัส
f_1	คือ ค่าตัวประกอบไร้มิติ ซึ่งขึ้นกับการออกแบบและภาวะที่กระทำกับตลับลูกปืน
f_L	คือ ค่าตัวประกอบที่ขึ้นกับชนิดของตลับลูกปืนและชนิดของน้ำมันที่ใช้หล่อลื่น
F_β	คือ พารามิเตอร์ของแรง
F_a	คือ แรงตามแนวแกนเพลลา
F_r	คือ แรงตามแนวรัศมีของเฟือง
F_s	คือ แรงสมมุติ
FW	คือ ความกว้างหน้าฟัน
H_1	คือ กำลังเข้า
H_2	คือ กำลังออก
H_3	คือ กำลังสูญเสีย
H_{S1}	คือ กำลังที่ฟันของเฟืองย่อยคู่ที่ 1 ส่ง

H_{S2}	คือ กำลังที่พื้นของเฟืองย่อยคู่ที่ 2 ส่ง
H_{Sn}	คือ กำลังที่พื้นของเฟืองย่อยคู่ที่ n ส่ง
K	คือ จุดสัมผัสของพื้นของเฟืองขับกับเฟืองตาม
$Loss_{S1}$	คือ กำลังสูญเสียจากการไถลเนื่องจากการขบกันของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 1
$Loss_{S2}$	คือ กำลังสูญเสียจากการไถลเนื่องจากการขบกันของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 2
$Loss_{Sn}$	คือ กำลังสูญเสียจากการไถลเนื่องจากการขบกันของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 3
m	คือ โมดูลของเฟือง
m_g	คือ อัตราส่วนเฟือง
m_t	คือ โมดูลเฟืองในแนวแกน Transverse
m_{t1}	คือ เฟืองเฉียงที่มีโมดูลน้อยกว่าเฟืองเฉียง m_{t2}
m_{t2}	คือ เฟืองเฉียงที่มีโมดูลมากกว่าเฟืองเฉียง m_{t1}
m_w	คือ อัตราทดของคู่เฟือง
M_0	คือ ค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ไม่ขึ้นกับภาวะ
M_1	คือ โมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ
M_b	คือ ค่าโมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืน
n	คือ ตำแหน่งการขบ
$n-n$	คือ แนวแกนส่งกำลังของเฟือง
nS	คือ จำนวนของพื้นของเฟืองตรงย่อยในขณะที่กำลังขบอยู่ทั้งหมด
N	คือ แรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามในแนวเส้นแนวแรงกระทำ
N_1	คือ จุดสัมผัสระหว่างวงกลมเบสกับแนวแกนส่งกำลังของเฟืองขับ
N_2	คือ จุดสัมผัสระหว่างวงกลมเบสกับแนวแกนส่งกำลังของเฟืองตาม
O_1	คือ เฟืองตัวขับ
O_2	คือ เฟืองตัวตาม
P	คือ จุดพิตช์
P_b	คือ กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน
P_c	คือ กำลังภายในระบบ
PB	คือ ระยะเบสพิตช์
$P_{b,load dep.}$	คือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะในตลับลูกปืน
$P_{b,load indep.}$	คือ กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะในตลับลูกปืน

P_{input}	คือ กำลังขาเข้าระบบ
P_{max}	คือ ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส
P_{mech}	คือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกล
P_{mesh}	คือ กำลังสูญเสียที่เกิดจากการขบส่งกำลังของเฟือง
$P_{rolling}$	คือ กำลังสูญเสียจากการกลิ้งของเฟือง
$P_{sliding}$	คือ กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟือง
P_{spin}	คือ กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน
P_{total}	คือ กำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลอง
P_w	คือ กำลังสูญเสียจากการหมุน
R	คือ ผลรวมรัศมีความโค้ง
R_{12}	คือ แรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตาม ซึ่งมีทิศเบนออกจากเส้นแนวแรงกระทำ
R_p	คือ รัศมีของวงกลมพิตช์
S	คือ ค่าความเรียบผิว
$t-t$	คือ แนวแกนที่ตั้งฉากกับแนวแกนส่งกำลังของเฟือง
T	คือ แรงบิด
T_1	คือ แรงบิดที่เพลลาของเฟืองขับ
T_2	คือ แรงบิดที่เพลลาของเฟืองตาม
T_c	คือ ภาระแรงบิดในระบบชุดทดลอง
T_L	คือ ค่าแรงบิดจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)
T_S	คือ ค่าแรงบิดจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดในระบบ
T_T	คือ แรงบิดขาเข้าห้องเกียร์
v_1	คือ ความเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองขับ
v_2	คือ ความเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตาม
V_L	คือ แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)
V_r	คือ ผลรวมของความเร็วการกลิ้ง
V_s	คือ ความเร็วการไถลสัมผัส
V_S	คือ แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดในระบบ
W	คือ หน่วยภาระ
y	คือ ค่าคงที่ขึ้นกับชนิดและขนาดของตลับลูกปืน

z	คือ ค่าคงที่ขึ้นกับชนิดและขนาดของตลับลูกปืน
Z	คือ จำนวนฟันของเฟือง
ϵ_1	คือ Poisson's Ratio ของเฟืองขับ
ϵ_2	คือ Poisson's Ratio ของเฟืองตาม
λ	คือ ค่าแสดงถึงเนื้อที่ภายในห้องเกียร์
μ	คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
ν_k	คือ ความหนืดเชิงจลศาสตร์
ν_o	คือ ความหนืดเชิงพลศาสตร์
ρ	คือ ค่าความหนาแน่นของน้ำมัน
σ	คือ ค่าคงที่ของน้ำมันในสภาวะบรรยากาศภายในห้องเกียร์
ν	คือ ค่าความหนืดของน้ำมัน
ν_k	คือ ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ในหน่วย มิลลิเมตร ² ต่อวินาที
Ψ	คือ มุมอีลิคซ์ของเฟืองเฉียง (Helix angle)
Ω	คือ ความเร็วรอบหมุน
ω	คือ ความเร็วรอบหมุนของเฟือง
ω_1	คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับ
ω_2	คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม
ω_b	คือ ความเร็วในการหมุนเชิงมุมของตลับลูกปืน
ω_{input}	คือ ความเร็วเชิงมุมขาเข้าห้องเกียร์
φ	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสีย
$\overline{\varphi}$	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย
φ_{S1}	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย้อยคู่ที่ 1
φ_{S2}	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย้อยคู่ที่ 2
φ_{Sn}	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย้อยคู่ที่ n
φ_{total}	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม
η_{total}	คือ ประสิทธิภาพรวม
η_{spin}	คือ ประสิทธิภาพที่ไม่ขึ้นกับภาวะ
η_{mech}	คือ ประสิทธิภาพทางกล

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์

ในปัจจุบันการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วของจำนวนประชากรบนโลก ทำให้เกิดปัญหาการขาดแคลนทรัพยากรต่างๆ โดยเฉพาะทรัพยากรด้านพลังงานเชื้อเพลิง แหล่งน้ำมันดิบขนาดใหญ่ที่มีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุนขุดเจาะเพื่อนำมาใช้เริ่มหายากขึ้น การใช้พลังงานปริมาณมากในปัจจุบันทำให้อัตรากำไรเกิดเชื้อเพลิงฟอสซิลไม่สามารถทดแทนได้ ส่งผลให้ราคาเชื้อเพลิงสูงขึ้นโดยเฉพาะน้ำมันเบนซินและน้ำมันดีเซลซึ่งเป็นเชื้อเพลิงหลักในการคมนาคมและขนส่ง ผลจากราคาของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นนี้ส่งผลโดยตรงต่อต้นทุนการผลิต ทำให้ราคาสินค้าสูงขึ้น ดังนั้นการลดการใช้ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงในยานพาหนะจึงเป็นแนวทางในการแก้ไขปัญหาการขาดแคลนได้ การลดปริมาณการใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงในปัจจุบันสามารถกระทำได้ในหลายแนวทาง ได้แก่ การใช้พลังงานชนิดอื่นทดแทนน้ำมัน และการพัฒนาเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะ

ในส่วนของการเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะเพื่อลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงนั้น ได้มีการศึกษากันอย่างกว้างขวางเช่นเดียวกันกับพลังงานทดแทน ในอดีตการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบการสันดาปภายในของเครื่องยนต์และการออกแบบรูปร่างของยานพาหนะ เป็นจุดสนใจหลักในการเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะ เนื่องจากระบบสันดาปภายใน และแรงต้านอากาศส่งผลต่อกำลังสูญเสียโดยรวมมากกว่ากำลังที่สูญเสียในระบบส่งกำลัง อย่างไรก็ตามการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยรวมให้สูงขึ้นไปกว่านั้นนั้น นอกจากจะพิจารณาระบบต้นกำลังและแรงต้านทานอากาศพลศาสตร์ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพอย่างมากแล้ว ปัจจัยรองลงมา เช่น ประสิทธิภาพในการส่งกำลังก็มีความจำเป็นเช่นเดียวกัน ยกตัวอย่างเช่น ระบบเฟืองส่งกำลังระบบคลัตช์ ระบบข้อต่อต่างๆ ที่ใช้ในการส่งกำลัง ฯลฯ การเพิ่มประสิทธิภาพในการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปจนถึงล้อขับเคลื่อนเพียงหนึ่งเปอร์เซ็นต์ จะสามารถลดปริมาณในการใช้เชื้อเพลิงได้อย่างมาก โดยเฉพาะในชุดเฟืองส่งกำลังนั้นถึงแม้ว่ากำลังสูญเสียของแต่ละคู่เฟืองของเฟืองตรงและเฟืองเฉียงจะมีค่าน้อย โดยมีค่าทั่วไปประมาณ 1-2% แต่ในการส่งกำลังด้วยเฟืองนั้นจะมีการใช้เฟืองหลายคู่ในการส่งกำลังเป็นขั้นๆ จึงส่งผลให้ค่ากำลังสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นมีค่ามากอย่างมีนัยสำคัญต่อประสิทธิภาพการส่งกำลัง ด้วยเหตุนี้กลไกการเกิดกำลังสูญเสียในเฟืองจึงเป็นประเด็นที่น่าสนใจในการศึกษา

เฟืองมีการใช้อย่างกว้างขวางในงานหลากหลายประเภท เช่น ในระบบส่งกำลังของรถยนต์ ในเครื่องจักรกลทางการเกษตร รวมถึงเครื่องจักรกลในโรงงานอุตสาหกรรม เป็นต้น โดยเฉพาะเฟืองเฉียงที่มีจุดเด่นในการส่งกำลังที่ส่งได้มากกว่าเฟืองตรง มีเสียงในการทำงาน และแรงกระแทกน้อยกว่าเฟืองตรง จึงเป็นที่นิยมใช้ในงานส่งกำลังทั่วไป โดยฟันของเฟืองเฉียงถูกออกแบบให้มีผิวโค้งอินโวลูต เพื่อให้สามารถส่งกำลังด้วยอัตราทดที่ถูกต้องตลอดเวลา อย่างไรก็ตามรูปร่างของฟันเฟืองทำให้เกิดการไถลของฟันคู่ที่ขบกันขึ้น ส่งผลให้เกิดกำลังสูญเสียขึ้นโดยไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ นอกจากนี้ ขณะที่เฟืองขบกันจะเกิดการเสียดสีกันระหว่างผิวของฟันเฟืองทำให้เกิดความร้อน และทำให้ผิวของฟันเกิดการสึกหรอ ดังนั้นเมื่อชุดเฟืองมีประสิทธิภาพในการส่งกำลังดีขึ้นจะทำให้ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นและการสึกหรอของผิวฟันลดน้อยลง ช่วยยืดอายุการใช้งานของน้ำมันหล่อลื่นให้มีระยะเวลาการใช้งานขึ้น และช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงชุดเฟืองนั้นๆ ดังนั้นความเข้าใจถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียในเฟืองเฉียง ช่วยให้สามารถออกแบบเฟืองที่มีประสิทธิภาพการส่งกำลังสูงขึ้น ช่วยประหยัดพลังงานโดยเฉพาะอย่างยิ่งในปัจจุบัน ซึ่งราคาเชื้อเพลิงมีแนวโน้มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง

กำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง สามารถแบ่งออกได้หลายส่วน ได้แก่ 1. กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล (Sliding loss) 2. กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง (Rolling loss) 3. กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศ (Windage loss) และ 4. กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น (Churning loss) สำหรับกำลังสูญเสียจากการไถลและการกลิ้งมีผลมาจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างการขบกันของคู่ฟันเฟือง ขนาดของกำลังสูญเสียขึ้นกับความเร็วเนื่องจากการไถลและภาวะบนคู่เฟือง ส่วนกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศเกิดจากการหมุนต้านอากาศในห้องส่งกำลัง การสูญเสียขึ้นกับรูปร่างของเฟืองและรูปร่างของห้องส่งกำลังของชุดเฟืองนั้นๆ และในส่วนของกำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น เกิดขึ้นจากการหมุนของเฟืองที่จมในน้ำมันหล่อลื่น ทำให้เกิดการหมุนปั่นน้ำมันและการสาดกระเด็นของน้ำมันหล่อลื่นในห้องส่งกำลัง กำลังสูญเสียขึ้นกับตัวแปร เช่น ความเร็วรอบการหมุนของเฟือง รูปร่างของฟันเฟือง ระดับความลึกของที่เฟืองจมอยู่ในน้ำมันหล่อลื่น ค่าความหนืดและอุณหภูมิน้ำมันของน้ำมันหล่อลื่น เป็นต้น ในกรณีที่ไม่มี การจมของเฟืองในน้ำมันหล่อลื่นหรือเป็นการฉีดน้ำมันหล่อลื่นเข้าไปโดยตรงเพื่อหล่อลื่นฟันเฟืองนั้น กำลังสูญเสียประเภทนี้จะมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งไปได้ และจากงานวิจัยหลายๆ ชิ้น พบว่าในกรณีของเฟืองขนาดเล็กและหมุนด้วยความเร็วรอบไม่สูงมากนัก เช่น เฟืองที่มีการใช้ในรถยนต์ทั่วไป กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกำลังสูญเสียประเภทอื่นๆ ดังนั้นสำหรับในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษา

ถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงโดยเฉพาะกำลังสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทานจากการไถล

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษากลไกการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลของคู่เฟืองเฉียง รวมถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย
2. ปรับปรุงแบบจำลองเพื่อใช้ประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลที่เกิดขึ้นในคู่เฟืองเฉียง โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้คำนึงถึงผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบ และภาระการทำงาน
3. เปรียบเทียบผลการวัดกำลังสูญเสียกับแบบจำลองที่ปรับปรุง เพื่อตรวจสอบประสิทธิผลของแบบจำลอง

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียของคู่เฟืองเฉียงและปัจจัยต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่มีอัตราทด 1:1 ได้แก่ มุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน โมดูล ความเร็วรอบ และแรงบิด
2. ออกแบบและสร้างชุดทดลอง และออกแบบการทดลองให้ครอบคลุมปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่แสดงในข้อ 1
3. ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในชุดเฟืองตามปัจจัยที่ต้องการในข้อ 1
4. ปรับปรุงแบบจำลองเพื่อประยุกต์ใช้ประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลที่เกิดขึ้นในคู่เฟืองเฉียง และพิจารณาผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบ และภาระการทำงาน
5. เปรียบเทียบผลการวัดกำลังสูญเสียกับแบบจำลองที่สร้างขึ้นเพื่อตรวจสอบประสิทธิผลของแบบจำลอง
6. สรุปผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียในชุดเฟือง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

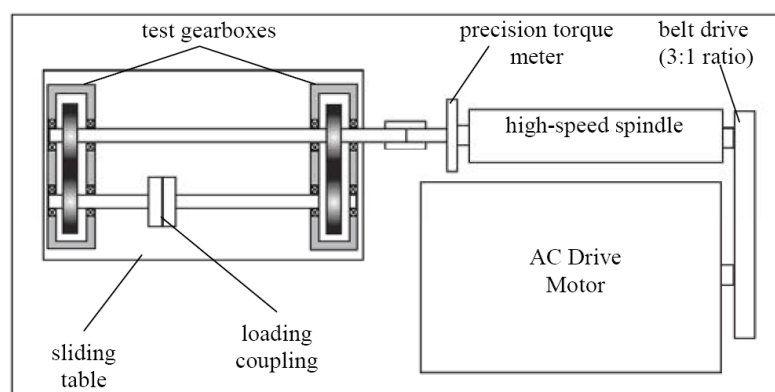
1. เข้าใจกลไกการเกิดกำลังสูญเสียในระบบส่งกำลังของเฟืองเฉียง และปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย
2. สามารถนำแบบจำลองที่สร้างขึ้นไปประเมินหาลำลังสูญเสียในชุดเฟืองเฉียงได้

3. ผลของการศึกษานี้เป็นพื้นฐานซึ่งสามารถนำไปสู่การพัฒนาเพื่อออกแบบเฟืองเฉียง และระบบส่งกำลังเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงาน และประหยัดพลังงานต่อไป

1.5 ปรัชญาวรรณกรรม

การศึกษาประสิทธิภาพและกำลังสูญเสียของระบบเฟืองส่งกำลังเป็นหัวข้อวิจัยที่ได้รับความสนใจมาเป็นเวลานาน และมีผลงานวิจัยตีพิมพ์จำนวนมาก งานวิจัยบางส่วนที่เกี่ยวข้องกับกำลังสูญเสียของเฟืองส่งกำลังมีดังต่อไปนี้

Petry-Johnson et al. [1] ทดลองวัดกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลของการส่งกำลังของเฟืองตรงซึ่งมีอัตราทด 1:1 โดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ดังแสดงแผนผังชุดทดสอบในภาพที่ 1.1 ซึ่งสามารถใช้ทดสอบได้ทั้งเฟืองตรงและเฟืองเฉียง คณะผู้วิจัยได้ศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังด้วยเฟือง เช่น ขนาดฟันเฟือง ชนิดของน้ำมันหล่อลื่น ความเรียบของผิวฟัน และผลจากสภาวะการทำงานต่างๆ เช่น ภาระแรงบิดและความเร็วรอบ เป็นต้น การวัดกำลังสูญเสียทำได้โดยวัดกำลังที่ใช้ขับเคลื่อนเฟือง โดยอุปกรณ์วัดแรงบิดซึ่งอยู่ระหว่างชุดต้นกำลังและห้องเกียร์ Petry-Johnson et al. ได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุนและที่ภาระแรงบิดต่างๆ โดยแบ่งการทดลองวัดกำลังสูญเสียได้ 2 กรณี คือ ในกรณีที่ไม่มีภาระ และในกรณีที่มีการให้ภาระ จากผลการทดลองพบว่า โมดูลและจำนวนฟัน มีผลมากต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรง ส่วนความกว้างหน้าฟันไม่มีผลเลยต่อกำลังสูญเสีย ในส่วนของตัวแปรที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังที่ผู้วิจัยยังไม่ได้ศึกษา ได้แก่ คู่เฟืองส่งกำลังในอัตราทดไม่เท่ากับ 1:1 ซึ่งปกติคู่เฟืองมักมีอัตราทดอื่นๆ เพื่อผลในการปรับเปลี่ยนความเร็วรอบและแรงบิด



ภาพที่ 1.1 แผนผังชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back [1]

นอกจากงานวิจัยของ Petry-Johnson et al. ซึ่งศึกษาอิทธิพลของขนาดโมดูล ความเรียบผิว น้ำมันหล่อลื่น และสภาวะการทำงาน ที่มีต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของคู่เฟืองตรงนั้น ยังมีงานวิจัยในทำนองเดียวกันอีก ยกตัวอย่างเช่น งานวิจัยของ Haizuka, Kikusaki, and Naruse [2] ซึ่งมีการศึกษาผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรง

Haizuka et al. ทดลองวัดกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานในการส่งกำลังของเฟืองตรง โดยใช้ชุดทดสอบแบบ back-to-back โดยได้ศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ได้แก่ ขนาดของโมดูล มุมกด ความสูงของฟัน ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น รวมถึงสภาวะการทำงานซึ่งได้แก่ ความเร็วรอบและภาระแรงบิด จากผลการทดลองพบว่า ค่าความหนืดน้ำมันที่มีความเหมาะสมเท่านั้นจึงจะทำให้ค่ากำลังสูญเสียมีค่าน้อยที่สุดได้ โดยที่จากงานวิจัยอื่นทั่วไปมักสรุปว่า ความหนืดน้ำมันมากขึ้นจะทำให้ค่ากำลังสูญเสียจะน้อยลง ในส่วนของรูปร่างฟัน Haizuka et al. ได้ทดลองเปรียบเทียบค่ามุมกดต่างๆ กัน ได้แก่ 14.5 20 25 และ 28 องศา พบว่าค่ามุมกดที่ 25 องศา จะทำให้ค่ากำลังสูญเสียมีค่าน้อยที่สุด

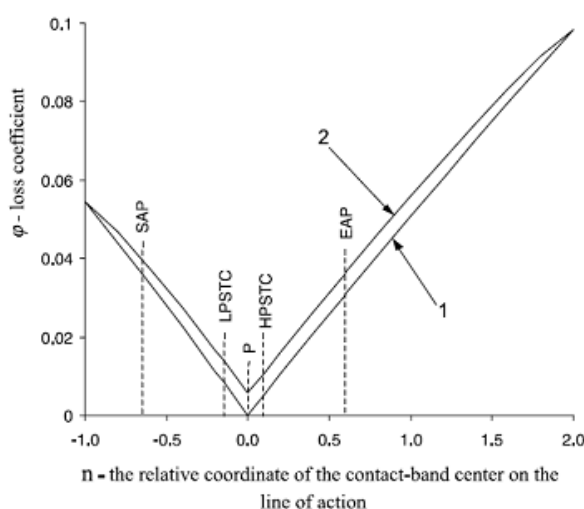
งานวิจัยของ Petry-Johnson et al. และ Haizuka et al. ได้เสนอเพียงการทดลองวัดกำลังสูญเสียของคู่เฟืองตรงเท่านั้น ไม่ได้ศึกษาถึงกำลังสูญเสียในเฟืองเฉียง สำหรับตัวอย่างงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับกำลังสูญเสียในเฟืองเฉียงได้แก่งานวิจัยของ Vaidyanathan [3]

Vaidyanathan ทดลองวัดกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงซึ่งมีอัตราทด 1:1 ที่ความเร็วรอบและภาระการทำงานต่างๆ การทดลองทำโดยใช้ชุดทดสอบแบบ Back to Back นอกจากนี้ยังได้ศึกษาถึงผลของค่าโมดูล มุมกด และมุมฮิลิกซ์ โดยจากการทดลองพบว่า เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ หมุนและแรงบิด กำลังสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่มีอัตราทดและเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์เท่ากัน พบว่าเฟืองเฉียงที่มีค่า มุมฮิลิกซ์ และ โมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากแต่เฟืองเฉียงที่มีค่ามุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย

งานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้นได้มีการเสนอเพียงแค่ว่ากำลังสูญเสียที่ได้จากการทดลองวัดเท่านั้น ไม่ได้อธิบายถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียในหลายๆ กรณี จึงไม่สามารถนำมาใช้ทำนายหรือประเมินกำลังสูญเสียได้ การศึกษาถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียโดยสร้างแบบจำลองเพื่อใช้ประเมินกำลังสูญเสียเป็นอีกแนวทางหนึ่งซึ่งมีความสำคัญเป็นอย่างมาก จากความสำคัญนี้ จึงมีงานวิจัยจำนวนมากที่เสนอถึงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟือง ตัวอย่างงานวิจัยในกลุ่มนี้มีดังนี้

Michlin and Myunster [4] สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของคู่เฟืองตรงเนื่องจากผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้ง และการไถลของฟันเฟืองขณะขับ โดยศึกษาจากแรงที่ฟันเฟืองขับกระทำที่ฟันเฟืองตามขณะขับ และคำนวณหาอัตราส่วนระหว่างกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นต่อกำลังขาเข้าที่ตำแหน่งการขับต่างๆ ของฟันเฟืองที่ขับกัน 1 คู่ โดยสมการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียจะติดอยู่ในรูปของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ตำแหน่งการขับของฟันเฟือง มุมกดหน้าฟัน สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างฟันเฟือง และอัตราทด ตัวอย่างอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ประเมินได้แสดงในภาพที่ 1.1 โดยกราฟเส้นที่ 1 แสดงถึงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยไม่คิดผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้ง ในขณะที่กราฟที่ 2 แสดงถึงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยคิดผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้งเข้าไปด้วย

จากภาพเมื่อพิจารณากำลังสูญเสียโดยรวมตลอดการขับ ผลของแรงเสียดทานจากการกลิ้งจะมีผลน้อยกว่าผลของแรงเสียดทานจากการไถลมาก งานวิจัยนี้ช่วยให้เข้าใจกลไกการเกิดกำลังสูญเสียได้โดยง่าย นอกจากนี้ยังใช้เวลาในการคำนวณน้อย เนื่องจากพิจารณาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างพื้นผิวฟันเป็นค่าคงที่ตลอดช่วงการขับ และพิจารณาการขับกันของฟันเฟืองเพียงแค่ 1 คู่ เท่านั้น ซึ่งยังไม่สอดคล้องกับการขับกันจริงของเฟืองซึ่งในบางขณะมีการขับกันของฟันเฟืองมากกว่า 1 คู่ นอกจากนี้งานวิจัยของ Michlin and Myunster ไม่มีการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง จึงไม่สามารถยืนยันถึงความแม่นยำของแบบจำลองได้ นอกจากนี้ยังไม่ได้แสดงให้เห็นถึงผลกระทบของปัจจัยต่างๆ เช่น มุมกด โมดูล ภาระแรงบิด และความเร็รรอบ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย



ภาพที่ 1.2 กราฟแสดงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งต่างๆ [4]

ชนิดต์ และคณะ [5] ปรับปรุงแบบจำลองของ Michlin and Myunster ให้สามารถประยุกต์ใช้ได้ในกรณีที่มีพื้นผิวเกิดการขบสงกำลังมากกว่า 1 คู่ และศึกษาอิทธิพลของโมดูลความเร็วยรอบหมุน และภาระแรงบิดต่อกำลังสูญเสีย นอกจากนี้ ชนิดต์ และคณะยังได้เปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียของ Petry-Johnson et al. โดยเปรียบเทียบผลเฉพาะในกรณีของสภาวะการทำงานและขนาดโมดูลแตกต่างกันเท่านั้น โดยผลการเปรียบเทียบพบว่าแนวโน้มโดยรวมมีความสอดคล้องกัน คือ กำลังสูญเสียเพิ่มขึ้นตามความเร็วยรอบหมุน และภาระแรงบิด โดยพื้นผิวที่มีขนาดใหญ่กว่า หรือโมดูลมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่า ถึงแม้ว่าผลการประเมินจะมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง แต่ค่ากำลังสูญเสียที่ประเมินได้ยังมีความแตกต่างกับค่าจากการทดลองพอสมควร ปัจจัยที่มีผลต่อความแม่นยำของการประเมินตามแบบจำลองนี้ คือ การเลือกใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดยในที่นี้เลือกใช้จากงานวิจัยที่มีมาก่อน สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้เป็นค่าคงที่โดยเลือกเป็นค่ากลางๆ ที่สอดคล้องกับช่วงสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่รายงานในงานวิจัยหลายๆ ชิ้นซึ่งอาจจะไม่สอดคล้องกับพื้นผิวที่ใช้ในการทดลองของ Petry-Johnson et al.

จากงานวิจัยของ Michlin and Myunster และงานวิจัยของ ชนิดต์ และคณะ พบว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีผลต่อความแม่นยำของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้เป็นอย่างมาก โดยการเลือกค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เหมาะสมจะทำให้ผลการประเมินมีความแม่นยำ ซึ่งงานวิจัยทั้งสองไม่ได้กล่าวถึงที่มาของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เลือกใช้ และไม่ได้กล่าวถึงความสัมพันธ์ของตัวแปร เช่น รูปร่างของเฟือง ความเรียบผิว ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น และสภาวะการทำงาน ที่มีต่อสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

จากความสำคัญของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เลือกใช้ต่อความแม่นยำของแบบจำลองกำลังสูญเสีย ทำให้มีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาถึงปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในคู่เฟืองขณะขับ [6] – [10] โดยงานวิจัยเหล่านี้ได้เสนอแนวทางในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยเสนอสมการสำเร็จ (Empirical formulas) ซึ่งได้จากการทำ curve-fitting ของผลการทดลองวัดสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดยใช้ชุดทดลองประเภท twin-disks โดยการทดลองจะประยุกต์ใช้พื้นผิวสัมผัสผิวยางง่าย เช่น ผิวทองกระบอกคู่ เพื่อใช้วัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้เงื่อนไขของการขบกันของเฟือง และภาระการทำงานต่างๆ ดังนั้นสมการสำเร็จเหล่านี้จะคำนึงถึงผลของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วยรอบหมุน ภาระแรงบิด ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น และความเรียบผิว จึงมีความเหมาะสมและแม่นยำกว่าการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่

สมการสำเร็จที่ได้ถูกนำไปใช้ประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของเฟือง ตัวอย่างงานวิจัยที่ใช้สมการสำเร็จเหล่านี้ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ได้แก่ งานวิจัยของ Anderson and Lowenthal [11], Terauchi, Nagamura, and Ikejo [12] และ Heingartner and Mba [13] โดย Anderson and Lowenthal ได้แสดงวิธีการหาลำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ในการส่งกำลังของเฟืองตรง ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการไถล กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง และกำลังสูญเสียจากการหมุน รวมถึงการประมาณค่ากำลังสูญเสียในตลับลูกปืน โดยในส่วนของกำลังสูญเสียจากการไถลนั้น ผู้วิจัยได้สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในระหว่างการขบ โดยคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลที่ตำแหน่งการขบใดๆ จากผลคูณของความเร็วการไถล และแรงเสียดทาน ซึ่งในส่วนของหาค่าแรงเสียดทานซึ่งขึ้นกับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและภาระแรงที่หน้าฟัน Anderson and Lowenthal ได้นำสมการสำเร็จของ Benedict and Kelly [6] มาช่วยในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และได้คำนึงถึงการแบ่งภาระแรงที่หน้าฟันในกรณีที่มีการขบกันของฟันเฟืองพร้อมกัน 2 คู่ฟันด้วย นอกจากนี้ Anderson and Lowenthal ได้ใช้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่สร้างขึ้นศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นจากการขบส่งกำลังของเฟืองตรง ได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟือง ความกว้างหน้าฟัน อัตราทด และค่าความหนืดน้ำมัน รวมถึงอิทธิพลของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบหมุน ซึ่งแสดงอยู่ในรูปของความเร็วที่จุดสัมผัสวงกลมพิทช์ของเฟือง (Pitch line velocity) และค่าภาระแรงบิดต่างๆ ผลจากการคำนวณกำลังสูญเสียต่างๆ จากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียตามระเบียบวิธีของ Anderson and Lowenthal ถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองจากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ซึ่งได้ศึกษาอิทธิพลของ ความเร็วรอบหมุน ภาระแรงบิด อัตราการไหลของน้ำมันหล่อลื่น ตำแหน่งการฉีดน้ำมันหล่อลื่น ความกว้างของเฟือง และความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งการเปรียบเทียบระหว่างผลการวัดกำลังสูญเสียจากการทดลองและผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลอง พบว่ามีแนวโน้มสอดคล้องและมีค่าที่ใกล้เคียงกัน

Terauchi et al. สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานเพื่อศึกษาอิทธิพลของการทำผิวสำเร็จและสภาวะการทำงานของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานในการส่งกำลังของเฟืองตรง ในขั้นแรกเพื่อความสะดวกในการหาค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน Terauchi et al. ได้คำนวณกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานโดยการสมมติค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานให้เป็นค่าคงที่ระหว่างการขบกันของฟันเฟือง ซึ่งพบว่าการสมมติค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานให้เป็นค่าคงที่ระหว่างการขบนั้นไม่มีประสิทธิภาพ เนื่องจากเป็นการสมมติที่ไม่สอดคล้องกับความเป็นจริง ซึ่งในความเป็นจริงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะขึ้นกับภาระแรงและ

ความเร็วการไถลที่ผิวฟันในระหว่างการขบ ซึ่งภาระแรงที่หน้าฟันและความเร็วการไถลจะมีเปลี่ยนแปลงตลอดการขบ เพื่อการคำนวณกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานให้แม่นยำมากขึ้น Terauchi et al. จึงเปลี่ยนวิธีการคำนวณโดยเปลี่ยนมาใช้ระเบียบวิธีเดียวกันกับ Anderson and Lowenthal ซึ่งใช้สมการสำเร็จของ Benedict and Kelly ในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

นอกจากนี้ Terauchi et al. ยังได้ทำการทดลองเพื่อหาค่ากำลังสูญเสียจากแรงเสียดทาน เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับสมการทำนายกำลังสูญเสียที่ได้สร้างขึ้น Terauchi et al. ได้ศึกษาอิทธิพลของวิธีการทำผิวสำเร็จ 3 แบบ ได้แก่ Hobbing Shaving และ Grinding โดยทำการทดลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ได้แก่ ที่สภาวะความเร็วรอบหมุนของเฟืองขับ 10 - 60 รอบต่อวินาที และที่ภาระแรงบิดที่เฟืองขับ 4 ค่า ระหว่าง 33 - 92 นิวตันเมตร ซึ่งผลการทดลองและผลจากการคำนวณพบว่า ค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานของวิธีการทำผิวสำเร็จแบบ Hobbing มีค่ากำลังสูญเสียมากที่สุด รองลงมาคือ Grinding ส่วน Shaving มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด ซึ่งผลจากการทดลองและแบบจำลองที่ Terauchi et al. สร้างขึ้นนั้นมีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดี

Heingartner and Mba ได้พัฒนาแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงของ Anderson and Loewenthal ให้สามารถใช้ได้กับเฟืองเฉียง และแสดงวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียในส่วนต่างๆ ได้แก่ กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง กำลังสูญเสียจากการหมุน กำลังสูญเสียจากปั่นน้ำมัน ความแม่นยำของผลการประเมินถูกตรวจสอบโดยการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง โดยใช้ชุดทดลองแบบ Back to Back จากการเปรียบเทียบพบว่า ผลการประเมินกับผลการทดลองมีแนวโน้มสอดคล้องกัน อย่างไรก็ตามการทดลองที่แสดงในงานวิจัยทำเพื่อทดสอบความแม่นยำของผลการประเมินที่ภาระต่างๆ กัน แต่ไม่ได้ศึกษาผลของรูปร่างของเฟือง ซึ่งได้แก่ โมดูล ความกว้างหน้าฟัน มุมกด มุมฮีลิกซ์ และความเร็วรอบ

ถึงแม้ว่าการนำสมการสำเร็จไปใช้ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะทำให้ได้ผลการประเมินกำลังสูญเสียที่มีสอดคล้องและใกล้เคียงกับผลการทดลองมากขึ้น แต่ถึงอย่างไรนั้นการใช้สมการสำเร็จในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานยังคงมีข้อจำกัดในการใช้อยู่ ซึ่งสามารถใช้ประเมินค่าสัมประสิทธิ์ได้แม่นยำที่สภาวะหนึ่งๆ เท่านั้น หากเลือกใช้สมการสำเร็จไม่สอดคล้องกับสภาวะการทดลองจริงอาจทำให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ประเมินได้มีความผิดพลาด จากข้อจำกัดนี้จึงมีการนำเสนอวิธีการอื่นๆ ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีความแม่นยำและครอบคลุมสภาวะการทำงานต่างๆ มากยิ่งขึ้น

วิธีการหนึ่งที่เป็นที่นิยมในปัจจุบันในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ได้แก่ วิธีการซึ่งใช้หลักการของ EHL (Elastohydrodynamics Lubricants) ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ดังเสนอในงานวิจัยของ Xu et al. [14,15], Britton et al. [16] และ Diab, Ville, and Velex [17] งานวิจัยเหล่านี้ใช้หลักการของ EHL ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

Xu et al. เสนอการสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลของการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง และเปรียบเทียบกับผลการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลจากงานวิจัยของ Petry-Johnson et al. การสร้างแบบจำลองของ Xu et al. เริ่มจากการวิเคราะห์การสัมผัสกันของฟันเฟืองและการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างฟันเฟืองที่ขบกัน โดยในงานวิจัยนี้มีแนวทางในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน 3 แนวทางด้วยกัน คือ 1. ประยุกต์ใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ 2. สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งได้มาจากการทำ curve fitting ข้อมูลจากผลการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแบบ ball-disk และ 3. สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยหลักการ EHL สิ่งที่ได้จากการวิเคราะห์การสัมผัสกันของฟันเฟืองและสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน จะทำให้สามารถประเมินประสิทธิภาพทางกลในการส่งกำลังของเฟืองที่ตำแหน่งการขบและสภาวะการทำงานต่างๆ ได้ ซึ่งจากการเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Petry-Johnson et al. พบว่าผลการวิเคราะห์ที่ได้มีความสอดคล้องกับผลการทดลอง จากผลการวิจัย ตัวแปรสำคัญที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของการส่งกำลังอย่างมาก ได้แก่ ความหยาบผิวฟัน อุณหภูมิ ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น มุมฮีลิกซ์ (Helix angle) โมดูล มุมกด (Pressure angle) เป็นต้น ความเร็วรอบการทำงานมีผลอยู่ระดับปานกลาง ส่วนภาระและความกว้างหน้าฟันไม่มีผลใดๆ ต่อประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามงานวิจัยของ Xu et al. เป็นการศึกษาด้านประสิทธิภาพและกำลังสูญเสียทางกล โดยเน้นในขั้นตอนการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน แต่ไม่ได้กล่าวถึงการหาค่ากำลังสูญเสียโดยละเอียด

Britton et al. ได้ใช้ชุดทดลองแบบ special four gear friction หาค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ที่สภาวะความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดต่างๆ และได้ศึกษาถึงอิทธิพลของความเรียบผิวต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน โดยการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของเฟืองที่ผ่านการเจียรระโนผิวฟันที่ใช้กันโดยทั่วไป ซึ่งมีค่าความเรียบผิวเฉลี่ยประมาณ 0.4 ไมโครเมตร และเฟืองที่มีการทำผิวแบบ superfinishing ที่มีค่าความเรียบผิวเฉลี่ย 0.05 ไมโครเมตร ผลจากการเปรียบเทียบพบว่า เฟืองที่ผ่านการทำ superfinishing มีค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานน้อยกว่า ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน นอกจากนี้ Britton et al. ยังได้ทำ

การสร้างแบบจำลองหาแรงเสียดทานเนื่องจากการเสียดสีระหว่างผิวฟัน โดยใช้หลักการ EHL เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับผลจากแบบจำลองด้วย ซึ่งผลการเปรียบเทียบพบว่าแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นสามารถทำนายแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทดลองได้อย่างแม่นยำ

Diab et al. ได้ทำการทดลองวัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากชุดทดลอง Twin Disc เพื่อนำผลจากการทดลองไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้สร้างขึ้นจากหลักการของ EHL ซึ่งผลของการเปรียบเทียบพบว่ามีผลสอดคล้องกันเป็นอย่างดี นอกจากนี้ Diab et al. ยังเปรียบเทียบผลการทดลองวัดแรงเสียดทานระหว่างการขบส่งกำลังของเฟืองกับผลการคำนวณแรงเสียดทานจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแบบต่างๆ ได้แก่ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากคำนวณจากสมการสำเร็จของ Benedict and Kelley และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้แบบประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้สร้างขึ้นจากหลักการของ EHL ซึ่งผลจากการเปรียบเทียบพบว่า ผลจากการหาแรงเสียดทานจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสมและการใช้สมการสำเร็จของ Benedict and Kelley มีความสอดคล้องกับผลการทดลองเป็นที่น่าพอใจเช่นเดียวกับการใช้แบบจำลองประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้สร้างขึ้นจากหลักการของ EHL ซึ่งมีความแม่นยำกว่า

จากงานวิจัยข้างต้นพบว่า ข้อดีของการใช้หลักการ EHL ในการคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน คือ หลักการนี้สามารถประยุกต์ใช้ได้ครอบคลุมสภาวะการทำงานต่างๆ และมีความแม่นยำ แต่การใช้หลักการนี้จะทำให้การประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองมีความยุ่งยาก ใช้เวลาในการคำนวณมาก และยังไม่เหมาะสมกับการนำไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองในทางปฏิบัติ โดยจากงานวิจัยของ Diab et al. พบว่าถึงแม้การใช้วิธีการ EHL จะได้ผลที่แม่นยำกว่าการใช้สมการสำเร็จ หรือการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ แต่การใช้สมการสำเร็จรวมถึงการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสม ก็สามารถคำนวณได้ผลลัพธ์ที่ดีได้เช่นเดียวกัน ยกตัวอย่างเช่นงานวิจัยของ Anderson and Lowenthal และ Terauchi et al. ซึ่งใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้สมการสำเร็จ ซึ่งได้ผลการคำนวณที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี

ถึงแม้ว่าจะมีงานวิจัยจำนวนมากที่เสนอถึงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟือง แต่อย่างไรก็ตาม แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเชิง ยังมีการศึกษาอยู่ในวงจำกัด ซึ่งแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเชิงของงานวิจัยอื่น มีความซับซ้อนจึงไม่เหมาะสมกับการประยุกต์ใช้งานจริง รวมถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดลองวัดกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเชิง

ยังมีไม่มากนัก จึงทำให้ปัจจัยอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับกำลังสูญเสียยังไม่ได้มีการศึกษา เช่น อิทธิพลของความกว้างหน้าฟันของเฟืองเฉียงที่มีต่อกำลังสูญเสีย เป็นต้น สำหรับการศึกษานี้จะทำการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียง ซึ่งมีความแม่นยำและสามารถคำนวณได้ง่าย เหมาะกับการประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองจริง โดยปรับปรุงแบบจำลองของ ชนัตต์ และคณะ โดยเลือกใช้สมการสำเร็จเพื่อเพิ่มความแม่นยำของการคำนวณหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และสอดคล้องกับสภาวะการทำงาน ชนิดน้ำมันหล่อลื่น และความเรียบผิวจริง โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นจะถูกใช้เพื่อศึกษาผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองเฉียง ได้แก่ ผลของมุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน โมดูล ความเร็วรอบการทำงาน และภาระแรงบิด ผลการประเมินจะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ทำให้สามารถประเมินความแม่นยำและความเหมาะสมของแบบจำลองในการนำไปใช้งานจริงได้

บทที่ 2

กำลังสูญเสียในระบบส่งกำลัง

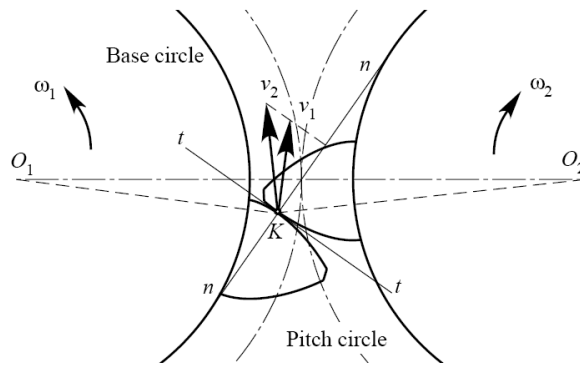
ในระบบส่งกำลัง ไม่มีระบบใดที่สามารถส่งกำลังออกได้อย่างสมบูรณ์ เนื่องจากในทุก ระบบจะมีความเสียหายในรูปแบบต่างๆ รวมอยู่ด้วย ความเสียหายนี้เป็นปัจจัยที่ทำให้เกิด กำลังสูญเสียและทำให้ประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังลดลง โดยกำลังสูญเสียหลักในห้องเกียร์ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากเฟือง และกำลังสูญเสียจากความเสียหายในตลับลูกปืน

2.1 กำลังสูญเสียที่เกิดจากเฟือง

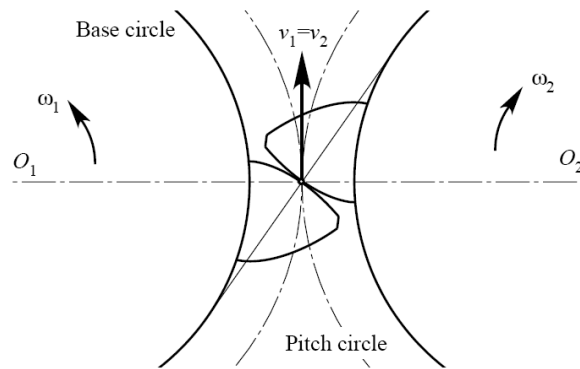
เฟืองเป็นอุปกรณ์การส่งกำลังที่มีความสำคัญมากในระบบส่งกำลังของยานพาหนะและ เครื่องจักรกลอื่นๆ กำลังสูญเสียในเฟืองนั้นสามารถแบ่งตามสาเหตุการเกิด ได้ เป็น 4 ชนิด ได้แก่ 1.กำลังสูญเสียจากการไถล 2.กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง 3.กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ และ 4.กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น รายละเอียดของกำลังสูญเสียแต่ละประเภท สามารถอธิบายได้ดังนี้

2.1.1 กำลังสูญเสียจากการไถล

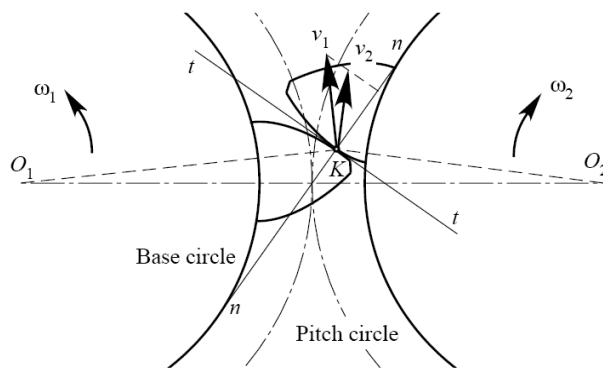
กำลังสูญเสียจากการลื่นไถล เป็นกำลังสูญเสียที่เกิดเนื่องจากการเสียดสีของพื้นเฟือง ระหว่างการขบกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการลื่นไถล แสดงดังภาพ 2.1 จากภาพเฟือง O_1 ขบ เฟือง O_2 โดยมีความเร็วของจุดสัมผัสซึ่งอยู่บนเฟือง O_1 เป็น v_1 ทิศทางของความเร็วจะตั้งฉากกับ เส้นตรงที่ลากจากจุดศูนย์กลางไปยังจุดสัมผัส และมีความเร็วของจุดสัมผัสซึ่งอยู่บนเฟือง O_2 เป็น v_2 ซึ่งมีทิศทางของความเร็วตั้งฉากกับเส้นตรงที่ลากจากจุดศูนย์กลางไปยังจุดสัมผัสเช่นกัน เมื่อ พิจารณาจุดที่เฟืองทั้ง 2 ขบกัน พบว่า เวกเตอร์ความเร็วในแนวแกน $n-n$ ต้องมีขนาดเท่ากันเพื่อให้ พื้นเฟืองคู่ที่ขบ สัมผัสกันตลอดเวลา การส่งกำลังจึงทำได้อย่างสม่ำเสมอ หากมีขนาดของ ความเร็วที่ไม่เท่ากันแล้วเฟืองจะไม่สัมผัสกันตลอดระยะเวลาที่ขบกันและเกิดการกระแทกขึ้น ส่วนเวกเตอร์ความเร็วในแนวแกน $t-t$ จะพบว่าไม่เท่ากัน จึงทำให้เกิดการไถล และแรง เสียดทานจากการไถลขึ้น ภาพที่ 2.1 (ก) (ข) และ (ค) แสดงตำแหน่งการขบก่อนถึงจุดพิตช์ ที่ ตำแหน่งพิตช์และหลังจุดพิตช์ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าความเร็วการไถลมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อ ตำแหน่งการขบเปลี่ยนไป ส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการลื่นไถลในแต่ละช่วงเวลาจะมีค่าไม่คงที่ โดยอัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตามจะมีค่ามากกว่าเฟืองขบในตอนแรก แต่เมื่อตำแหน่งขบเลย จุดพิตช์ไปแล้วอัตราเร็วของเฟืองขบจะมากกว่าเฟืองตาม นอกจากนี้ยังพบว่าที่ตำแหน่งการ



(ก) ขณะเริ่มต้นขบ

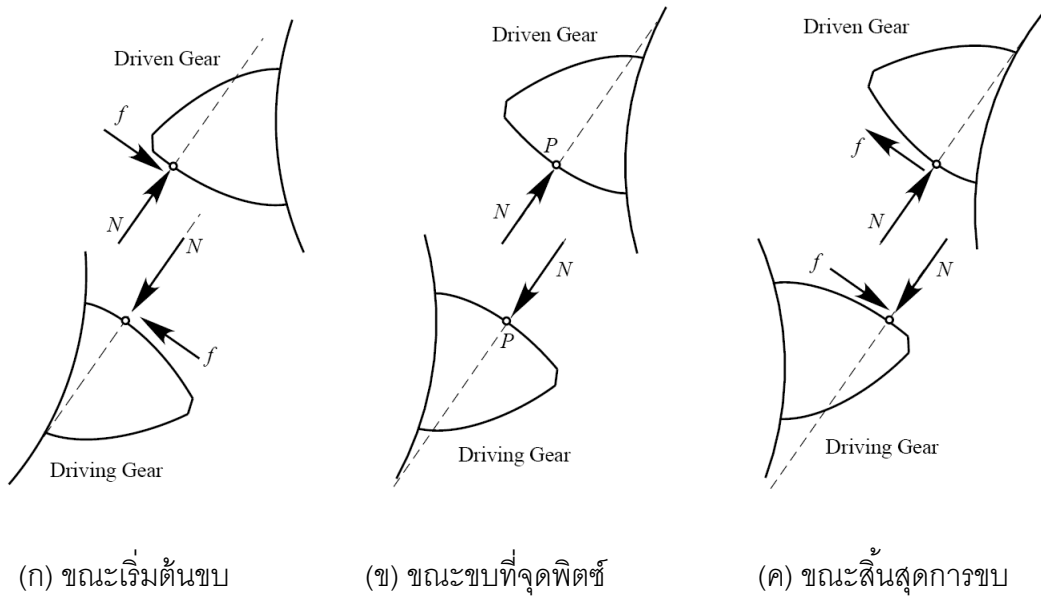


(ข) ขณะขบที่จุดพิตช์



(ค) ขณะสิ้นสุดการขบ

ภาพที่ 2.1 แสดงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการลื่นไถล

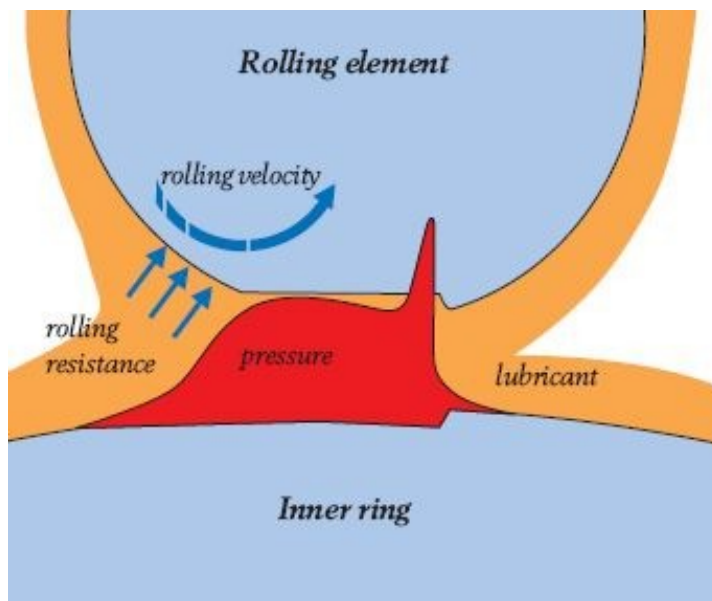


ภาพที่ 2.2 แรงที่กระทำบนฟันเฟือง

ขบห่างจากจุดพิตช์มากจะยิ่งมีความเร็วการไถลมาก จึงมีกำลังสูญเสียมากกว่าการขบที่ใกล้ๆ จุดพิตช์ สำหรับที่จุดพิตช์ความเร็วสัมผัสของเฟืองทั้งคู่มีค่าเท่ากัน จึงไม่เกิดการไถลขึ้น ภาพที่ 2.2 (ก) (ข) และ(ค) แสดงแรงที่กระทำที่ผิวเฟืองแต่ละตัวเมื่อตำแหน่งการขบต่างกัน โดยแรง N คือ แรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามในแนวเส้นแนวแรงกระทำ (Line of action) และ f คือ แรงเสียดทานในแนวแกนผิวสัมผัส จากภาพทิศของแรงเสียดทานในช่วงเริ่มต้นการขบก่อนจะถึงจุดพิตช์ และที่ตำแหน่งการขบเลยจุดพิตช์ไปแล้วมีทิศทางตรงกันข้ามกัน เนื่องจากทิศทางของความเร็วการไถลตรงข้ามกัน สำหรับที่จุดพิตช์ เนื่องจากไม่มีการไถลเกิดขึ้นจึงไม่มีแรงเสียดทานจากการไถล

2.1.2 กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง

กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง เป็นกำลังสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของชั้นฟิล์มของสารหล่อลื่น โดยปรากฏการณ์นี้จะเกิดขึ้นเมื่อน้ำมันหล่อลื่นที่อยู่ภายในห้องส่งกำลังถูกฟันเฟืองที่กำลังเคลื่อนที่เข้าไปขบกันนั้นบีบอัด และเกิดความดันขึ้นมา ภาพที่ 2.3 แสดงการเกิดแรงต้านทานจากการกลิ้งระหว่างชิ้นส่วนกลิ้ง (Rolling) บนแหวนใน (Inner ring) ของตลับลูกปืน ซึ่งมีหลักการเดียวกับแรงต้านทานจากการกลิ้งที่เกิดขึ้นระหว่างการขบกันของฟันเฟือง ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียจากการกลิ้งคือ ความหนาโดยเฉลี่ยของชั้นฟิล์มน้ำมันที่ถูกบีบอัดโดยเฟือง และอัตราส่วนการสัมผัสของฟันเฟืองในคู่นั้น จากงานวิจัยของ Michlin and Myunster [4] พบว่า



ภาพที่ 2.3 การเกิดแรงต้านทานจากการกลิ้งภายในตลับลูกปืน

กำลังสูญเสียจากการกลิ้งน้อยกว่ากำลังสูญเสียจากการไถลมาก เมื่อพิจารณาผลรวมตลอดช่วงการขบของแต่ละคู่ฟัน

2.1.3 กำลังสูญเสียจากการหมุน

กำลังสูญเสียจากการหมุนเป็นกำลังสูญเสีย ซึ่งเกิดจากการที่เฟืองหมุนด้านอากาศภายในห้องส่งกำลัง กำลังสูญเสียจากการหมุน นี้สามารถวัด หรือคำนวณได้ยากและโดยทั่วไปแล้ว การที่จะบอกว่าคุณสมบัติที่เกิดขึ้นเนื่องจากการกำลังสูญเสียจากการหมุนเป็นเท่าไรนั้น จะต้องใช้ผลการทดลองที่ทดสอบเฉพาะห้องส่งกำลังนั้นๆ จากการทดลองพบว่า กำลังสูญเสียจากการหมุนขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายประการ เช่น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟือง ความหนาของเฟือง ความเร็วการหมุน ชนิดของระบบฉีดยาน้ำมันหล่อลื่นให้ห้องส่งกำลัง อุณหภูมิขณะใช้งาน และความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น กำลังสูญเสียสามารถประมาณได้โดยใช้สมการที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ ตัวอย่างเช่น สมการซึ่งเสนอโดย Dudley [18] ดังแสดงในสมการ

$$P_w = 10^{-7} \Omega^3 D_o^5 F W^{0.7} \quad (2.1)$$

โดย P_w คือ กำลังสูญเสียจากการหมุน ในหน่วย วัตต์

Ω คือ ความเร็วรอบหมุน ในหน่วย รอบต่อนาที

D_o คือ เส้นผ่านศูนย์กลางนอกของเฟือง ในหน่วย มิลลิเมตร

FW คือ ความกว้างหน้าฟัน ในหน่วย มิลลิเมตร

Townsend [19] เสนอสมการเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการหมุนในรูปอื่นดังต่อไปนี้

$$P_w = 10^{-20} \sigma \lambda \Omega^{2.9} (0.16 D_r^{3.9} + D_r^{2.9} FW^{0.75} m^{1.15}) \quad (2.2)$$

โดย σ คือ ค่าคงที่ของน้ำมันในสภาวะบรรยากาศภายในห้องเกียร์ (ในกรณีเป็นสภาวะบรรยากาศปกติ $\sigma = 1$)

λ คือ ค่าแสดงถึงเนื้อที่ภายในห้องเกียร์ ($\lambda = 1$ สำหรับห้องเกียร์เปิดที่มีเนื้อที่กว้างมาก หรือเฟืองหมุนนอกห้องเกียร์ (ไม่มีห้องเกียร์), $\lambda = 0.6 - 0.7$ สำหรับห้องเกียร์ปิดที่มีเนื้อที่กว้าง และ $\lambda = 0.5$ สำหรับห้องเกียร์ปิดที่มีเนื้อที่พอดีกับการวางเกียร์ในการขับ)

Ω คือ ความเร็วรอบหมุน ในหน่วย รอบต่อนาที

D_r คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรากฟัน ในหน่วย มิลลิเมตร

FW คือ ความกว้างหน้าฟัน ในหน่วย มิลลิเมตร

m คือ โมดูลของเฟือง ในหน่วย มิลลิเมตร

จากสมการข้างต้นจะเห็นได้ว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนจะขึ้นกับปัจจัยทางด้านขนาดของฟันเฟืองและความเร็วรอบการหมุนเป็นหลัก Anderson and Loewenthal [11] ได้เสนอสมการเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการหมุนที่มีผลของตัวแปรอื่น ได้แก่ ผลของน้ำมันหล่อลื่นต่อกำลังสูญเสียจากการหมุน ดังนี้

$$P_w = 2.87 \times 10^{-7} \left(1 + 2.3 \frac{FW}{R_p} \right) \Omega^{2.8} R_p^{4.6} (0.028v + 0.019)^{0.2} \quad (2.3)$$

โดย FW คือ ความกว้างหน้าฟัน ในหน่วย มิลลิเมตร

R_p คือ รัศมีของวงกลมพิตช์ ในหน่วย มิลลิเมตร

Ω คือ ความเร็วรอบหมุน ในหน่วย รอบต่อนาที

v คือ ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ในหน่วย มิลลิเมตร²ต่อวินาที

กำลังสูญเสียในการหมุนของเฟืองจะมีค่าน้อยมากในกรณีที่เฟืองหมุนขบกันที่ความเร็วรอบการทำงานต่ำ และเฟืองหมุนมีขนาดเล็ก

2.1.4 กำลังสูญเสียจากการหมุนปั๊มน้ำมันหล่อลื่น

กำลังสูญเสียจากการหมุนปั๊มน้ำมันหล่อลื่นมีสาเหตุมาจากการที่เฟืองหมุนจมอยู่ในน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งทำให้เกิดการหมุนปั๊มน้ำมันและการเสียดทานของน้ำมันเพื่อหล่อลื่นฟันเฟือง และตลับลูกปืนภายในห้องเกียร์ กำลังสูญเสียชนิดนี้เป็นฟังก์ชันของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ความเร็วรอบหมุน ระดับน้ำมันหล่อลื่น ความหนืดน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่น รูปร่างของฟันเฟือง และระดับความลึกในการจมของเฟือง สำหรับการหล่อลื่นเฟืองแบบฉีด (Jet lubrication) ซึ่งไม่มีการจมของเฟืองในน้ำมันหล่อลื่น กำลังสูญเสียจากการหมุนปั๊มน้ำมันหล่อลื่นจะมีค่าน้อยมาก และสามารถละทิ้งไปได้

2.2 กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน

กำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานของตลับลูกปืน เกิดจากความต้านทานทั้งหมดในการกลิ้งของลูกกลิ้งในตลับลูกปืน ซึ่งประกอบด้วย ความเสียดทานของการกลิ้งและการไถลของลูกกลิ้ง ความเสียดทานในพื้นที่ระหว่างลูกกลิ้งและรัง (Cage) ระหว่างลูกกลิ้งและรางวิ่ง ความเสียดทานในสารหล่อลื่นและการไถลกับแผ่นกันฝุ่น ความเสียดทานในตลับลูกปืนส่งผลต่อปริมาณความร้อนหรืออุณหภูมิในตลับลูกปืน กำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานของตลับลูกปืนขึ้นอยู่กับชนิดของตลับลูกปืน ความเร็วใช้งาน คุณสมบัติและปริมาณของสารหล่อลื่น สมการกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนสามารถหาได้จากสมการที่เสนอโดย Harris [20] ดังต่อไปนี้

$$P_b = \frac{M_b \omega_b}{1000} \quad (2.4)$$

โดย P_b คือ กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ในหน่วย วัตต์

M_b คือ ค่าโมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืน ในหน่วย นิวตันมิลลิเมตร

ω_b คือ ความเร็วในการหมุนเชิงมุมของตลับลูกปืน ในหน่วย เรเดียนต่อวินาที

โดยค่าโมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้ง M_b หาได้จากผลรวมของ ค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาระและไม่ขึ้นกับภาระ

$$M_b = M_0 + M_1 \quad (2.5)$$

ค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ไม่ขึ้นกับภาระ (M_0) และโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาระ (M_1) สามารถหาได้จาก

$$M_0 = \begin{cases} 10^{-7} f_L (v\Omega)^{2/3} d_m^3 & \text{เมื่อ } v\Omega \geq 2000 \\ 1.60 \times 10^{-5} f_L d_m^3 & v\Omega \leq 2000 \end{cases} \quad (2.6)$$

โดย f_L คือ ค่าตัวประกอบที่ขึ้นกับชนิดของตลับลูกปืนและชนิดของน้ำมันที่ใช้หล่อลื่น

Ω คือ ความเร็วรอบหมุน ในหน่วย รอบต่อนาที

v คือ ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ในหน่วย มิลลิเมตร²ต่อวินาที

d_m คือ ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน $\left(d_m = \frac{D+d}{2} \right)$ ในหน่วยมิลลิเมตร

สำหรับตลับลูกปืนชนิด deep groove ball bearing สมการโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาระ (M_1) สามารถเขียนได้ในรูปดังต่อไปนี้

$$M_1 = f_1 F_\beta d_m \quad (2.7)$$

โดย f_1 คือ ค่าตัวประกอบไร้มิติ ซึ่งขึ้นกับการออกแบบและภาระที่กระทำกับตลับลูกปืน

F_β คือ พารามิเตอร์ของแรง ในหน่วย นิวตัน

d_m คือ ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน ในหน่วยมิลลิเมตร

ค่าตัวประกอบไร้มิติ f_1 สามารถหาได้จาก

$$f_1 = z \left(\frac{F_s}{C_s} \right)^y \quad (2.8)$$

โดย F_s คือ แรงสมมูล ในหน่วย นิวตัน

C_s คือ แรงสถิตประเมนซึ่งสามารถหาค่าได้จาก catalog ของบริษัทผู้ผลิต ในหน่วยนิวตัน

y, z คือ ค่าคงที่ขึ้นกับชนิดและขนาดของตลับลูกปืน

ค่าพารามิเตอร์ของแรง F_β สามารถหาได้จาก

$$F_\beta = 3F_a \cot \phi - 0.1F_r \quad (2.9)$$

โดย F_a คือ แรงตามแนวแกนเพลลา ในหน่วย นิวตัน

F_r คือ แรงตามแนวรัศมีของเฟือง ในหน่วย นิวตัน

θ คือ มุมสัมผัส ในหน่วย องศา

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณหาค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ

Ball Bearing Type	Nominal Contact Angle ($^{\circ}$)	z	y	C_s (N)	d_m (mm)
Radial deep groove	0	0.0007	0.6	3700	28.5

2.3 สรุป

ในบทนี้ได้กล่าวถึงกำลังสูญเสียในระบบส่งกำลัง โดยอธิบายถึงรายละเอียดของกำลังสูญเสียจากสาเหตุต่างๆ และสมการที่ใช้ในการประเมินกำลังสูญเสีย ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟือง และ กำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานของตลับลูกปืน การจำแนกถึงกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ และสมการประเมินกำลังสูญเสียที่ได้อธิบายในบทนี้ จะถูกใช้เพื่อประเมินกำลังสูญเสียในบทต่อไป

บทที่ 3

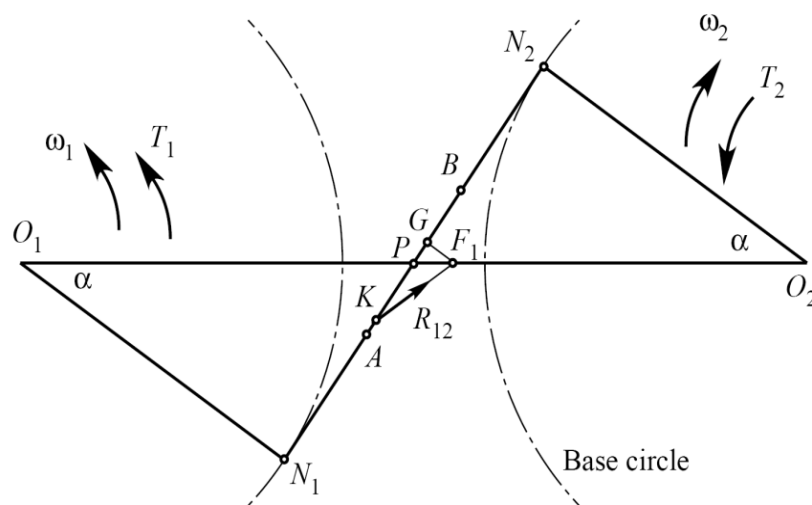
การคำนวณหากำลังสูญเสียสำหรับเฟืองเฉียง

ในบทนี้กล่าวถึงแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในเฟืองเฉียง 1 คู่ เนื่องจากการสร้างแบบจำลองในกรณีของเฟืองเฉียงนั้น จำเป็นต้องใช้พื้นฐานจากแบบจำลองของเฟืองตรง ดังนั้นในบทนี้จะอธิบายถึงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรงก่อน แล้วจึงกล่าวถึงการสร้างแบบจำลองในกรณีเฟืองเฉียงในภายหลัง และเนื่องจากแบบจำลองที่ปรับปรุงขึ้นจะคำนึงถึงผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันตามตัวแปรต่างๆ เช่น ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ความเร็วการไถล ความเร็วการกลิ้ง รัศมีมีความโค้ง ภาวะ ความเร็วรอบหมุน ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส และความเรียบผิว สมการสำเร็จต่างๆ ที่ใช้เพื่อประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจึงถูกกล่าวถึงในบทนี้ด้วย

3.1 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียเฟืองตรง

การคำนวณหากำลังสูญเสียที่เกิดในเฟืองตรง 1 คู่ ทำได้โดยพิจารณาการขบกันของฟันเฟือง 1 คู่ก่อน โดยวิธีการคำนวณที่ใช้ในกรณีฟันขบกัน 1 คู่นี้ อ้างอิงจากงานวิจัยของ Michlin and Myunster [4]

ภาพที่ 3.1 แสดงแรงที่เกิดขึ้นกับเฟืองตามระหว่งการขบ เฟืองขับมีจุดศูนย์กลางอยู่ที่ O_1 และมีรัศมีวงกลมเบส O_1N_1 ส่วนเฟืองตามมีจุดศูนย์กลางอยู่ที่ O_2 และมีรัศมีวงกลมเบส O_2N_2



ภาพที่ 3.1 แรงที่กระทำกับเฟืองตามระหว่งการขบ

การขบกันของเฟืองจะเริ่มต้นที่จุด A ซึ่งเป็นจุดที่รากฟันของเฟืองขับเริ่มขบกับปลายฟันของเฟืองตาม จุดสัมผัสจะค่อยๆ เคลื่อนไปตามเส้นแนวแรงกระทำ (Line of Action หรือ Pressure Angle Line) N_1N_2 ซึ่งมีมุมกด (Pressure Angle) α และจะสิ้นสุดการขบที่จุด B ซึ่งเป็นจุดที่ปลายฟันของเฟืองขับขบกับรากฟันของเฟืองตาม ในระหว่างการขบกัน ฟันของเฟืองขับจะส่งกำลังไปยังฟันของเฟืองตาม โดยแรง R_{12} เป็นแรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามจะมีทิศเบนออกจากเส้นแนวแรงกระทำ หรือแนวแกน $n-n$ ด้วยทิศทางที่ทำมุมกับเส้นแนวแรงกระทำ β ซึ่งเป็นผลมาจากแรงเสียดทาน แบบจำลองนี้จะสมมุติให้การสัมผัสของฟันเฟืองในแต่ละขณะเวลาอยู่ในแนวเส้นตรงตามแนวความกว้างของฟัน (Face Width) ขนานกับแกนเพลลา และจะเห็นแนวสัมผัสเป็นจุดเมื่อพิจารณาจากทิศตั้งฉากแกนเพลลา ดังนั้นแรงที่กระทำจึงสามารถพิจารณาเป็นแรงและปัญหาใน 2 มิติได้ ในภาพที่ 3.1 ฟันเฟืองสัมผัสกันที่จุด K อัตราส่วนกำลังสูญเสีย φ หาได้จากความสัมพันธ์ของกำลังเข้า H_1 กำลังออก H_2 และกำลังสูญเสีย H_3 ดังสมการ

$$\varphi = \frac{H_3}{H_1} = \frac{H_1 - H_2}{H_1} \quad (3.1)$$

เนื่องจากกำลัง H หาได้จากผลคูณของแรงบิด T และความเร็วรอบหมุนของเฟือง ω ดังนั้นจะสามารถเขียนกำลังเข้าและกำลังออกได้ดังนี้

$$H_1 = T_1\omega_1 = R_{12} \cdot \overline{O_1F_1} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot \omega_1 \quad (3.2)$$

$$H_2 = T_2\omega_2 = R_{12} \cdot \overline{O_2F_1} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot \omega_2 \quad (3.3)$$

แทนสมการ (3.2) และ (3.3) ลงในสมการ (3.1) จะได้

$$\begin{aligned} \varphi &= 1 - \frac{H_2}{H_1} = 1 - \frac{\overline{O_2F_1}}{\overline{O_1F_1}} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \\ \varphi &= 1 - \frac{\overline{O_2F_1}}{\overline{O_1F_1}} \cdot m_w \end{aligned} \quad (3.4)$$

โดย m_w คือ อัตราทดของคู่เฟือง

สมการ (3.4) สามารถจัดรูปใหม่ได้ดังนี้

$$\varphi = 1 - \left(\frac{\overline{PO_2} - \overline{PF_1}}{\overline{PO_1} + \overline{PF_1}} \right) \cdot m_w = 1 - \left(\frac{\overline{PO_1}/\overline{PF_1} - m_w}{\overline{PO_1}/\overline{PF_1} + 1} \right)$$

$$\varphi = \frac{1 + m_w}{1 + \overline{PO_1}/\overline{PF_1}} \quad (3.5)$$

กำหนดให้

$$M = \frac{\overline{PO_1}}{\overline{PF_1}} \quad (3.6)$$

ดังนั้นสมการ (3.5) จะเขียนได้ดังนี้

$$\varphi = \frac{1 + m_w}{1 + M} \quad (3.7)$$

พิจารณาสามเหลี่ยม O_1N_1P และสามเหลี่ยม PF_1G ซึ่งเป็นสามเหลี่ยมที่คล้ายกัน จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$M = \frac{\overline{PO_1}}{\overline{PF_1}} = \frac{\overline{O_1N_1}}{\overline{F_1G}} \quad (3.8)$$

ค่า M ในสมการ (3.8) จะหาค่าได้เมื่อทราบระยะ $\overline{F_1G}$ และ $\overline{O_1N_1}$ พิจารณาสามเหลี่ยม KGF_1 จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$\begin{aligned} \overline{F_1G} &= (\overline{KP} + \overline{F_1G} \cdot \tan \alpha) \cdot \tan \beta \\ \overline{F_1G} &= \frac{\overline{KP} \cdot \tan \beta}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta} \end{aligned} \quad (3.9)$$

กำหนดให้ n เป็นอัตราส่วน ซึ่งแสดงตำแหน่งการขบเทียบกับระยะ $\overline{N_1P}$ ดังแสดงในสมการ

$$n = \frac{\overline{KP}}{\overline{N_1P}} \quad (3.10)$$

โดย ในช่วงการขบก่อนที่จะถึงจุดพิตช์ ค่า n จะมีค่าเป็นลบ ส่วนในช่วงการขบหลังจากจุดพิตช์ไปแล้ว n จะมีค่าเป็นบวก เมื่อพิจารณาสามเหลี่ยม O_1N_1P และใช้ความสัมพันธ์ในสมการ (3.10) จะสามารถหาระยะ $\overline{O_1N_1}$ ได้ดังนี้

$$\overline{O_1N_1} = \frac{\overline{N_1P}}{\tan \alpha} = \frac{\overline{KP}}{-n \tan \alpha} \quad (3.11)$$

แทนสมการ (3.9) และ (3.11) ลงในสมการ (3.8) จะหาค่า M ได้ดังสมการ (3.12)

$$M = \frac{1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta}{-n \cdot \tan \alpha \cdot \tan \beta} \quad (3.12)$$

แทนค่า M ลงในสมการ (3.7) จะสามารถหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียได้ดังนี้

$$\varphi = \frac{-n \cdot \tan \alpha \cdot \tan \beta \cdot (1 + m_w)}{1 - (n+1) \cdot \tan \alpha \cdot \tan \beta}$$

$$\varphi = \frac{-n \cdot \tan \alpha \cdot \mu \cdot (1 + m_w)}{1 - (n+1) \cdot \tan \alpha \cdot \mu} \quad (3.13)$$

โดย μ คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเนื่องจากการไถลของพื้นเพ็อง

จากบทที่ 2 ได้อธิบายผลของอัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเพ็องขับและเพ็องตาม ว่ามีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขับเปลี่ยนไป อัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเพ็องตามจะมีค่ามากกว่าเพ็องขับในตอนแรก เมื่อตำแหน่งขับเลยจุดพิตช์ไปแล้วอัตราเร็วของเพ็องขับจะมากกว่าเพ็องตาม ความแตกต่างของอัตราเร็วที่จุดสัมผัสนี้ทำให้เกิดการสิ้นไถลและแรงเสียดทานขึ้นบนผิวพื้นขึ้น และเนื่องจากอัตราเร็วที่จุดสัมผัสมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขับเปลี่ยนไป ส่งผลให้ทิศของแรงเสียดทานเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งการขับ ดังนั้นการแทนเครื่องหมายของตัวแปรในสมการ (3.13) จึงต้องแทนให้ถูกต้องดังแสดงในตารางที่ 3.1

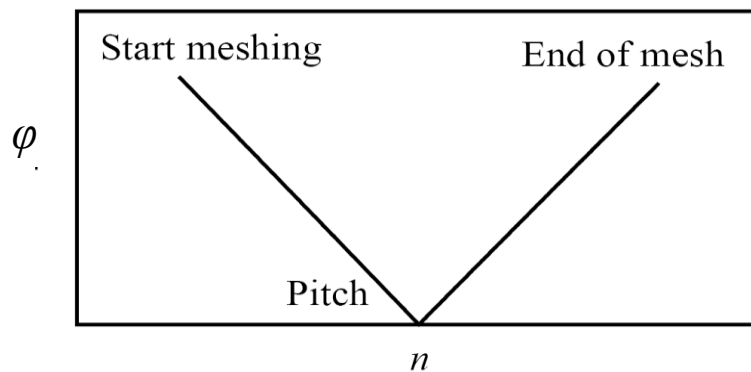
ภาพที่ 3.2 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขับต่างๆ ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (3.13) จากภาพพบว่ากำลังสูญเสียจะมีค่ามากที่สุดที่บริเวณห่างจากตำแหน่งพิตช์ และมีค่าน้อยลงจนกระทั่งเท่ากับศูนย์ที่จุดพิตช์ ซึ่งไม่เกิดการไถลเนื่องจากความเร็วสัมผัสของพื้นทั้งคู่มีค่าเท่ากัน

3.2 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเพ็องเฉียง

แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเพ็องเฉียงจะพิจารณาให้เพ็องเฉียงมีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเพ็องที่ประกอบด้วยเพ็องตรงซ้อนกันเป็นชั้นๆ แบบขั้นบันได จากแนวคิดนี้การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเพ็องตรงที่ได้เสนอในหัวข้อที่ผ่านมา สามารถนำมาใช้คำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเพ็องเฉียงได้ แต่เนื่องจากภาพแบบการขับของเพ็องเฉียงกับเพ็องตรงมีความแตกต่างกัน ดังนั้นการพิจารณาอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจะต้องอาศัยความเข้าใจเกี่ยวกับรูปแบบการขับกันของเพ็องเฉียง รวมถึงทิศทางของแรงในการส่งกำลังที่ใช้ในการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสีย

ตารางที่ 3.1 การแทนเครื่องหมายของค่าต่างๆ สำหรับสมการ (3.13)

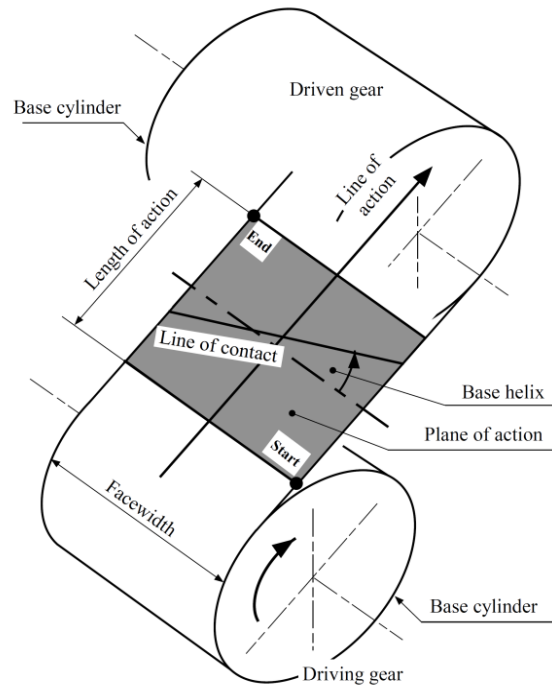
Parameter	N_1P	PN_2
β	+	-
n	-	+



ภาพที่ 3.2 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟัน 1 คู่

3.2.1 รูปแบบการขบและระนาบการขบของเฟืองเฉียง

ในการขบด้วยเฟืองตรง แนวการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองแต่ละคู่จะสัมผัสเป็นเส้น (Line contact) ขนานกับแกนเพลลา ส่วนเฟืองเฉียงการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองแต่ละคู่จะเริ่มต้นสัมผัสเป็นจุด (Point contact) ที่จุดเริ่มต้นขบ และเมื่อเฟืองหมุนไปการสัมผัสจะเปลี่ยนไปเป็นสัมผัสเป็นเส้นดังแสดงในภาพที่ 3.3 จากภาพความยาวของเส้นสัมผัส (Line of contact) จะแตกต่างกันออกไปตามตำแหน่งและช่วงเวลาของการขบ และที่จุดสิ้นสุดการขบการสัมผัสของเฟืองเฉียงจะกลับมาสัมผัสเป็นจุดอีกครั้ง โดยระนาบที่แสดงการสัมผัสกันของเส้นสัมผัสที่เวลาต่างๆ เรียกว่า ระนาบการขบ (Plane of action) และความยาวของระนาบนี้เรียกว่า ความยาวการขบ (Length of action) เนื่องจากในแต่ละช่วงเวลาฟันเฟืองอาจสัมผัสกันมากกว่า 1 คู่ฟัน ดังนั้นในแต่ละช่วงเวลาในระนาบการขบอาจมีเส้นสัมผัสมากกว่า 1 เส้น โดยแต่ละเส้นห่างกันเท่ากับเบสพิตซ์ ซึ่งก็คือระยะจากตำแหน่งหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป เมื่อวัดที่วงกลมเบส



ภาพที่ 3.3 ระยะเวลาการขบของเฟืองเฉียง

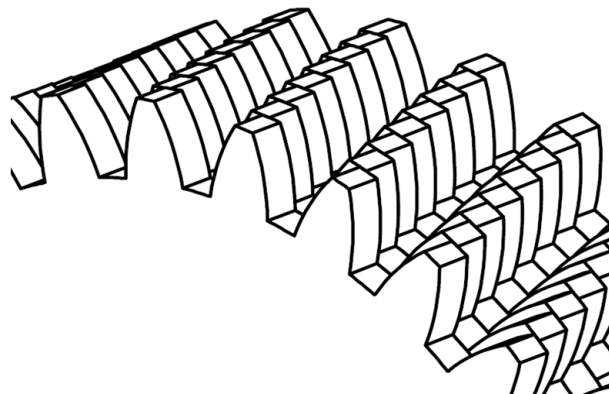
3.2.2 แบบจำลองเฟืองเฉียง

แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงจะพิจารณาให้เฟืองเฉียงมีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองที่ประกอบด้วยเฟืองตรงซ้อนกันเป็นชั้นๆ แบบชั้นบันได ซึ่งมีระยะห่างระหว่างชั้นเท่าๆ กัน และเอียงทำมุมกันตามองศาของมุมฮีลิคัล ดังแสดงในภาพที่ 3.4 และหากแบ่งให้หน้าตัดของเฟืองตรงย่อกลงไป ชุดเฟืองจะคล้ายคลึงกับเฟืองเฉียงมากยิ่งขึ้น จากภาพที่ 3.4 พบว่า เมื่อเฟืองเฉียงที่ประกอบด้วยเฟืองตรงย่อลงขบกัน จะสามารถอธิบายการขบได้เช่นเดียวกับระยะเวลาการขบของเฟืองเฉียงในภาพที่ 3.3 นอกจากนี้การส่งกำลังของเฟืองเฉียงที่ประกอบด้วยเฟืองตรงย่อลงขบกันจะเป็นเช่นเดียวกับกรณีของเฟืองตรง ดังนั้นการพิจารณาแรงกระทำเพื่อคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียในแบบจำลองเฟืองเฉียงจะสามารถใช้หลักการเช่นเดียวกันกับกรณีเฟืองตรง โดยรายละเอียดของทิศทางแรงกระทำขณะเฟืองเฉียงขบกันจะอธิบายในหัวข้อ 3.2.3

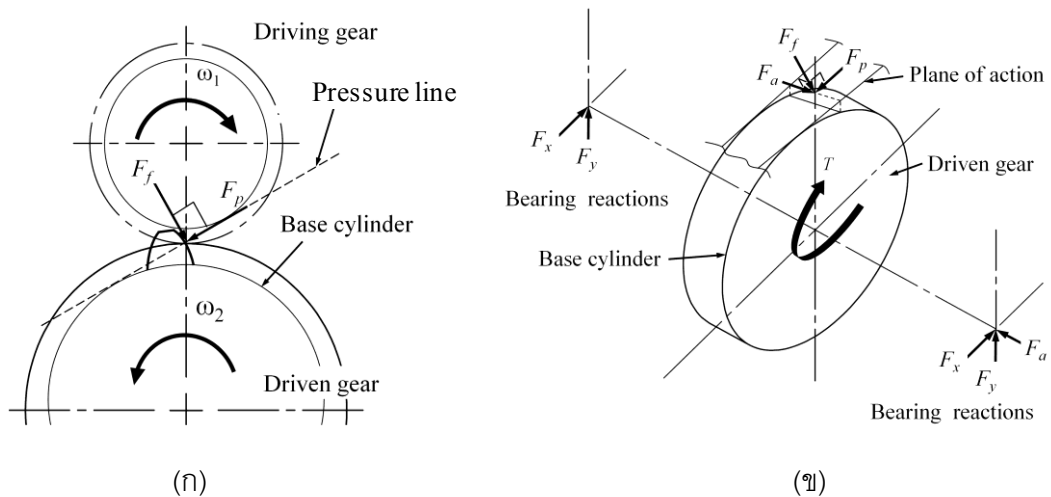
3.2.3 ทิศทางแรงกระทำขณะเฟืองเฉียงขบกัน

เนื่องจากฟันของเฟืองเฉียงไม่ขนานกับแกนหมุนของเฟือง แต่จะเอียงทำมุมกับเฟือง ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองจึงเป็นแบบสามมิติ ดังแสดงในภาพที่ 3.5 โดยเมื่อให้ทอร์คในระบบฟันของเฟืองเฉียงจะสัมผัสกันทำให้เกิดแรงกระทำในแนวตั้งฉากกับผิวหน้าฟันเฟือง โดยแรง

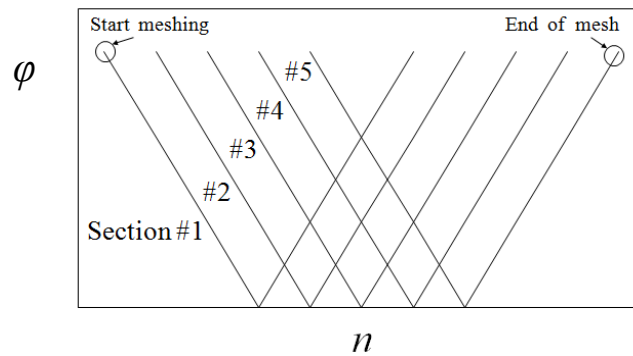
ดังกล่าวจะแบ่งเป็นแรงในแนว เส้นแรงกด (Pressure line) (F_p) ซึ่งเป็นแรงที่ใช้การส่งกำลัง แรงในแนวแกนหมุน (F_a) และแรงในแนวตั้งฉากกับเส้นแรงกด (F_f) โดยแรงในแนวตั้งฉากกับ เส้นแรงกด คือแรงเสียดทานซึ่งเกิดเนื่องจากการไถลกันของผิวฟัน และเป็นต้นเหตุของกำลังสูญเสียจากการไถล สำหรับแรงในแนวแกนนั้นหากมีการประกอบเฟืองเฉียงอย่างดีและเฟืองเฉียงไม่มีการเคลื่อนที่ตามแนวแกนแล้ว กำลังสูญเสียเนื่องจากรางในแนวแกนจะไม่เกิดขึ้น ดังนั้นในแบบจำลองนี้จะพิจารณาเฉพาะแรงในแนวเส้นแรงกดกับแรงในแนวตั้งฉากกับเส้นแรงกดเท่านั้น



ภาพที่ 3.4 แบบจำลองเฟืองเฉียง



ภาพที่ 3.5 ทิศทางแรงกระทำขณะเฟืองเฉียงขบกัน



ภาพที่ 3.6 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการขบกันของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน

3.2.4 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการขบกันของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน และอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม

แบบจำลองกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของเฟืองเฉียงที่เกิดจากชุดเฟืองตรงซ้อนกัน และมีแรงในแนวเส้นแรงกดเป็นแรงที่ใช้ส่งกำลังสามารถประเมินได้โดยใช้หลักการเดียวกันกับแบบจำลองกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของเฟืองตรง 1 เฟือง โดยภาพที่ 3.6 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (3.13)

จากภาพพบว่าเมื่อฟันของเฟืองตรงส่วนแรกเริ่มต้นขบจะเกิดกำลังสูญเสียขึ้น และเมื่อเฟืองตรงส่วนแรกขบไปถึงช่วงเวลาหนึ่ง ฟันของเฟืองตรงส่วนถัดไปก็จะเริ่มมาขบซ้อนต่อในช่วงเวลา (ตำแหน่งการขบ) เดียวกัน โดยเฟืองเฉียงที่ถูกแบ่งเป็นเฟืองตรงหลายๆ ส่วนจะขบสิ้นสุดเมื่อเฟืองตรงส่วนสุดท้ายขบสิ้นสุด

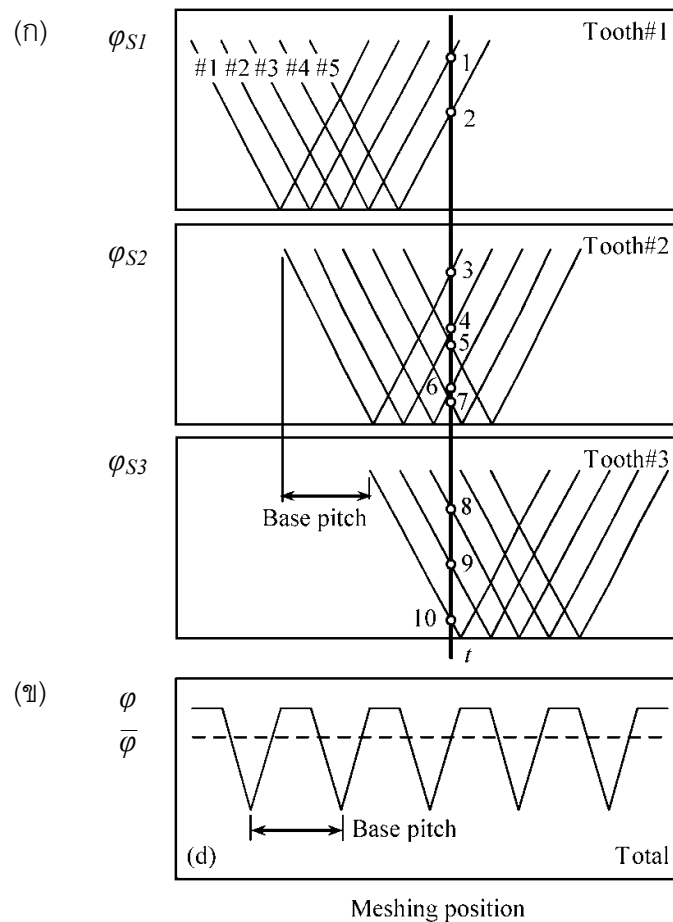
อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่หาได้จากสมการ (3.13) และแสดงในภาพที่ 3.6 นั้น เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียอันเนื่องมาจากการไหลกันของฟันเฟืองเฉียงเพียงคู่เดียว แต่ในความเป็นจริงแล้วในแต่ละช่วงเวลาเฟืองอาจจะขบกันมากกว่า 1 ฟัน อันจะเห็นได้จากจำนวนเส้นสัมผัสบนระนาบสัมผัส หรือพิจารณาได้จากอัตราส่วนการขบ ซึ่งในกรณีของเฟืองเฉียงอาจจะมีค่ามากกว่า 2 อัตราส่วนการขบนี้หมายความว่าในบางขณะเฟืองเฉียงอาจจะขบกันเพียงสองฟัน และในบางขณะเฟืองเฉียงจะขบกันมากกว่าสองฟัน ด้วยเหตุนี้อัตราส่วนกำลังสูญเสียจึงต้องคิดค่ารวมให้สอดคล้องกับการขบกันจริงของฟันเฟืองเฉียงด้วย

ภาพที่ 3.7 (ก) แสดงถึงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากฟันของเฟืองเฉียงคู่ที่ 1 ถึงฟันเฟืองคู่ที่ 3 ตามลำดับ โดยช่วงเวลากการเริ่มต้นขบของแต่ละคู่ฟันจะห่างกัน 1 เบสพิทช์ ช่วงเวลาที่กราฟซ้อนกันหมายถึงในขณะนั้นฟันเฟืองเฉียงมีการขบกันมากกว่า 1 ฟัน จากภาพที่

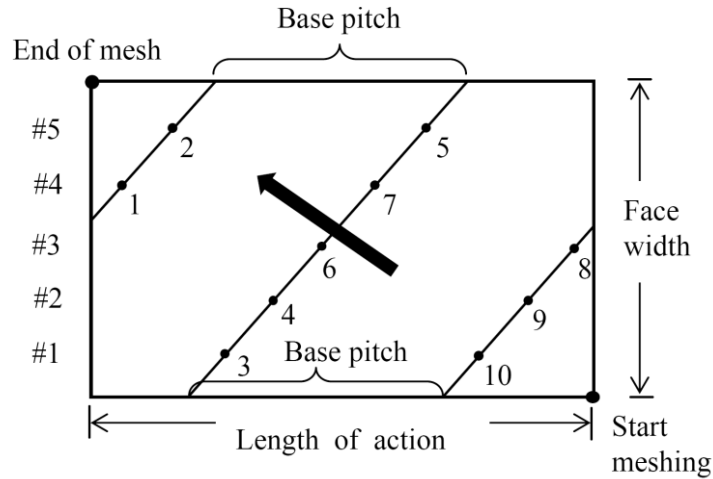
3.7 (ก) จะพบว่าในช่วงเวลา t กราฟมีการซ้อนกัน 3 กราฟ แสดงว่าในขณะนั้นฟันเฟืองเฉียงมีการชบพร้อมกันกัน 3 คู่ฟัน โดยจะเกิดเส้นการสัมผัสบน ระบายการชบ 3 เส้น ดังแสดงในภาพที่ 3.8

เมื่อพิจารณาให้ฟันเฟืองเฉียงประกอบจากฟันเฟืองตรงที่ซ้อนกัน 5 ฟัน จะสังเกตว่า ที่เวลา t ชุดเฟืองในคู่ที่ 1 มีการชบ 2 เฟืองย่อย แต่ชุดเฟืองคู่ที่ 2 มีการชบถึง 5 เฟืองย่อย และชุดเฟืองคู่ที่ 3 มีการชบกัน 3 เฟืองย่อย ตำแหน่งการชบเหล่านี้สามารถแสดงในระนาบการชบได้ดังภาพที่ 3.8

จากภาพที่ 3.8 หากการกระจายของแรงบนเส้นสัมผัสในแต่ละขณะเวลา มีความสม่ำเสมอ จะได้ว่า ฟันของเฟืองคู่ที่มีเส้นการสัมผัสยาวกว่าจะส่งกำลังได้มากกว่าฟันของเฟืองที่มีเส้นการสัมผัสสั้นกว่า ดังนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียในขณะที่มีฟัน 3 คู่ชบกันจะมีค่าไม่เท่ากันในแต่ละฟัน โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม สามารถหาได้โดยประมาณให้ฟันของเฟืองตรงย่อยในแต่ละชุดที่ชบอยู่ส่งกำลังเท่ากัน โดยกำลังที่แต่ละฟันของเฟืองย่อยส่งถ่ายหาได้จาก



ภาพที่ 3.7 อัตราส่วนกำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟันและอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียง



ภาพที่ 3.8 เส้นลัดมีผัสระหว่างพื้นของเฟืองเฉียงที่เวลา t

$$H_{S1} = H_{S2} = H_{Sn} = \frac{H_1}{nS} \quad (3.14)$$

โดย ตัวห้อย $S1$, $S2$ และ Sn หมายถึงพื้นของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 1, 2 และ n ตามลำดับ และตัวห้อย nS หมายถึงจำนวนของพื้นของเฟืองตรงย่อยในขณะที่กำลังขบอยู่ทั้งหมด อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม φ_{total} หาได้จาก

$$\varphi_{total} = \frac{(Loss_{S1} + Loss_{S2} + \dots + Loss_{Sn})}{H_1} \quad (3.15)$$

กำลังสูญเสียรวมหาได้จาก

$$\begin{aligned} \varphi_{total} \cdot H_1 &= Loss_{S1} + Loss_{S2} + \dots + Loss_{Sn} \\ \varphi_{total} \cdot H_1 &= \varphi_{S1} \cdot \frac{H_1}{nS} + \varphi_{S2} \cdot \frac{H_1}{nS} + \dots + \varphi_{Sn} \cdot \frac{H_1}{nS} \\ \varphi_{total} \cdot H_1 &= \frac{H_1}{nS} (\varphi_{S1} + \varphi_{S2} + \dots + \varphi_{Sn}) \end{aligned} \quad (3.16)$$

โดย φ_{S1} , φ_{S2} และ φ_{Sn} เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียของพื้นของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 1, 2 และ n ที่กำลังขบอยู่ตามลำดับ อัตราส่วนกำลังสูญเสีย φ ของแต่ละพื้นเฟืองตรงย่อยสามารถหาได้จากสมการ (3.13) เช่นกัน สำหรับอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมในขณะที่เฟืองเฉียงขบกันสามารถหาดังสมการ (3.17)

$$\varphi_{total} = \frac{(\varphi_{S1} + \varphi_{S2} + \dots + \varphi_{Sn})}{nS} \quad (3.17)$$

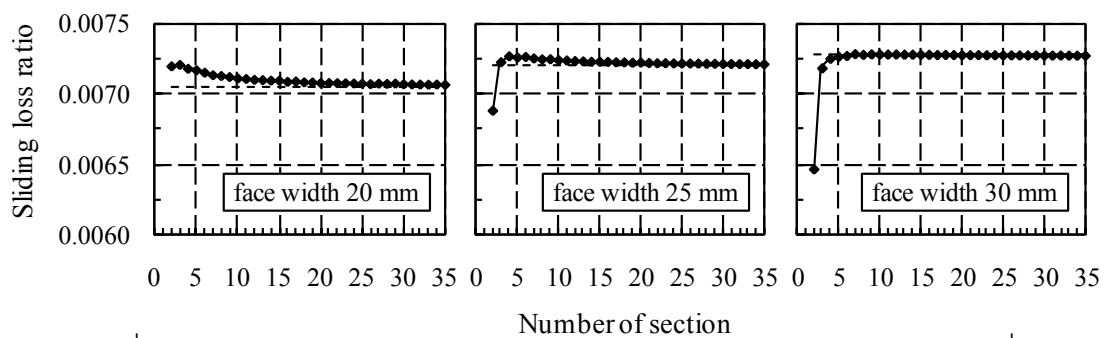
จะพบว่าเมื่อฟันของเฟืองย่อยทั้งหมดรับกำลังเท่ากัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจะเป็นค่าเฉลี่ยของอัตรากำลังสูญเสียของแต่ละฟันของเฟืองย่อย อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียงในเวลาที่ต่างๆ แสดงดังภาพที่ 3.7 (ข) ช่วงที่มีจำนวนการขบของฟันย่อยมากจะเป็นช่วงที่มีกำลังสูญเสียมาก สำหรับเส้นประในภาพแสดงขนาดของอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย $\bar{\phi}$ ซึ่งหาได้จากสมการ (3.18)

$$\bar{\phi} = \frac{1}{PB} \int_0^{PB} \phi dn \quad (3.18)$$

โดย PB คือระยะเบสพิตช์

3.3 ผลของจำนวนเฟืองย่อยต่อความแม่นยำของการประเมินกำลังสูญเสีย

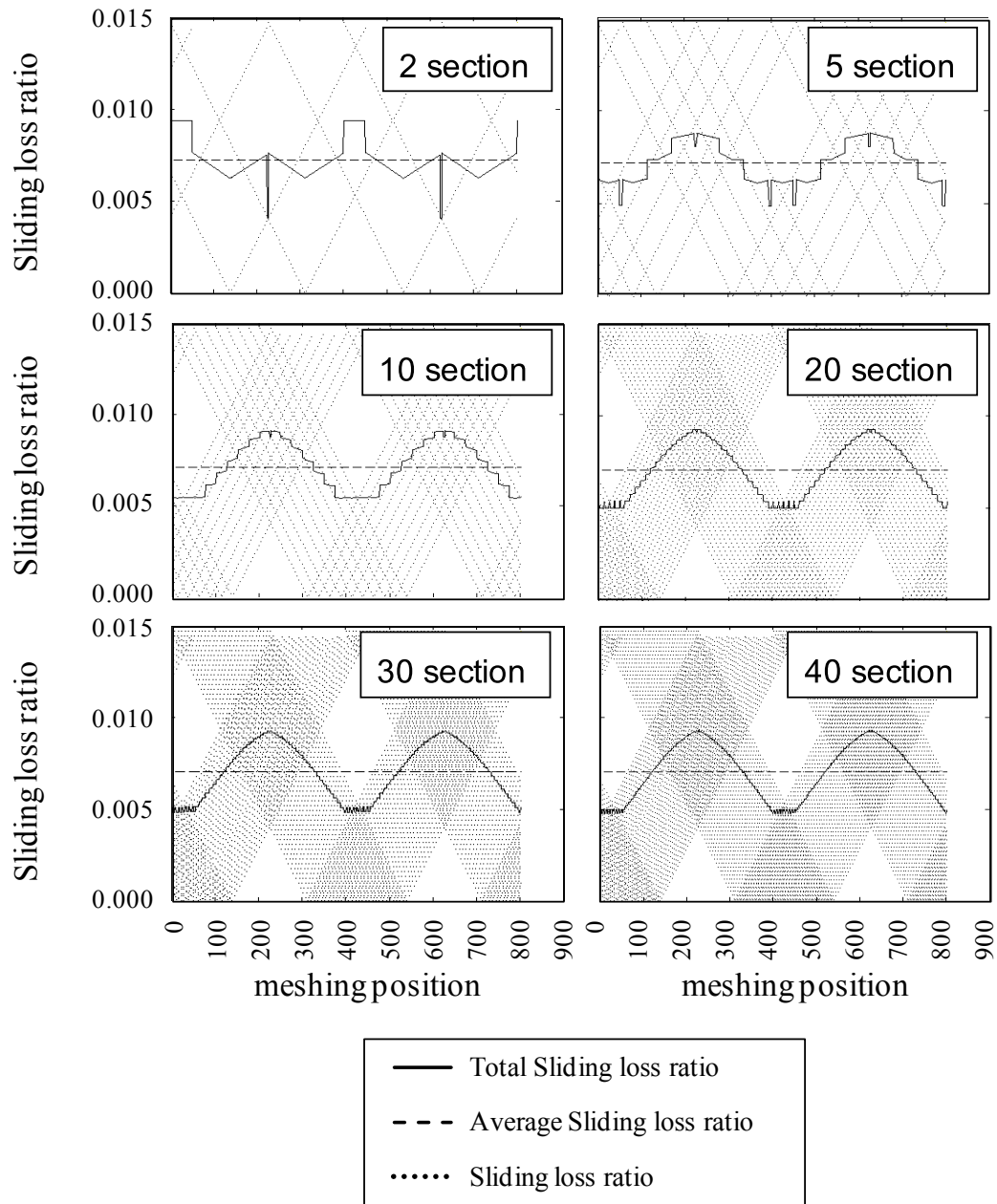
เนื่องจากแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงพิจารณาให้เฟืองเฉียงมีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองที่ประกอบด้วยเฟืองตรงซ้อนกัน จากสาเหตุนี้ทำให้จำนวนเฟืองตรงย่อยที่ใช้ที่การคำนวณส่งผลต่อความแม่นยำของผลการประเมินจากแบบจำลอง ภาพที่ 3.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเฟืองตรงย่อยกับอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยของเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันต่างๆ กัน โดยพารามิเตอร์ของเฟืองเฉียงดังกล่าวแสดงดังตารางที่ 3.2 จากภาพที่ 3.9 พบว่าค่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยจะลู่เข้าค่าคงที่เมื่อใช้จำนวนเฟืองตรงย่อยในการคำนวณเพียงพอ



ภาพที่ 3.9 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเฟืองตรงย่อยกับอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย

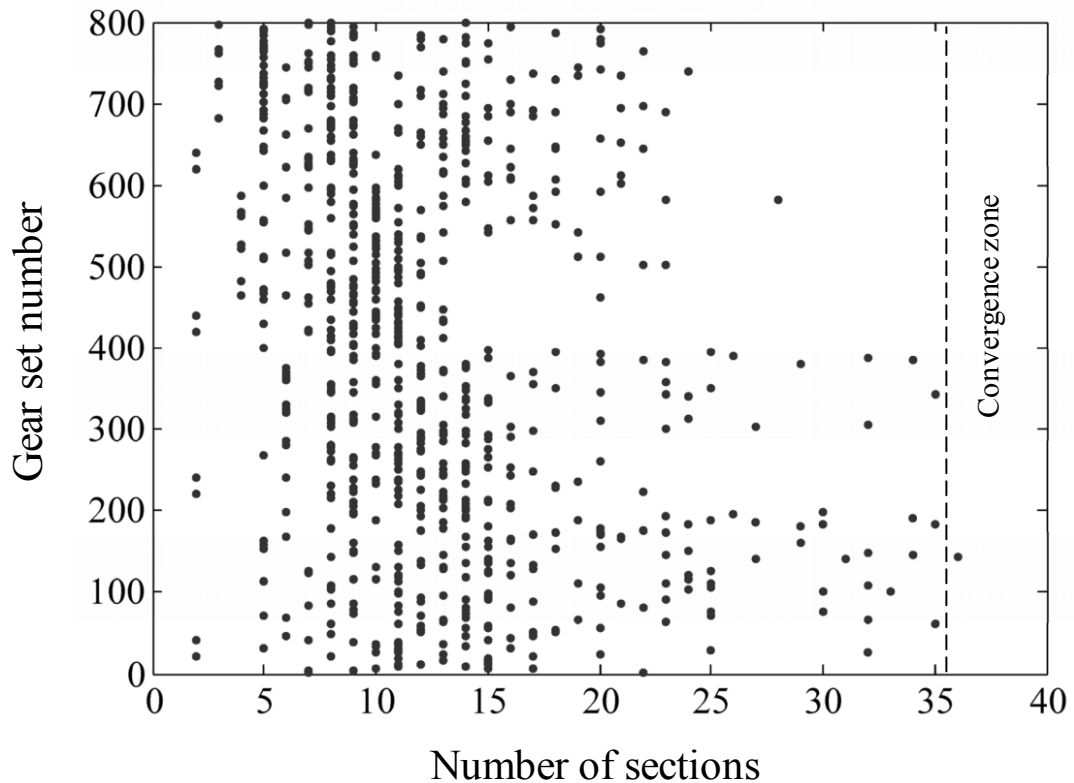
ตารางที่ 3.2 พารามิเตอร์เฟืองเฉียงที่ใช้ในการศึกษาผลของจำนวนเฟืองตรงย่อย

Parameters	Value
Number of teeth, Z	30
Transverse module, m_t (mm)	3
Transverse Pressure angle, α_t (deg)	20
Helix angle, Ψ (deg)	33.5
Face width, FW (mm)	20,25,30



ภาพที่ 3.10 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ใช้จำนวนเฟืองตรงย่อยค่าต่างๆ ในการคำนวณ

ภาพที่ 3.10 แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองแต่ละคู่ อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยของเฟืองซึ่งมีพารามิเตอร์แสดงในตารางที่ 3.2 ที่มีความกว้างหน้าฟัน 20 mm โดยแต่ละภาพแสดงผลการคำนวณที่ใช้จำนวนเฟืองตรงย่อยค่าต่างๆ จากภาพพบว่าเมื่อใช้เฟืองตรงย่อยน้อยเกินไป จะให้เส้นกราฟรูปร่างกำลังสูญเสียรวมที่ไม่สอดคล้องกับการขบจริง แต่เมื่อเพิ่มเฟืองตรงย่อยขึ้นเรื่อยๆ จะทำให้ผลการคำนวณลู่เข้าค่าคงที่ โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมที่ได้จะมีความสอดคล้องกับการขบจริงของฟันเฟือง



ภาพที่ 3.11 จำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดที่ใช้ในการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของชุดเฟืองเฉียงต่างๆ

ตารางที่ 3.3 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงที่ใช้ในการศึกษาผลของจำนวนเฟืองตรงย่อย

Parameters	Range	Increment
Number of teeth, Z	20-50	10
Transverse module, m_t (mm)	2-6	1
Transverse Pressure angle, α_t (deg)	14.5,20	
Helix angle, Ψ (deg)	15-30	5
Face width, FW (mm)	20,30,40,50,100	

เนื่องจากจำนวนเฟืองตรงย่อยที่ทำให้ผลการคำนวณลู่เข้า ของเฟืองแต่ละแบบมีค่าไม่เท่ากัน สำหรับงานวิจัยนี้ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุด ของเฟืองแบบต่างๆ ให้ครอบคลุมทุกกรณีที่จะศึกษา โดยภาพที่ 3.11 แสดงจำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดที่ทำให้การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยลู่เข้า โดยแกนตั้งในภาพแสดงถึงลำดับที่ของคู่เฟืองเฉียงที่นำมาคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย โดยพารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงที่ใช้คำนวณแสดงในตารางที่ 3.3 จากภาพพบว่าจำนวนเฟืองตรงย่อยควรมีค่ามากกว่า 36 ชุดเฟืองจึงจะทำให้ผลการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียจากแบบจำลองลู่เข้าค่าคงที่

3.4 การคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

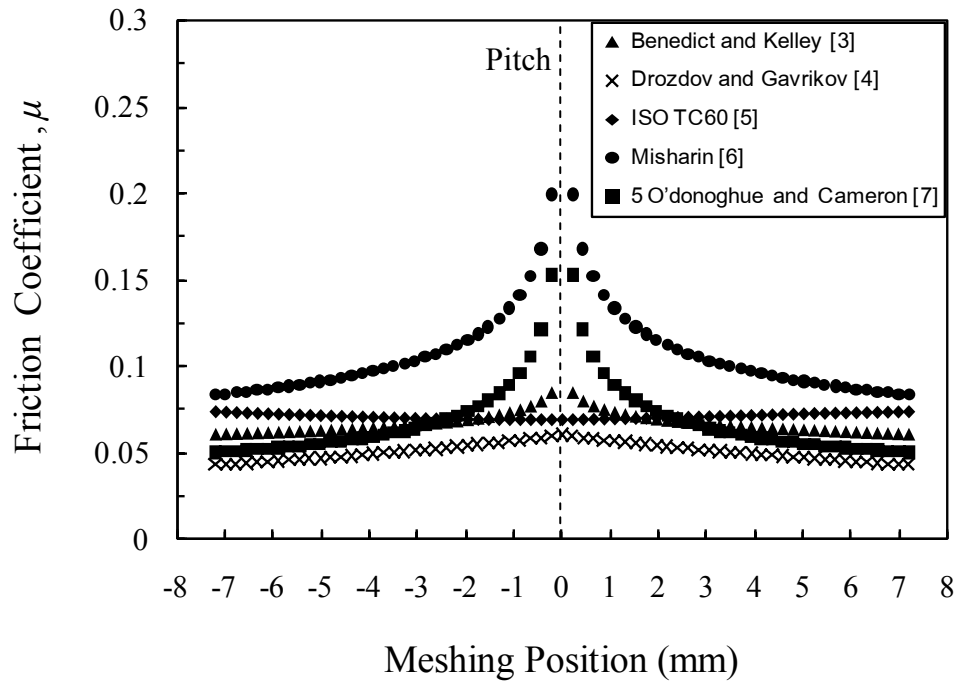
ในหัวข้อที่ผ่านมาได้แสดงวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลในคู่เฟืองเฉียง โดยในขั้นตอนการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสีย การเลือกค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการคำนวณส่งผลอย่างมากต่อความแม่นยำของอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองซึ่งงานวิจัยของ Michlin and Myunster [4] เสนอเฉพาะวิธีการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียโดยประมาณให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าคงที่ตลอดช่วงการขบ และทุกภาวะการทำงาน แต่จากการศึกษาโดยนักวิจัยอื่นพบว่า พารามิเตอร์ต่างๆ เช่น ความเร็วการไถล และการกลิ้ง, ความหนืดน้ำมันหล่อลื่น, ภาวะ, และความเรียบผิว นั้นส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอย่างมาก

มีงานวิจัยจำนวนมากเสนอสมการสำเร็จสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการทดลอง Twin-disks โดยการทดลองจะประยุกต์ใช้พื้นผิวสัมผัสอย่างง่าย เช่น ผิวทรงกระบอกคู่ เพื่อใช้วัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้เงื่อนไขของการขบกันของเฟือง และภาวะการทำงานต่างๆ ข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่วัดได้จะถูกจัดให้อยู่ในรูปของสมการสำเร็จ โดยสมการสำเร็จที่ใช้ในงานวิจัยนี้แสดงในตารางที่ 3.4

จากสมการ ν_k และ ν_o คือ ความหนืดเชิงจลศาสตร์และพลศาสตร์ (kinematic and dynamic viscosities) ของน้ำมันหล่อลื่น, V_s คือ ความเร็วการไถลสัมพัทธ์ (relative surface sliding velocity), V_r คือ ผลรวมของความเร็วการกลิ้ง (sum of the rolling velocities), R คือ ผลรวมรัศมีความโค้ง (combined radius of curvature), W คือ หน่วยภาวะ (unit normal load), P_{\max} คือ ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส (maximum contact pressure), S คือ ค่าความเรียบผิว (surface roughness parameter)

ตารางที่ 3.4 สมการสำเร็จสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

Published author	Empirical formulae	Reference
Benedict and Kelley	$\mu = 0.0127 \left[\frac{50}{50 - S} \right] \text{Log}_{10} \left[\frac{3.17(10)^8 W}{\nu_o V_s V_r^2} \right]$	[6]
Drozдов and Gavrikov	$\mu = \left[0.8 \sqrt{\nu_k V_s} + V_r \phi + 13.4 \right]^{-1}$ $\phi = 0.47 - 0.13(10)^{-4} P_{\max} - 0.4(10)^{-3} \nu_k$	[7]
ISO TC60	$\mu = 0.12 [WS / (RV_r \nu_o)]^{0.25}$	[8]
Misharin	$\mu = 0.325 [V_s V_r \nu_k]^{-0.25}$	[9]
O'donoghue and Cameron	$\mu = 0.6 [(S + 22) / 35] [\nu_o^{1/8} V_s^{1/3} V_r^{1/6} R^{1/2}]^{-1}$	[10]



ภาพที่ 3.12 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสำเร็จ กับตำแหน่งการขบของคู่เฟือง

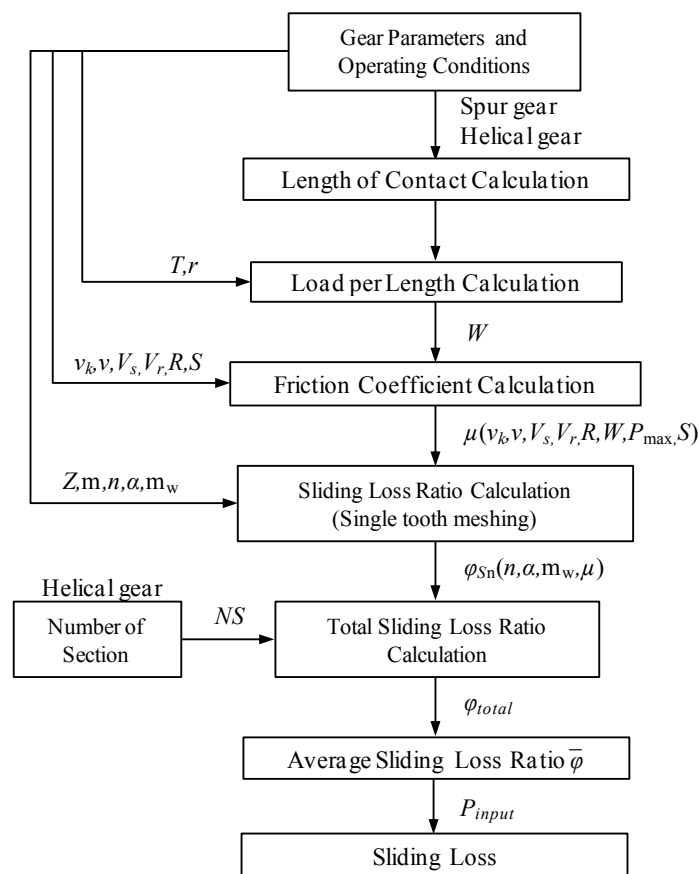
ตารางที่ 3.5 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองที่ใช้หาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

Parameters	Pinion/Gear
Number of teeth	23
Normal module (mm)	3.45
Normal Pressure angle (degree)	25.9
Helix angle (degree)	30
Face width (mm)	26.67
Surface roughness (μm)	0.28
Absolute viscosity (cP)	6.732
Load operation condition (Nm)	546
Speed operation condition (rpm)	2000

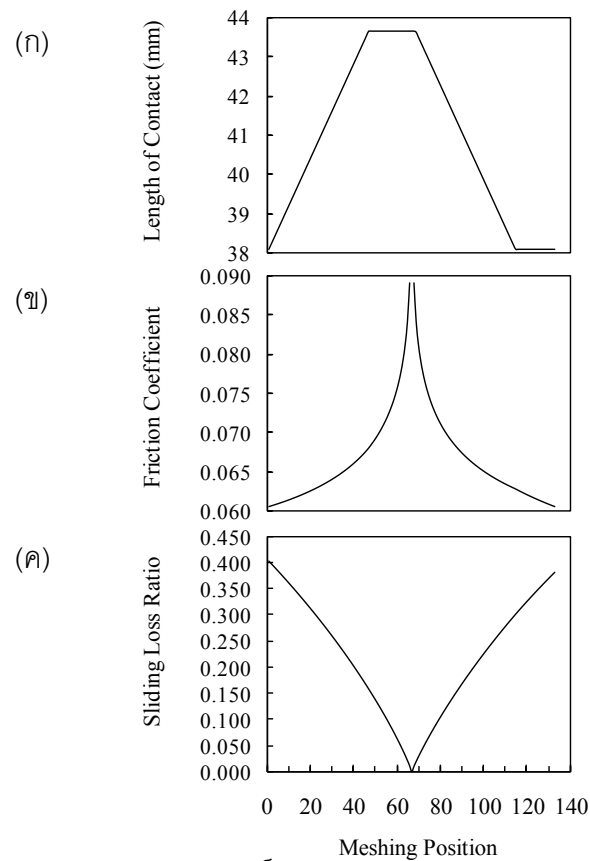
ภาพที่ 3.12 แสดงสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสำเร็จ ที่ตำแหน่งการขบต่างๆ โดยวัดจากจุดพิตช์ พารามิเตอร์ของชุดเฟืองแสดงในตารางที่ 3.5 จากภาพที่ 3.12 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานส่วนใหญ่มีรูปแบบที่ใกล้เคียงกัน เว้นแต่ในกรณีของสมการที่เสนอโดย ISO TC60 [8] ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าเกือบจะคงที่ตลอดช่วงการขบ และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Drozdov and Gavrikov [7] นั้นในช่วงก่อนและหลังจุดพิตช์มีรูปแบบที่ใกล้เคียงเส้นตรง

3.5 ขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง

ขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองแสดงได้ดังภาพที่ 3.13 จากภาพการคำนวณเริ่มจากการใส่ค่าพารามิเตอร์ของเฟือง, ค่าความเรียบผิว, ค่าความหนืดน้ำมันขาเข้าห้องเกียร์ และสภาวะการทำงานลงในโปรแกรมคำนวณ จากนั้นพารามิเตอร์ของเฟืองจะถูกนำไปใช้ในการคำนวณระยะการขบของเฟืองในช่วงเวลาต่างๆ ซึ่งแสดงได้ดังภาพที่ 3.14 (ก) ผลรวมของระยะการขบจะนำไปใช้คำนวณร่วมกับพารามิเตอร์เฟืองและสภาวะการทำงาน เพื่อหาค่าภาระต่อระยะการขบ หลังจากนั้นจะคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละตำแหน่งการขบโดยใช้สมการสำเร็จที่แสดงในตารางที่ 3.4 โดยค่าพารามิเตอร์ของเฟือง, ค่าความเรียบผิว, ค่าความหนืดน้ำมันขาเข้าห้องเกียร์ และสภาวะการทำงาน เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญที่ใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในช่วงเวลาต่างๆ แสดงได้ดังภาพที่ 3.14 (ข) สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณได้จะนำไปใช้คำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟันตามที่เสนอไว้ในหัวข้อ 3.1 โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟันแสดงได้ดังภาพที่ 3.14 (ค) จากนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยของ



ภาพที่ 3.13 แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง



ภาพที่ 3.14 ระยะการขบ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และอัตราส่วนกำลังสูญเสียในช่วงเวลาต่างๆ ของฟันเฟือง 1 คู่

เฟืองเฉียงสามารถคำนวณโดยใช้ขั้นตอนที่เสนอไว้ในหัวข้อ 3.2-3.3 ในขั้นตอนสุดท้ายอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยที่คำนวณได้จะถูกนำไปคูณกับค่ากำลังขาเข้าที่เฟืองขับ จะทำให้สามารถคำนวณหาค่ากำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังของเฟืองได้

3.6 สรุป

ในบทนี้ได้แสดงวิธีการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียและกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองเฉียง โดยจะพิจารณาให้เฟืองเฉียงมีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองตรงซ้อนกันเป็นชั้นๆ เนื่องจากกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงสามารถพิจารณาเป็นผลรวมของกำลังสูญเสียของชุดเฟืองตรง ดังนั้นแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรงที่พัฒนาโดย ชันด์ต์ และคณะ [5] สามารถนำมาประยุกต์ใช้วิเคราะห์กำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงได้ โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้คำนึงถึงผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบและภาระการทำงาน โดยค่าสัมประสิทธิ์ที่ใช้อ้างอิงจากสมการสำเร็จที่เสนอโดยนักวิจัยอื่น เพื่อทดสอบความแม่นยำของแบบจำลองในเบื้องต้น ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่เสนอโดยนักวิจัยอื่น ซึ่งจะนำเสนอในบทต่อไป

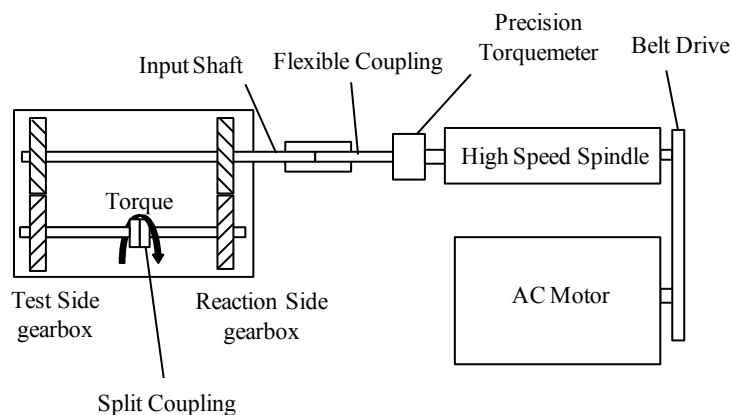
บทที่ 4

การเปรียบเทียบผลการคำนวณกำลังสูญเสียเบื้องต้น

เพื่อตรวจสอบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้น สามารถใช้ประเมินกำลังสูญเสียได้แม่นยำหรือไม่ ในขั้นต้นจะทำการเปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียกับผลการทดลอง ซึ่งรายงานโดยนักวิจัยอื่น โดยผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงจะเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่รายงานโดย Petry-Johnson et al. [1] ส่วนผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียงจะเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่รายงานโดย Vaidyanathan [3] ตามลำดับ

4.1 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง

Petry-Johnson et al. [1] ได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียของเฟืองตรงซึ่งมีอัตราทด 1:1 โดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back ดังแสดงในภาพที่ 4.1 โดยได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุน และที่ภาระต่างๆ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาถึงผลของขนาดฟันเฟือง โดยทำการทดลองเปรียบเทียบกันระหว่างเฟืองตรงซึ่งมีจำนวนฟัน 23 ฟัน โมดูล 3.95 ม.ม. และเฟืองตรงซึ่งมีจำนวนฟัน 40 ฟัน โมดูล 2.32 ม.ม. ความกว้างของเฟือง 40 ฟันจะมากกว่าเฟือง 23 ฟันเล็กน้อย เพื่อควบคุมให้ความเค้นดัดในเฟืองทั้งสองชนิดมีค่าใกล้เคียงกัน และเนื่องจากความกว้างของฟันแทบจะไม่มีผลต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรง [1] ดังนั้นกำลังสูญเสียที่แตกต่างกันในกรณีของเฟือง 23 ฟัน และ 40 ฟันจึงสามารถพิจารณาว่าเป็นผลจากขนาดของฟันได้ พารามิเตอร์อื่นๆ ของเฟืองที่ใช้ในการทดลองแสดงในตารางที่ 4.1



ภาพที่ 4.1 ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back

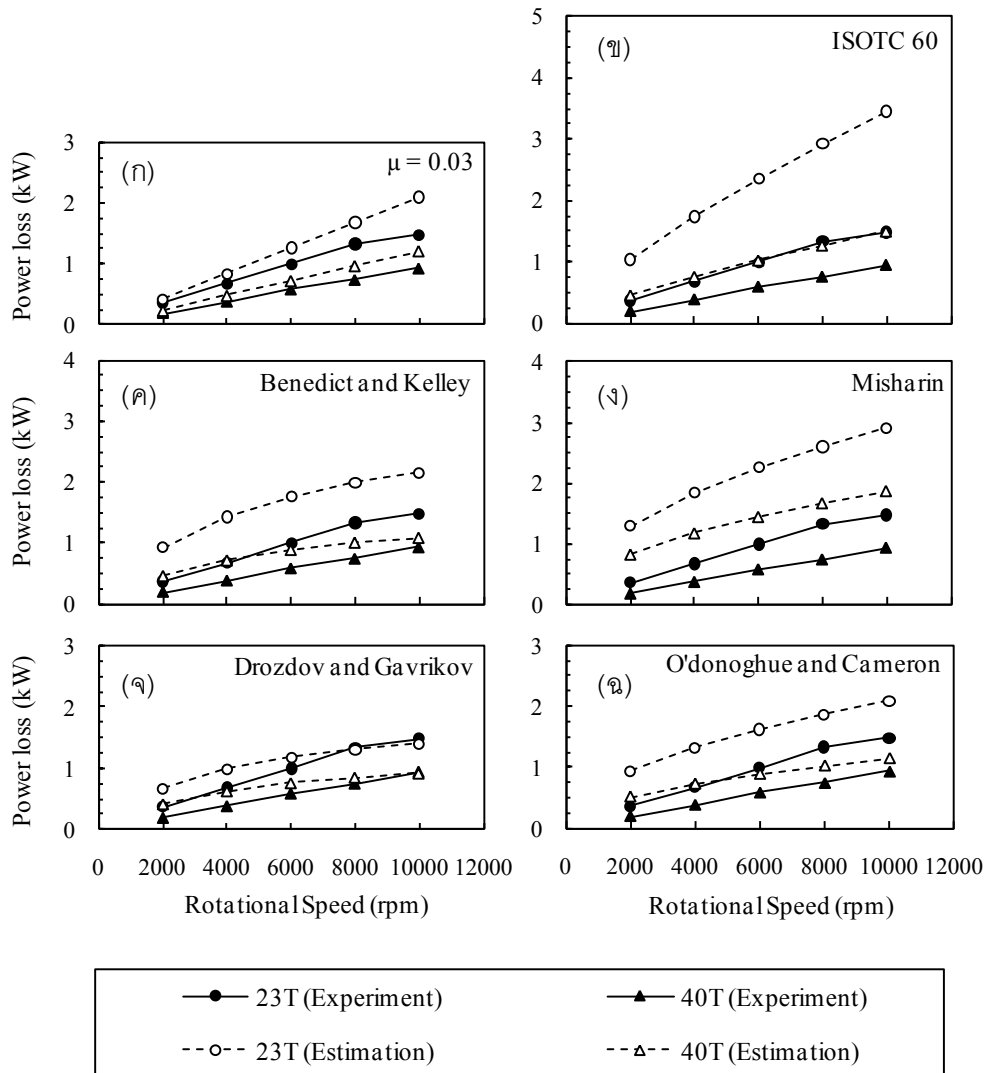
ตารางที่ 4.1 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองตรงและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง

Parameter	Gear set	
	23T	40T
Number of teeth	23	40
Module (mm)	3.95	2.32
Pressure angle (deg)	25	28
Face width (mm)	19.5	26.67
Center distance (mm)	91.5	91.5
Temperature (°C)	110	110
Absolute Viscosity (cP)	10.7	10.7
Surface roughness (µm)	0.32	0.2
Load operation condition (Nm)	140,275,413,546,684	
Speed operation condition (rpm)	2000,4000,6000,8000,10000	

ภาพที่ 4.2 และ 4.3 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างผลการประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงกับผลการทดลอง โดยผลจากการประเมินจะคำนวณโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานค่าต่างๆ กัน ซึ่งได้จากสมการสำเร็จที่แสดงไว้ในตารางที่ 3.4 รวมถึงการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ สำหรับผลการทดลองจะหักกำลังสูญเสียจากการหมุนซึ่งไม่ขึ้นกับภาระออกไป เหลือเพียงกำลังสูญเสียจากการไถลและการกลิ้งของเฟือง เนื่องจากกำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อย เมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียจากการไถลกำลังสูญเสียที่วัดได้ จึงสามารถประมาณให้เท่ากับกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งสามารถเปรียบเทียบกับผลที่ประเมินจากแบบจำลองได้

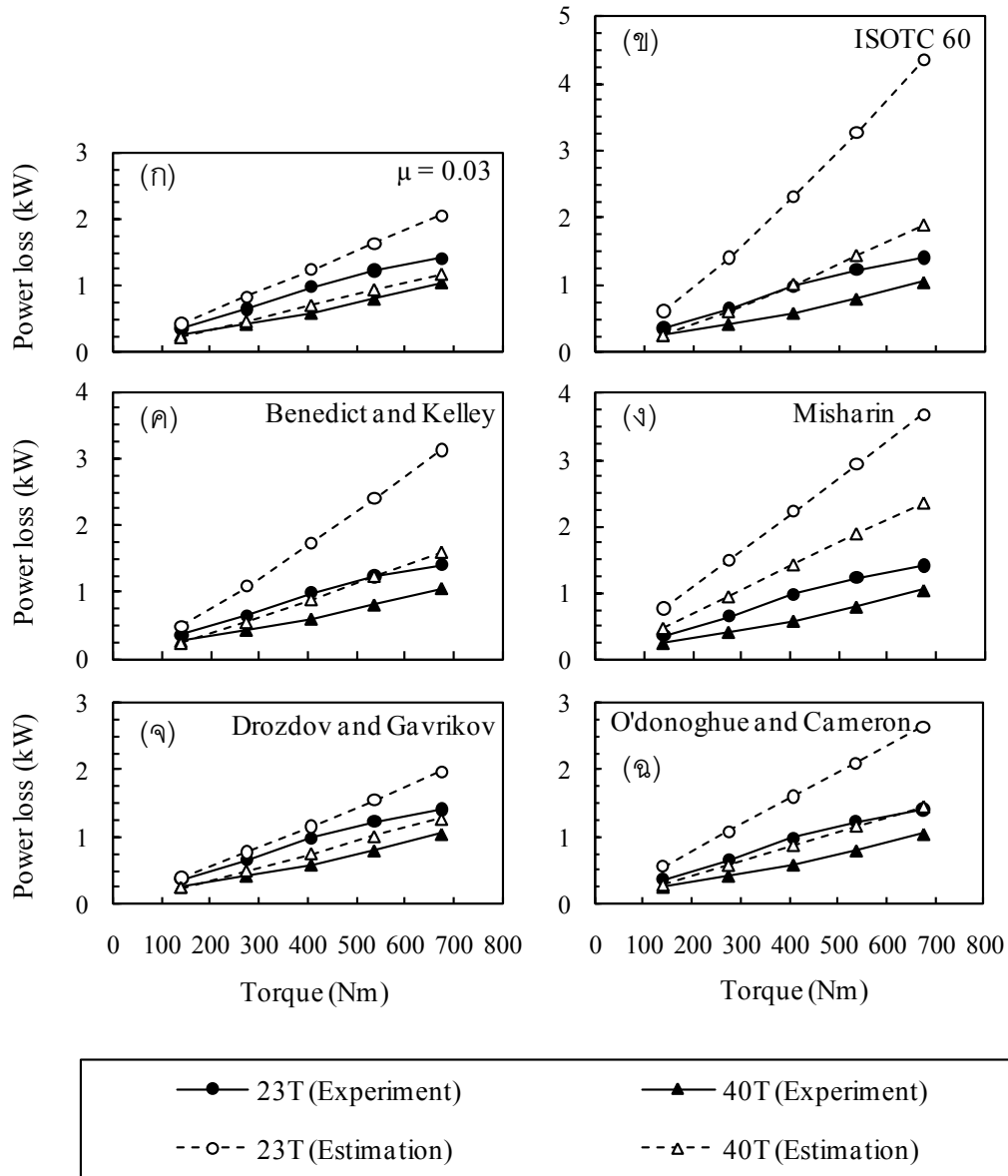
ภาพที่ 4.2 (ก)-(ข) แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุนเฟืองต่างๆ ในการทดลองจะคงแรงบิดคงที่ 413 Nm ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง โดยกำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนขึ้น และเฟือง 23 ฟัน ซึ่งมีขนาดฟันใหญ่กว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง 40 ฟัน

ภาพที่ 4.3 (ก)-(ข) แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่แรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุนคงที่ 6000 rpm ผลการประเมินมีความสอดคล้องกับผลการทดลองโดยกำลังสูญเสียจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มแรงบิด และเฟือง 23 ฟันจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง 40 ฟัน



ภาพที่ 4.2 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่อุปกรณ์ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ

ถึงแม้ว่าผลการประเมินจะมีแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลการทดลอง แต่กำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่าที่มากกว่าผลการทดลองอย่างเห็นได้ชัด จากความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียกับความเร็วยรอบหมุนพบว่า ผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Benedict and Kelly [6] และ O'donoghue and Cameron [10] มีแนวโน้มที่ใกล้เคียงกับผลการทดลอง โดยกำลังสูญเสียมีแนวโน้มที่ลดลงเล็กน้อยเมื่อมีความเร็วยรอบหมุนสูง จากความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียกับภาระการทำงานพบว่า กราฟของผลการประเมินทั้งหมดมีความชันมากกว่าผลการทดลอง ซึ่งหมายความว่าอัตราการเพิ่มขึ้นของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้เมื่อเพิ่มภาระการทำงานนั้นสูงกว่าความเป็นจริง และจากผลการเปรียบเทียบยังพบว่าการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เป็นค่าคงที่ในการคำนวณกำลังสูญเสียสามารถให้ผลการประเมินที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองถ้าใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีค่าเหมาะสม



ภาพที่ 4.3 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงที่ภาวะการทำงานต่างๆ

4.2 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง

Vaidyanathan ได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงซึ่งมีอัตราทด 1:1 โดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back โดยได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุน และที่ภาระต่างๆ นอกจากนี้ยังได้ ศึกษาถึงผลของค่าโมดูล มุมกด และมุมฮีลิคซ์ โดยพารามิเตอร์อื่นๆ ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลองแสดงในตารางที่ 4.2

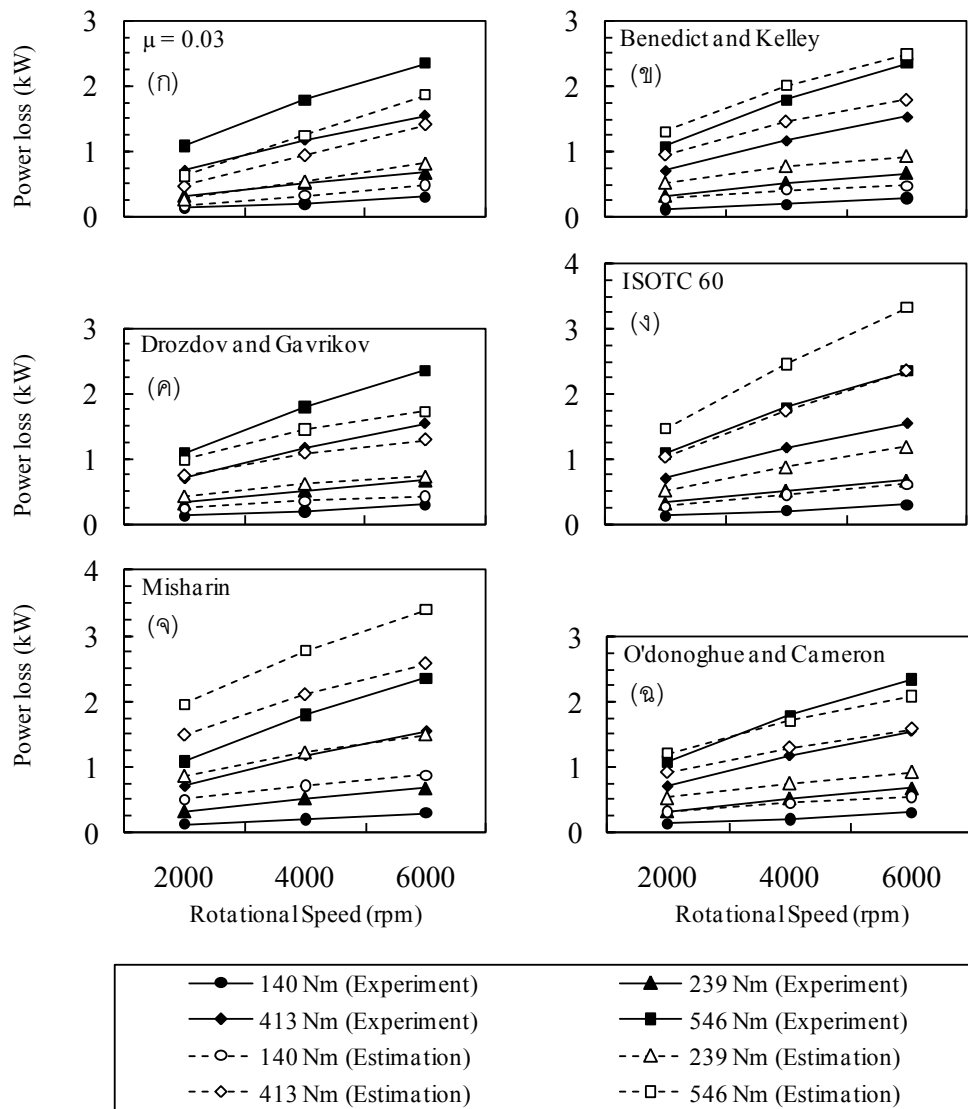
ตารางที่ 4.2 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง

Parameters	Gear set		
	A	B	C
Number of teeth	23	23	23
Transverse module, m_t (mm)	3.95	3.98	3.95
Transverse pressure angle, α_t (deg)	25	29.3	25.8
Helix angle, Ψ (deg)	0	30	30
Face width (mm)	26.67	26.67	26.67
Absolute Viscosity (cP)	6.732	6.732	6.732
Surface roughness (μm)	0.37	0.28	0.32
Load operation condition (Nm)	140, 239, 413, 546		
Speed operation condition (rpm)	2000, 4000, 6000		

ภาพที่ 4.4-4.6 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างผลการประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงกับผลการทดลอง โดยผลจากการประเมินจะคำนวณโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานค่าต่างๆ กัน ซึ่งได้จากสมการสำเร็จที่แสดงไว้ในตารางที่ 3.4 รวมถึงการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ สำหรับผลการทดลองจะหักกำลังสูญเสียจากการหมุนซึ่งไม่ขึ้นกับภาระออกไป เหลือเพียงกำลังสูญเสียจากการไถลและการกลิ้งของเฟือง เนื่องจากกำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อย เมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียจากการไถล กำลังสูญเสียที่วัดได้จึงสามารถประมาณให้เท่ากับกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งสามารถเปรียบเทียบกับผลที่ประเมินจากแบบจำลองได้

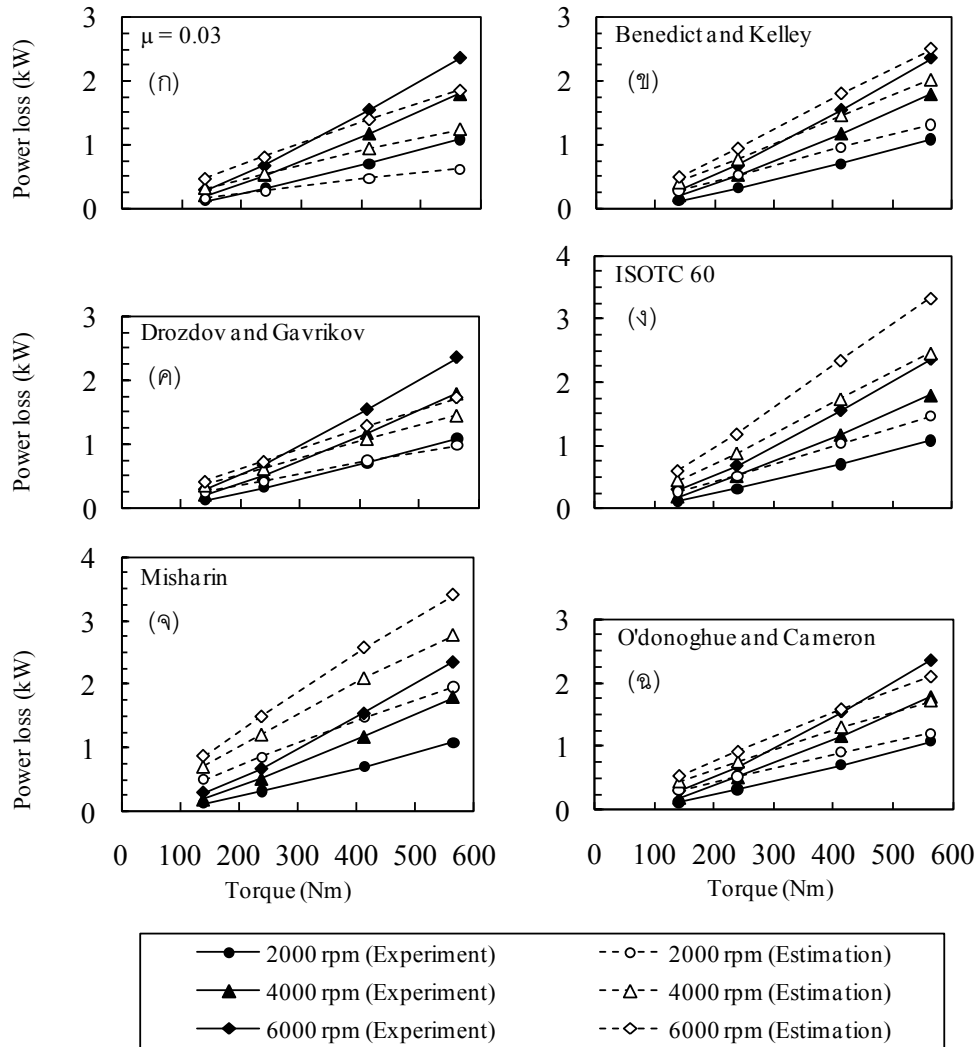
ภาพที่ 4.4 และ 4.5 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงชุด B ที่ความเร็วรอบหมุน และที่ภาระการทำงานต่างๆ ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มเหมือนกับผลการทดลอง โดยภาพที่ 4.4(ก)-(ข) กำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนขึ้น และภาพที่ 4.5(ก)-(ข) กำลังสูญเสียจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มแรงบิด

ผลการประเมินที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Benedict and Kelly [6] มีแนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด และขนาดของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่ามากกว่าผลจากการทดลองเพียงเล็กน้อย แต่สำหรับผลการประเมินโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดยนักวิจัยอื่นๆ พบว่า ผลการประเมินกับผลการทดลองมีความแตกต่างกันทั้งแนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสีย



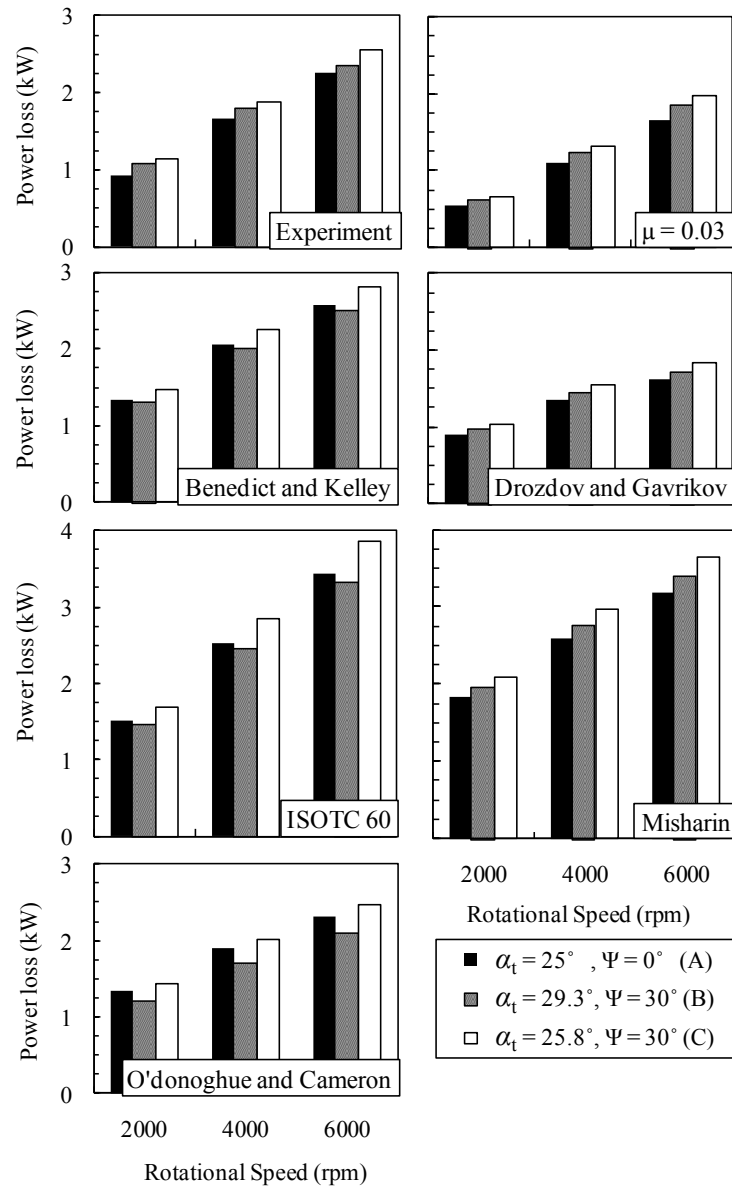
ภาพที่ 4.4 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ

จากภาพที่ 4.4(ก) และ 4.5(ก) ซึ่งแสดงผลการประเมินโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ พบว่าผลการประเมินกำลังสูญเสียมีแนวโน้มและขนาดที่แตกต่างจากผลการทดลองอย่างเห็นได้ชัด ถึงแม้ว่าผลการประเมินที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ให้ผลลัพธ์ที่ดีในกรณีของเฟืองตรงดังแสดงในหัวข้อ 4.1 ก็ตาม ทั้งนี้เป็นเพราะว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเปลี่ยนแปลงไปตามพารามิเตอร์ของเฟืองและสภาวะการทำงาน โดยถ้าเลือกสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานให้เหมาะสมกับสภาวะการใช้งานจะทำให้ผลการประเมินมีความสอดคล้องและถูกต้องมากขึ้น แต่เมื่อสภาวะการทำงานเปลี่ยนแปลงไป ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานก็จะเปลี่ยนแปลงไปด้วย ดังนั้นการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ เป็นวิธีที่ซึ่งง่ายที่สุดและรวดเร็วในการคำนวณ อาจทำให้ผลการประเมินผิดพลาดได้



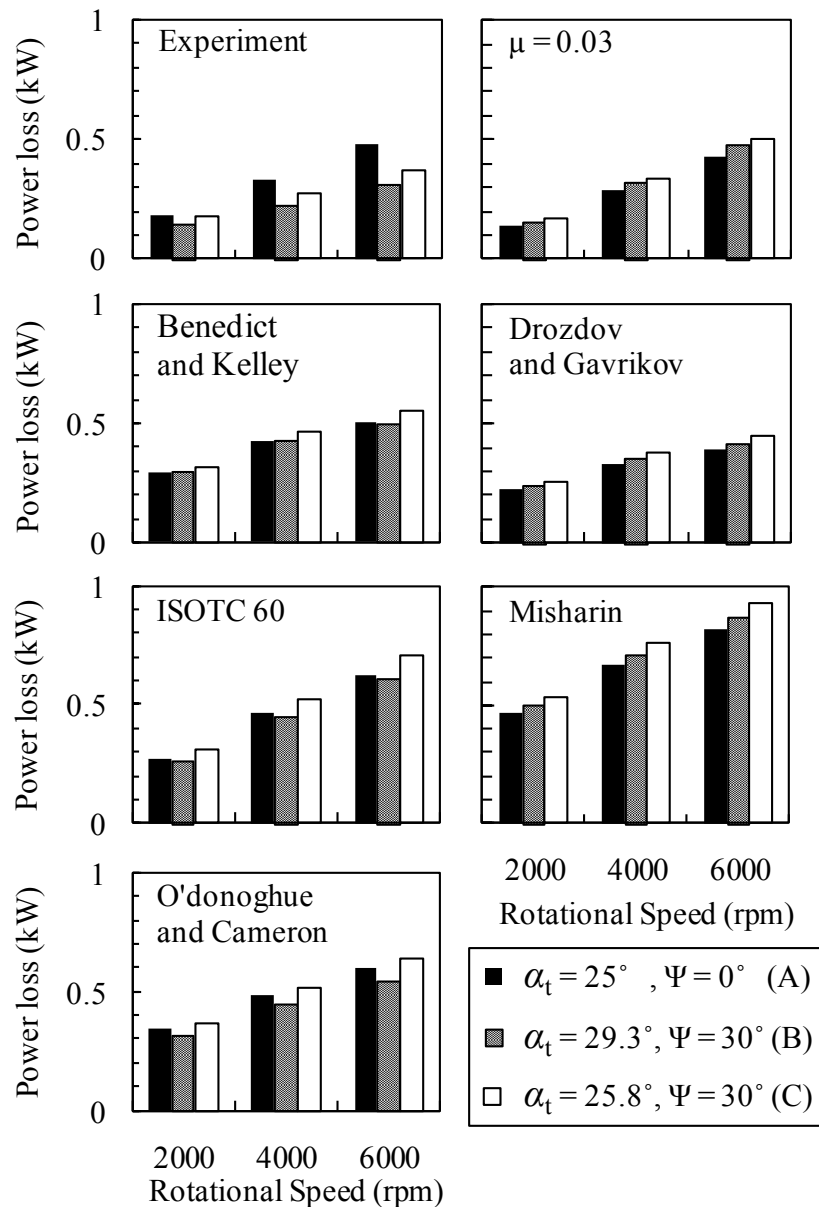
ภาพที่ 4.5 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงที่ภาระการทำงานต่างๆ

ภาพที่ 4.6 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ การทดลองจะคงแรงบิดคงที่ 546 Nm ซึ่งเป็นแรงบิดสูงสุดของการทดลอง โดย α คือ มุมกดในแนวตั้งฉากกับเพลลา ส่วน Ψ คือ มุมฮิลิกซ์ ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง พบว่าที่มุมกดเท่ากัน เฟืองตรงชุด A มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงชุด C ทั้งนี้เนื่องจากขนาดของมุมฮิลิกซ์ส่งผลต่ออัตราส่วนการขบ โดยเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมฮิลิกซ์มากเปรียบเสมือนมีการขบซ้อนกันของฟันของเฟืองตรงย่อยในจังหวะเวลาเดียวกันมากกว่า ทำให้เกิดกำลังสูญเสียมากกว่า เมื่อพิจารณามุมกดจะพบว่า เฟืองเฉียงชุด B และ C ที่มีขนาดใกล้เคียงกันมีมุมฮิลิกซ์เท่ากัน แต่เฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อยกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งอาจเกิดจากการลดมุมกดทำให้ ความยาวการขบของเฟืองเฉียงมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดการ



ภาพที่ 4.6 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคูเฟืองเชิงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ ที่แรงบิด 546 Nm

สูญเสียจากการไหลที่บริเวณห่างจากจุดพิชช์มากกว่า และเช่นเดียวกันกับการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในภาพที่ 4.4-4.5 โดยพบว่า ผลการประเมินกำลังสูญเสียจะมีค่ามากกว่าผลการทดลองเล็กน้อยยกเว้นกรณีที่ผลการประเมินใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่ากับค่าคงที่ (0.03) และสมการที่เสนอโดย Drozdov and Gavrikov [7] โดยค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณโดยใช้สมการของ Benedict and Kelly [6] และ O'donoghue and Cameron [10] ให้ผลการประเมินกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากกว่าสมการอื่นๆ



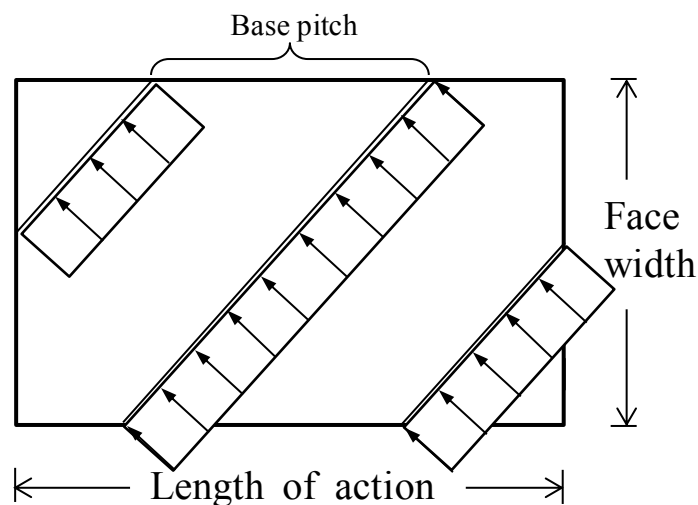
ภาพที่ 4.7 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคูเฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ ที่แรงบิด 140 Nm

ภาพที่ 4.7 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ การทดลองจะคงแรงบิดคงที่ 140 Nm ซึ่งเป็นแรงบิดต่ำสุดของการทดลอง จากการเปรียบเทียบพบว่า ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มตรงข้ามกับผลการทดลองในกรณีเปรียบเทียบผลของมุมฮิลิกซ์ โดยจากผลการทดลองพบว่าที่มุมกดเท่ากัน เฟืองตรงชุด A มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด C ซึ่งผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานค่าต่างๆ จะให้ผลการประเมินที่มีแนวโน้มเหมือนกันคือ เฟืองเฉียงชุด C มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A ทั้งนี้อาจเป็นเพราะระยะการขบของเฟืองตรงที่น้อยกว่าเฟืองเฉียง ทำให้ภาวะที่กระทำบนหน้าฟันต่อระยะการขบของ

เฟืองตรงมากกว่าเฟืองเฉียงในกรณีที่เฟืองทั้ง 2 รับภาระเท่ากัน จากสาเหตุนี้อาจทำให้ที่ภาระแรงบิดต่ำ พื้นของเฟืองตรงจะมีโอกาสขบเต็มหน้าสัมผัสมากกว่าพื้นของเฟืองเฉียง ทำให้เฟืองตรงมีจุดที่ได้รับการไถลมากกว่า จึงทำให้มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียง แต่สำหรับที่ภาระแรงบิดที่สูงเพียงพอ อาจทำให้พื้นของเฟืองทั้ง 2 จะมีการขบเต็มหน้าสัมผัสทั้งคู่ ทำให้เฟืองเฉียงที่มีอัตราส่วนการขบมากกว่า จะมีกำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟืองตรง

เนื่องจากแบบจำลองที่เสนอในงานวิจัยนี้ ไม่ได้คำนึงถึงผลของการกระจายภาระบนหน้าพื้นเฟืองขณะขบจริง จึงไม่สามารถอธิบายกำลังสูญเสียของเฟืองที่เกิดการสัมผัสแบบไม่เต็มหน้าพื้นได้ โดยแบบจำลองสมมติให้เฟืองตรงย่อยที่ขบอยู่รับภาระเท่ากันดังภาพที่ 4.8 ดังนั้นทำให้เฟืองเฉียงที่มีอัตราส่วนการขบมากกว่าเฟืองตรง จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าทุกๆ ภาระการทำงานเสมอ

ถึงแม้ว่าผลการประเมินกำลังสูญเสียที่ได้เสนอไป จะสามารถประเมินกำลังสูญเสียที่เป็นผลของมุมกดและมุมฮิลิกซ์ได้อย่างถูกต้องในกรณีภาระการทำงานสูง แต่ถ้ามีการเปลี่ยนแปลงมุมกดและมุมฮิลิกซ์พร้อมๆ กัน ผลการประเมินที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานบางสมการจะมีแนวโน้มที่ไม่ถูกต้อง เช่น ในกรณีค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ และค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณโดยใช้สมการของ Drozdov and Gavrikov [7] และ Misharin [9] กำลังสูญเสียที่ประเมินได้จะมีแนวโน้มเหมือนกับผลการทดลอง แต่ตรงกันข้ามกับผลการประเมินที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณโดยใช้สมการของ Benedict and Kelly [6], ISO TC60 [8] และ O'donoghue and Cameron [10] ซึ่งจะให้แนวโน้มที่ตรงข้ามกันผลการทดลอง โดยเฟืองชุด A จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองชุด B



ภาพที่ 4.8 การกระจายภาระบนหน้าพื้นของเฟืองเฉียง

4.3 สรุป

ในบทนี้แสดงผลการประเมินกำลังสูญเสียกับผลการทดลองซึ่งรายงานโดยนักวิจัยอื่น ผลการประเมินมีแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยกำลังสูญเสียเพิ่มเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนและภาระการทำงาน เฟืองที่มีขนาดฟันใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีขนาดฟันเล็ก และแบบจำลองสามารถประเมินแนวโน้มของกำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิพลของมุมกดและมุมฮีลิคซ์ได้อย่างถูกต้องในกรณีภาระสูง โดยเฟืองที่มีมุมฮีลิคซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก และเฟืองที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย แบบจำลองที่ได้เสนอไปในบทนี้จะถูกนำไปใช้ประเมินกำลังสูญเสียจากชุดทดลองที่สร้างขึ้น โดยรายละเอียดของชุดทดลองและวิธีการทดลองจะนำเสนอในบทต่อไป

บทที่ 5

การทดลองหาค่าลึงสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง

ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system เป็นชุดทดสอบซึ่งใช้กันอย่างแพร่หลายในงานทดสอบซึ่งเกี่ยวข้องกับเฟือง รวมถึงใช้ในการทดลองหาค่าลึงสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟือง เนื่องจากสามารถสร้างได้ง่ายและสามารถสร้างภาระแรงบิดในระบบได้ด้วยชิ้นส่วนภายในของชุดทดสอบเอง โดยไม่ต้องอาศัยอุปกรณ์การให้ภาระแบบอื่นๆ เช่น ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) หรือเจนเนอเรเตอร์ (Generator) ฯลฯ ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้จัดสร้างชุดทดสอบแบบ back-to-back gearbox system เพื่อนำมาทดลองหาค่าลึงสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง และศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อค่าลึงสูญเสีย

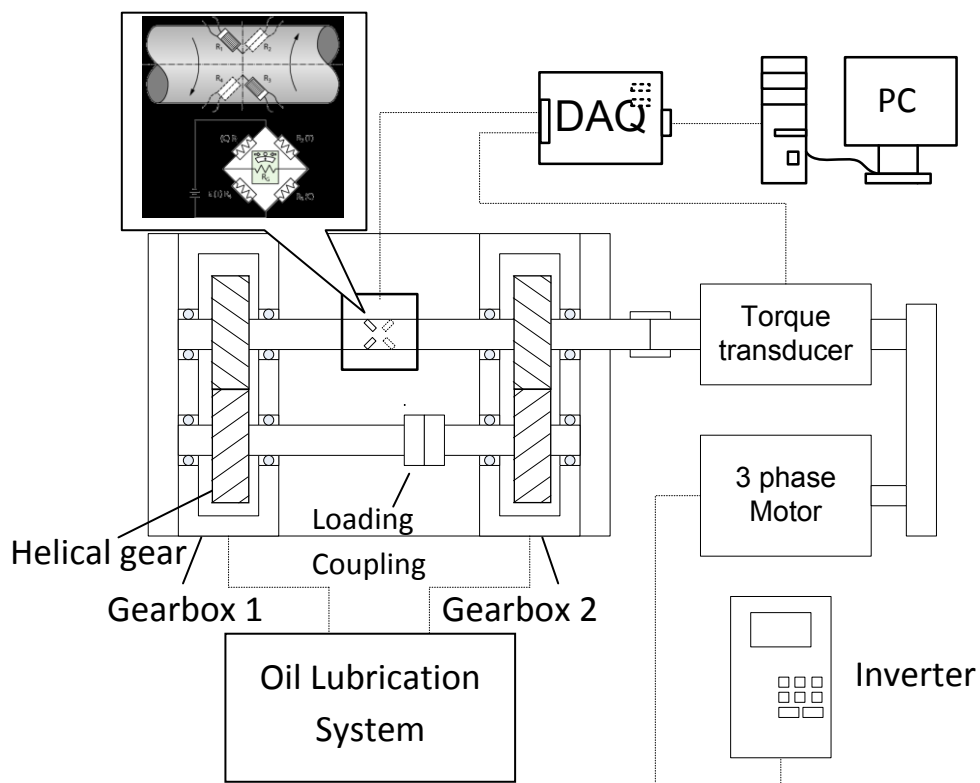
ชุดทดลองที่สร้างขึ้นนี้สามารถทำงานภายใต้ภาวะที่มีการให้ภาระ และไม่มีภาระ โดยอาศัยหลักการการบิดเพลลาเพื่อให้เกิดการกอดอัดกันของผิวฟันเฟืองเมื่อต้องการให้ภาระ การทดลองภายใต้ภาวะที่มีการให้ภาระและไม่มีภาระ จะทำให้สามารถแยกค่าลึงสูญเสียที่ขึ้นกับภาระและไม่ขึ้นกับภาระที่วัดได้จากชุดทดลองออกจากกันได้

5.1 ชุดทดลอง back-to-back gearbox system

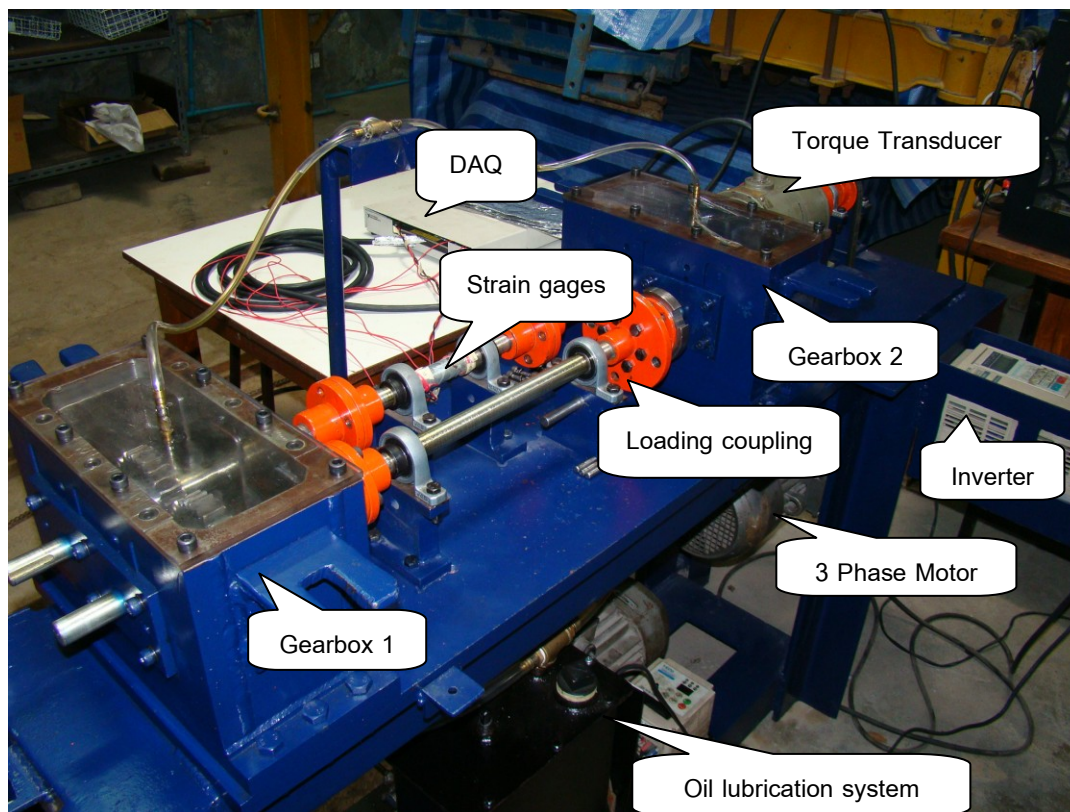
การทดลองหาค่าลึงสูญเสียของเฟืองเฉียงในการศึกษานี้ ใช้ชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system ซึ่งแผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์ของชุดทดลองและรูปชุดทดลองจริงถูกแสดงไว้ในภาพที่ 5.1 และ 5.2 ชุดทดลองแบบนี้เป็นชุดทดลองแบบไม่มีกำลังขาออก กำลังที่ใส่เข้าไปจะไหลวนอยู่ในระบบเพื่อชดเชยแรงเสียดทานและค่าลึงสูญเสียต่างๆ ภายในระบบ ชุดทดลองประกอบด้วย ห่วงเกียร์และเฟืองที่ใช้ทดสอบอยู่ภายใน 1 คู่ ที่เหมือนกันทุกประการ 2 ชุด เพลลาเฟืองแต่ละเพลลารองรับด้วยตลับลูกปืนชนิด deep groove ball bearing เพลลาจากห่วงเกียร์ทั้งสองห้องเชื่อมต่อในลักษณะขนานกัน โดยใช้คัปปลิงเป็นตัวเชื่อมต่อระหว่างเพลลา ที่ปลายเพลลาจากห่วงเกียร์ชุดทดสอบด้านหนึ่งจะติดกับคัปปลิงแบบ split coupling เพื่อให้ภาระแรงบิดภายในระบบชุดทดลอง โดยการถ่วงน้ำหนักลงบนแขนที่ยื่นออกมาจากคัปปลิง ภาระแรงบิดที่เกิดจากการถ่วงน้ำหนัก จะทำให้เพลลาบิดและเพิ่มแรงกอดอัดที่หน้าฟันเฟือง ในส่วนของกำลังที่ใช้ขับเคลื่อนชุดทดลองถูกส่งมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส ซึ่งมีการควบคุมความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ ผ่านการทดรอบโดยสายพานในอัตราทด 3:5 เพื่อเพิ่มความเร็วรอบของเพลลา ก่อนเข้าห่วงเกียร์ส่งกำลัง

ขนาดของภาระแรงบิดที่ให้ภายในระบบชุดทดลองวัดโดยสเตรนเกจ (Strain gages) 4 ตัว ซึ่งต่อวงจรในลักษณะ full bridge ที่ตำแหน่งบนเพลลากลางระหว่างห่วงเกียร์ทั้งสองห้องโดยจะวัด

ก่อนทดลองทุกครั้ง และวัดกำลังขาเข้าห้องเกียร์โดยต่ออุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer) ระหว่างเพลาด้านนอกก่อนเข้าห้องเกียร์และเพลาส่งกำลังมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า ความเร็วรอบหมุนของเพลาสับสามารถวัดได้โดยเครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Tachometer) แรงบิดและความเร็วรอบหมุนที่วัดได้นั้นสามารถนำไปคำนวณหาค่ากำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของคู่เฟือง สัญญาณแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่วัดได้จากสเตรนเกจและอุปกรณ์วัดแรงบิด จะถูกขยายและบันทึกสัญญาณโดยใช้อุปกรณ์ขยายสัญญาณภายใน DAQ (Data Acquisition Hardware) ซึ่งจะเชื่อมต่อกับ PCI card ซึ่งติดตั้งอยู่ในคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการเก็บสัญญาณ

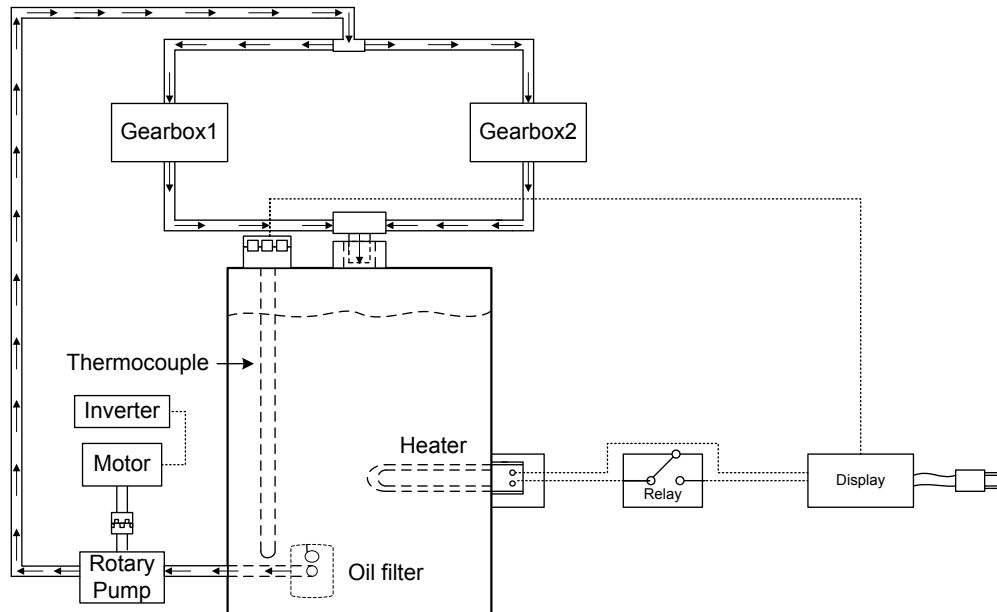


ภาพที่ 5.1 แผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์ของชุดทดลอง back-to-back gearbox system



ภาพที่ 5.2 ชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system

ภาพที่ 5.3 แสดงการหล่อลื่นภายในแต่ละห้องเกียร์ซึ่งเป็นการหล่อลื่นแบบฉีด (Jet lubrication) โดยฉีดน้ำมันหล่อลื่นจากด้านบนห้องเกียร์ไปยังตำแหน่งที่คู่เฟืองขบกัน (ตำแหน่งตรงกลางห้องเกียร์) น้ำมันหล่อลื่นถูกส่งมาจากระบบปั้มน้ำมันหล่อลื่นแบบโรตารีซึ่งติดตั้งไว้ด้านล่างชุดทดลอง โดยถูกดูดผ่านไส้กรองน้ำมันหล่อลื่นก่อนเข้าปั้มน้ำมันเพื่อกรองสิ่งสกปรกก่อนเข้าปั้มน้ำมันและห้องเกียร์ น้ำมันหล่อลื่นที่ผ่านการใช้งานหล่อลื่นห้องเกียร์จะไหลผ่านรูเจาะที่ด้านล่างห้องเกียร์ ลงสู่ถังน้ำมันหล่อลื่นเพื่อเก็บและนำกลับมาใช้ใหม่ น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลองเป็นน้ำมันหล่อลื่นเบอร์ 80w90 ซึ่งใช้ในการหล่อลื่นเฟืองท้ายและเกียร์ธรรมดาของรถยนต์ อัตราการไหลของน้ำมันหล่อลื่นแต่ละห้องเกียร์จะถูกควบคุมไว้ที่ 1 LPM โดยควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั้มน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่นระหว่างการทดลองควบคุมให้อยู่ที่ $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ความหนืดน้ำมันหล่อลื่นมีความแปรผันน้อย การควบคุมอุณหภูมิทำโดยติดตั้งฮีตเตอร์แบบจุ่ม (Immersion heater) ภายในถังเพื่อให้ความร้อนแก่น้ำมันหล่อลื่น วัดอุณหภูมิของน้ำมันในถังด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิดเค (Thermocouple K type) ที่ติดตั้งปลายวัดอุณหภูมิไว้ที่ตำแหน่งศูนย์กลางบริเวณก้นถัง และต่อสายสแตนด์เลสซีลด์จากเทอร์โมคัปเปิลมายังตัวแสดงผลแบบดิจิตอลเพื่ออ่านค่าและควบคุมการทำงานของฮีตเตอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิ



ภาพที่ 5.3 แผนผังระบบน้ำมันหล่อลื่นในชุดทดลงแบบ back-to-back gearbox system

5.2 พารามิเตอร์ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง

ในการทดลองใช้เฟืองที่มีลักษณะรูปร่างแตกต่างกัน 5 ชุด เพื่อศึกษาผลของมุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล ที่มีต่อกำลังสูญเสียของการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง พารามิเตอร์ของเฟืองแสดงในตารางที่ 5.1 โดยตัวแปรต่างๆ จะต้องออกแบบเพื่อให้ระยะห่างระหว่างเพลาคงเดิมที่ 90 มิลลิเมตร ในตารางที่ 5.2 แสดง Test Matrix ที่ใช้ในการทดลอง

สำหรับการทดลองหาลำกำลังสูญเสียในแต่ละคู่เฟืองจะทดลองภายใต้สภาวะการทำงานต่างๆ ซึ่งแสดงดังตารางที่ 5.3 โดยการทดลองจะให้ภาระแรงบิดกับคู่เฟือง 6 ช่วง ได้แก่ 0-10 (ในกรณีไม่มีภาระ) 11-50, 51-100, 101-150, 151-200 และ 201-250 Nm สาเหตุในการให้ภาระแรงบิดภายในระบบเป็นช่วง เนื่องจากข้อจำกัดของอุปกรณ์ให้ภาระและค่า backlash ของเฟืองแต่ละคู่ที่แตกต่างกัน ส่งผลให้ไม่สามารถควบคุมภาระแรงบิดในแต่ละกรณีให้เท่ากันพอดีได้ ในแต่ละภาระแรงบิดทดลองที่ความเร็วรอบหมุนของเพลาชับ 5 ค่า ได้แก่ 500 1000 1500 2000 และ 2500 รอบต่อนาที โดยการทดลองจะทำการทดลองจากภาระน้อยไปภาระมาก และความเร็วรอบหมุนน้อยไปมาก และทำการสุ่มทดลองซ้ำ 2 กรณี

ตารางที่ 5.1 พารามิเตอร์ของเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

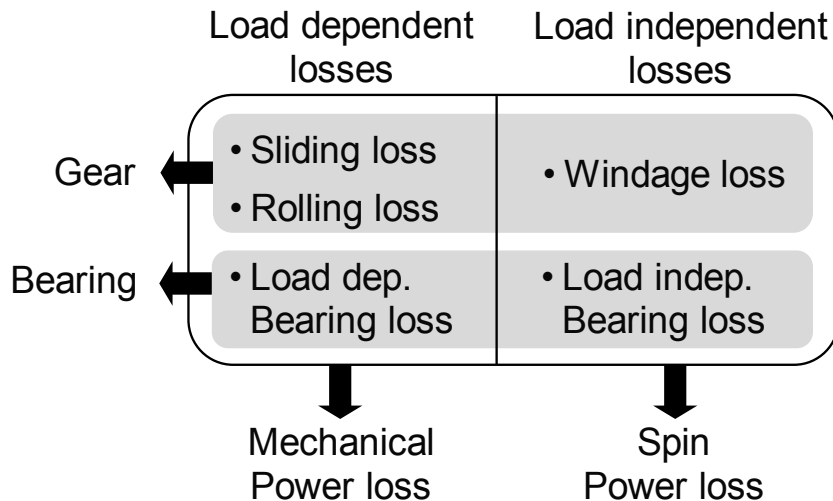
Parameters	Gear set				
	A	B	C	D	E
Number of Teeth	30	30	30	30	15
Transverse Module m_t (mm)	3	3	3	3	6
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	20	14.5	20	20
Helix Angle Ψ (deg)	0	33.5	33.5	33.5	33.5
Face Width FW (mm)	20	20	20	40	20
Pitch Diameter (mm)	90	90	90	90	90

ตารางที่ 5.2 Test Matrix ที่ใช้ในการทดลอง

Test No.	Gear Set Name	Transverse Module	Transverse Pressure Angle	Helix Angle	Face Width
1	A	3	20	0	20
2	B	3	20	33.5	20
3	B	3	20	33.5	20
	C	3	14.5	33.5	20
4	B	3	20	33.5	20
	D	3	20	33.5	40
5	B	3	20	33.5	20
	E	6	20	33.5	20
6	A	Repeatability			
7	B	Repeatability			

ตารางที่ 5.3 สภาวะการทำงานและลำดับในการทดลอง

Torque Range (Nm)	Rotational Speed (rpm)				
	500	1000	1500	2000	2500
0-10	1	2	3	4	5
11-50	6	7	8	9	10
51-100	11	12	13	14	15
101-150	16	17	18	19	20
151-200	21	22	23	24	25
201-250	26	27	28	29	30



ภาพที่ 5.4 แผนผังการจำแนกกำลังสูญเสียประเภทต่างๆ ในระบบชุดทดลดง

5.3 การคำนวณกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง

กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากชุดทดลดง back-to-back gearbox system เกิดขึ้นจากชิ้นส่วนหลัก 2 ชนิด ได้แก่ กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากเฟืองส่งกำลัง และกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากตลับลูกปืน ดังแสดงในแผนผังภาพที่ 5.4 กำลังสูญเสียในการขบกันของเฟืองสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท ประเภทแรกคือกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับขนาดของภาวะ ได้แก่ กำลังสูญเสียเนื่องจากการเสียดทานจากการไถล (Sliding loss) และกำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้งของฟันเฟืองระหว่างการขบ (Rolling loss) ประเภทที่สองคือกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับขนาดของภาวะ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการหมุน (Windage loss) เนื่องจากในการทดลดงนี้ใช้การหล่อลื่นแบบฉีด (Jet lubrication) จึงไม่มีกำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น (Churning loss) ส่วนกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนนั้นสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทเช่นเดียวกัน คือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นและไม่ขึ้นกับขนาดของภาวะของตลับลูกปืน ส่วนกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในชุดทดลดงในสภาวะการทำงานขณะมีภาวะและไม่มีภาวะสามารถอธิบายได้ดังนี้

ภายใต้สภาวะที่มีภาระให้ภาระแรงบิดกับชุดทดลดง กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการส่งกำลังภายในระบบชุดทดลดงจะประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียที่เกิดจากการขบส่งกำลังของเฟือง (P_{mesh}) ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการไถล ($P_{sliding}$) และการกลิ้งของเฟือง ($P_{rolling}$) และกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระในตลับลูกปืน ($P_{b,load\ dep.}$) ซึ่งถูกจัดอยู่ในประเภทกำลังสูญเสียประเภทกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกล (P_{mech}) รวมกับกำลังสูญเสียที่เกิดจากการหมุนด้านอากาศของเฟือง (P_w) และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระในตลับลูกปืน ($P_{b,load\ indep.}$) ซึ่งเป็นกำลัง

สูญเสียประเภทไม่ขึ้นกับภาระหรือที่เรียกว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน (P_{spin}) ดังนั้นกำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลอง (P_{total}) สามารถเขียนอยู่ในรูปสมการ

$$P_{total} = P_{mech} + P_{spin} \quad (5.1)$$

ในขณะที่ไม่มีการให้ภาระแรงบิดเข้าไปในระบบหรือมีภาระแรงบิดภายในระบบชุดทดลอง น้อยมาก ซึ่งสามารถประมาณให้ภาระแรงบิดในระบบชุดทดลอง (T_c) มีค่าเท่ากับศูนย์ กำลังสูญเสียประเภทที่ขึ้นกับภาระจะมีค่าเป็นศูนย์ ($P_{mech} \approx 0$) ดังนั้นกำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลองจะมีผลมาจากกำลังสูญเสียประเภทไม่ขึ้นกับภาระเพียงอย่างเดียว

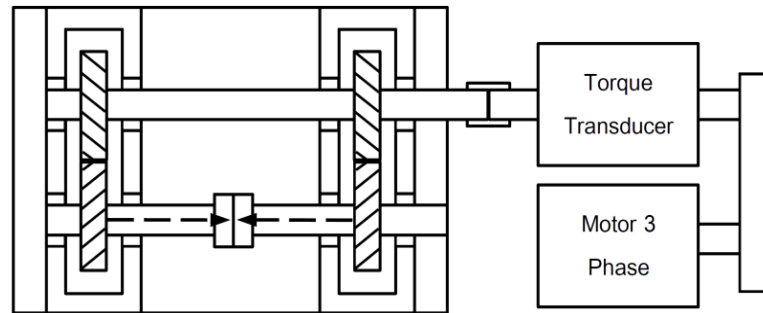
$$P_{total} \Big|_{T_c=0} = P_{spin} \quad (5.2)$$

จากการอธิบายข้างต้น ในขณะที่มีการให้ภาระ กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจะประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียประเภทที่ขึ้นและไม่ขึ้นกับภาระ ดังนั้นเมื่อต้องการทราบค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระซึ่งรวมถึงกำลังสูญเสียจากการไหลของเฟืองที่ต้องการนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองรวมอยู่ จึงต้องทำการแยกกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระออกจากกำลังสูญเสียรวมเสียก่อน โดยการนำกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระซึ่งหาได้จากการวัดกำลังสูญเสียรวมในระบบในขณะที่ไม่มีการให้ภาระไปหักลบจากกำลังสูญเสียรวมดังนั้นการทดลองจึงต้องเป็นออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดลองขณะไม่มีภาระและการทดลองขณะมีภาระ

5.3.1 การทดลองหาลำลังสูญเสียในห้องเกียร์ขณะไม่มีการให้ภาระ

การทดลองหาลำลังสูญเสียขณะไม่มีการให้ภาระ ทำได้โดยจัดชุดทดลองดังแสดงในภาพที่ 5.5 เนื่องจากยังไม่มีการให้ภาระ เฟลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์จึงไม่ได้ถูกบิด และไม่มีแรงกดอัดที่คู่ฟันเฟือง

ในการทดลองขณะไม่มีการให้ภาระจะทำการทดลอง 5 ครั้ง ดังแสดงในตารางที่ 5.2 (Test Matrix) ปรับค่าความเร็วรอบก่อนเข้าห้องเกียร์ โดยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส ทำให้สามารถเปลี่ยนค่าความเร็วรอบก่อนเข้าห้องเกียร์ได้ 5 ความเร็วรอบ ได้แก่ 500 1000 1500 2000 และ 2500 RPM วัดค่าความเร็วรอบหมุนขาเข้า (Ω) จากเครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Tachometer) และแรงบิดขาเข้า (T_7) จากเครื่องวัดแรงบิด (Torque transducer) เพื่อนำมาคำนวณหาลำลังขาเข้าห้องเกียร์



ภาพที่ 5.5 แผนผังการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในห้องเกียร์ขณะไม่มีภาระ

กำลังสูญเสียในขณะไม่มีภาระ เป็นการวัดกำลังสูญเสียในขณะไม่มีภาระให้ภาระแรงบิดเข้าไปในระบบ (ค่าภาระแรงบิดภายในระบบขณะนั้นมีค่าเท่ากับศูนย์ หรือมีภาระในระบบน้อยมากเมื่อเทียบในขณะที่มีการให้ภาระ) ทำให้กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกลนี้มีค่าเท่ากับศูนย์ ดังนั้นกำลังสูญเสียรวมในระบบที่ได้จากการวัดในขณะไม่มีภาระจะเท่ากับกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ

เนื่องจากระบบชุดทดลองไม่มีกำลังขาออก กำลังขาเข้าระบบ (P_{input}) จึงถูกนำไปชดเชยกำลังสูญเสียรวมในระบบ ดังนั้นกำลังขาเข้าจะมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียรวมในระบบในขณะไม่มีภาระหรือกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ

$$P_{input} = P_{total} \Big|_{T_c=0} = P_{spin} \quad (5.3)$$

$$P_{input} = T_T \times \omega \quad (5.4)$$

$$\omega = \frac{2\pi\Omega}{60} \quad (5.5)$$

โดย ω คือ ความเร็วรอบหมุนเชิงมุมขาเข้า

กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระที่วัดได้นั้นเป็นกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระภายในระบบชุดทดลอง ซึ่งประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของเฟืองหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนและกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน

เนื่องจากชุดทดลองประกอบไปด้วยห้องเกียร์ 2 ห้อง แต่ละห้องเกียร์จะมีคู่เฟืองขับส่งกำลังขับกันอยู่ 1 คู่ และมีตลับลูกปืนรองรับเพลารวมทั้งหมด 12 ตัว แบ่งเป็นตลับลูกปืน 8 ตัว ซึ่งถูกประกอบลงในเข้าใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ ห้องเกียร์ละ 4 ตัว และตลับลูกปืนที่เหลืออีก 4 ตัว จะถูกประกอบอยู่ในตุ๊กตาซึ่งใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์ ดังนั้น

กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระในระบบชุดทดลอง (P_{spin}) สามารถเขียนในรูปสมการที่อธิบายแหล่งที่มาของกำลังสูญเสียได้ดังนี้

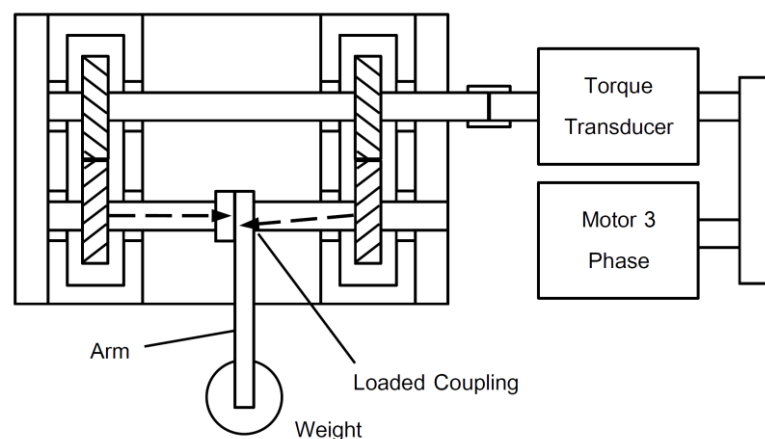
$$P_{spin} = 2P_w + 8P_{b,loadindep.}(\text{gearbox}) + 4P_{b,loadindep.}(\text{housing}) \quad (5.6)$$

5.3.2 การทดลองหากำลังสูญเสียในห้องเกียร์ขณะมีการให้ภาระ

การทดลองหากำลังสูญเสียขณะมีการให้ภาระสามารถทำได้โดยจัดชุดทดลองดังแสดงในภาพที่ 5.6 จากภาพที่ 5.6 การให้ภาระที่พื้นเฟืองทำโดยคลายนัตที่ยึด Loading Coupling ออกจากนัต Loading Coupling ข้างหนึ่งให้อยู่หนึ่ง ถ่วงน้ำหนักลงไปที่ Loading Coupling อีกข้างหนึ่งเพื่อให้เพลลาบิด และเกิดแรงกดอัดที่พื้นเฟือง หลังจากนั้นเชื่อมเพลลาเข้าหากันอีกครั้งในสภาวะที่เพลลาบิดและปลดแขนถ่วงน้ำหนักออกจะทำให้แรงกดอัดหรือภาระที่พื้นเฟืองค้างอยู่ในระบบ (ขั้นตอนการให้ภาระโดยละเอียดแสดงในภาคผนวก ค)

ในการทดลองหากำลังสูญเสียขณะมีการให้ภาระจะทำการทดลอง 5 ครั้ง เพื่อหาค่ากำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองที่มีรูปร่างแตกต่างกัน 5 แบบ ดังที่แสดงในตารางที่ 5.2 (Test Matrix) โดยให้ภาระแรงบิด 5 ช่วง แต่ละช่วงแรงบิดจะทดลองที่ความเร็วรอบก่อนเข้าห้องเกียร์ 5 ค่า ได้แก่ 500 1000 1500 2000 และ 2500 RPM เก็บค่าความเร็วรอบหมุนและแรงบิดของเพลลา ก่อนเข้าห้องเกียร์ทุกๆ ความเร็วรอบที่ทำการทดลอง เพื่อนำมาคำนวณหากำลังสูญเสีย

กำลังสูญเสียในขณะมีการให้ภาระ เป็นการวัดกำลังสูญเสียในขณะมีการให้ภาระแรงบิดเข้าไปในระบบ กำลังสูญเสียรวมในระบบที่ได้จากการวัดในขณะมีการให้ภาระ คือ ผลรวมของกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (P_{mech}) และไม่ขึ้นกับภาระ (P_{spin})



ภาพที่ 5.6 แผนผังการทดลองหากำลังสูญเสียในห้องเกียร์ขณะมีการให้ภาระ

เนื่องจากระบบไม่มีกำลังขาออกดังนั้นกำลังขาเข้าระบบ จะถูกนำไปชดเชยกำลังสูญเสียในระบบ (เช่นเดียวกันกับในกรณีไม่มีภาระในระบบ) ดังนั้นกำลังขาเข้าจะมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียรวมในระบบในขณะมีภาระดังสมการ

$$P_{input} = P_{total} = P_{mech} + P_{spin} \quad (5.7)$$

เมื่อต้องการทราบค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระในระบบชุดทดลอง ซึ่งมีกำลังสูญเสียจากการไหลจากเฟืองประกอบอยู่ จึงต้องนำกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระในหัวข้อที่ผ่านมา มาหักลบออกจากกำลังสูญเสียรวมเสียก่อนดังสมการ

$$P_{mech} = P_{total} - P_{spin} \quad (5.8)$$

เนื่องจากชุดทดลองประกอบไปด้วยห้องเกียร์ 2 ห้อง แต่ละห้องเกียร์มีคู่เฟืองขับส่งกำลังขับเคลื่อนอยู่ 1 คู่ และตลับลูกปืนรองรับเพลาทังหมด 12 ตัว โดยแบ่งเป็นตลับลูกปืน 8 ตัว ซึ่งถูกประกอบลงในเข้าใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ ห้องเกียร์ละ 4 ตัว ส่วนตลับลูกปืนที่เหลืออีก 4 ตัว จะประกอบอยู่ในตุ๊กตา ซึ่งใช้ในการรองรับเพลาทีเชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์ ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระในระบบชุดทดลองจะประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียจากการขับส่งกำลังของคู่เฟือง (P_{mesh}) 2 คู่ และกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน ($P_{b,load dep.}$) 12 ตัว ดังสมการ

$$P_{mech} = 2P_{mesh} + 8P_{b,load dep.}(\text{gearbox}) + 4P_{b,load dep.}(\text{housing}) \quad (5.9)$$

เนื่องจากตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลาทีเชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์นั้น รองรับภาระที่เกิดจากน้ำหนักของเพลาทีซึ่งมีน้อยมาก เมื่อเทียบกับตลับลูกปืนที่อยู่ภายในเข้าใส่ตลับลูกปืนภายในห้องเกียร์ที่ต้องรองรับน้ำหนักของเฟือง และภาระแรงกดที่หน้าฟันเฟืองในขณะที่มีการให้ภาระในระบบ ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลาทีเชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์นั้นจึงมีค่าน้อยเทียบกับกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนภายในเข้าใส่ตลับลูกปืนภายในห้องเกียร์ จากการอธิบายข้างต้นทำให้สามารถละทิ้งกำลังสูญเสียที่ใช้ในการรองรับเพลาทีเชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์ทั้ง 4 ตัว ไปได้

ส่วนของการหาลำลังสูญเสียจากการไหล เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองนั้น สามารถหาได้จากการนำกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนที่อยู่ภายในเข้าใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ ไปหักลบออกจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของห้องเกียร์ 1 ห้อง และละทิ้งกำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้ง เนื่องจากมีขนาดน้อยกว่ากำลังสูญเสียจากการไหลมาก [4] ด้วยการพิจารณาเช่นนี้ จะทำให้ทราบกำลังสูญเสียจากการไหลของเฟือง 1 คู่ ดังสมการ

$$P_{mesh} = \frac{1}{2} P_{mech} - 4P_{b,loaddep.} \text{ (gearbox)} \quad (5.10)$$

โดย $P_{rolling} \ll P_{sliding} \quad (5.11)$

และ $P_{mesh} \approx P_{sliding} \quad (5.12)$

5.4 สรุป

ในบทนี้กล่าวถึงชุดทดลอง กรณีการศึกษาต่างๆ วิธีการทดลอง ตลอดจนถึงวิธีการนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาคำนวณเพื่อหาค่ากำลังสูญเสียชนิดต่างๆ วิธีการที่แสดงในบทนี้ทำให้สามารถทราบค่ากำลังสูญเสียจากการไถลจากการทดลอง ซึ่งสามารถนำไปเปรียบเทียบกับผลจากการคำนวณจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่สร้างขึ้นได้ โดยผลของการทดลองและการเปรียบเทียบนั้นจะกล่าวในบทต่อไป

บทที่ 6

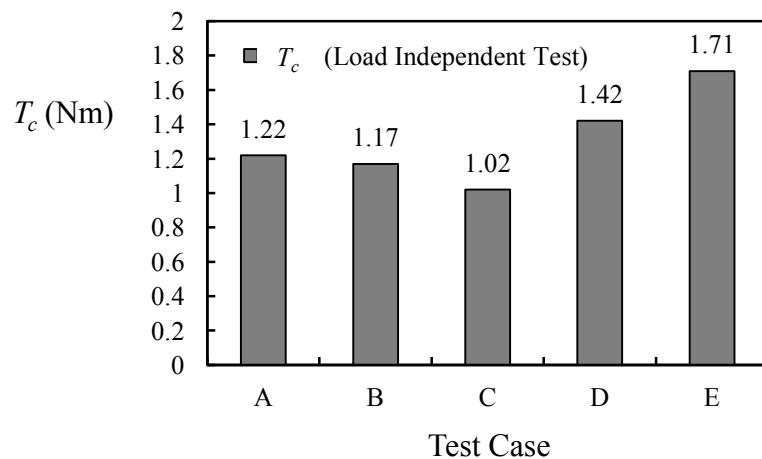
ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง

ในบทนี้นำเสนอผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการส่งกำลังของเฟืองเฉียงภายในชุดทดลอง back-to-back gearbox system เพื่อศึกษาอิทธิพลของการออกแบบรูปร่างพื้นฐานของเฟืองซึ่งประกอบไปด้วย มุมอีลิคท์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล ตลอดจนสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบการหมุนและภาระการทำงานของเฟืองหรือภาระแรงบิดในระบบ (T_c) โดยวิธีการทดลองที่เสนอไว้ในบทที่ 5 การวัดกำลังสูญเสียแบ่งออกเป็น 2 สภาวะ ได้แก่ การวัดกำลังสูญเสียในขณะมีภาระ และในขณะไม่มีภาระ การแยกวัดกำลังสูญเสียออกเป็น 2 สภาวะเพื่อที่จะแยกกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระออกจากกำลังสูญเสียรวมซึ่งจะทำให้ทราบค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระได้ และเมื่อนำกำลังสูญเสียจากดัลบลูกปืนซึ่งสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการที่ถูกระบุไว้ในบทที่ 2 มาหักลบออกจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจะทำให้สามารถประเมินค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองและนำไปเปรียบเทียบกับผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้

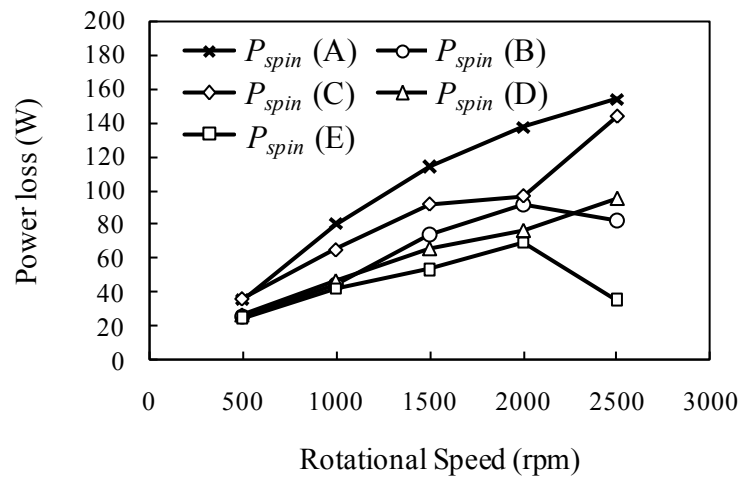
6.1 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหาลำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ

ภาพที่ 6.1 แสดงภาระแรงบิดในระบบที่วัดได้ขณะไม่มีภาระในการทดลองหาลำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระในกรณีการทดลองต่างๆ จากภาพจะพบว่าแม้จะไม่มีภาระในระบบแต่ในระบบจะมีภาระตกค้างอยู่อย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ ซึ่งอาจเกิดจากการขัดกันในระบบเนื่องจากการประกอบชิ้นงาน แต่อย่างไรก็ตามค่าภาระแรงบิดที่วัดได้มีค่าไม่เกิน 2 นิวตัน ซึ่งน้อยมากเมื่อเทียบภาระแรงบิดที่จะให้เพิ่มเข้าไปเมื่อทดลองกรณีที่มีภาระ ดังนั้นสำหรับการทดลองในงานวิจัยนี้จะละค่าภาระแรงบิดในระบบดังกล่าว เพื่อประมาณให้กำลังสูญเสียที่วัดได้นั้นเป็นกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระเพียงอย่างเดียว

ภาพที่ 6.2 แสดงกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ ซึ่งได้จากการวัดในขณะไม่มีภาระให้ภาระเข้าไปในระบบ โดยพารามิเตอร์ของเฟืองที่ใช้ในการทดลองแสดงในตารางที่ 5.1 จากภาพพบว่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของเฟืองชุด A – E มีค่ากำลังสูญเสียไม่เกิน 150 วัตต์ ซึ่งมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ และเมื่อความเร็วรอบมีค่าเพิ่มสูงขึ้นจะทำให้กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระมีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยความชันของกราฟหรืออัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับความเร็วรอบหมุนของเฟืองชุด A, B และ E มีแนวโน้มลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น แต่ความชันของกราฟของเฟืองชุด C และ D มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น



ภาพที่ 6.1 ภาระแรงบิดในระบบที่วัดได้จากกรณีการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระ



ภาพที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระและความเร็วรอบเพลาชัป

กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของชุดทดลอง ประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของเฟืองหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟืองและกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน เนื่องจากในแต่ละกรณีมีการใช้ตลับลูกปืนขนาดเดียวกัน มีการหล่อลื่นในแบบเดียวกัน มีสถานะความเร็วรอบการทำงานที่เหมือนกัน กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนนั้นจึงประมาณได้ว่ามีค่าเท่ากันในทุกกรณีที่ทดลอง ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟืองจึงเป็นตัวกำหนดค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของระบบ จากงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับกำลังสูญเสียจากการหมุนพบว่า ขนาดของเฟือง ความกว้างหน้าฟัน โมดูล และความเร็วรอบส่งผลต่อกำลังสูญเสียจากการหมุนตามสมการที่ (2.1) – (2.3) ดังนั้นเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นกำลังสูญเสียจากการหมุน

จึงมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อเปลี่ยนรูปแบบของเฟืองไปกำลังสูญเสียจากการหมุนจะมีค่าเปลี่ยนไปอย่างไรก็ตามจากงานวิจัยของ Seetharaman [21] พบว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟือง (ที่มีขนาดแตกต่างกัน) ในสภาวะการทำงานที่ความรอบรอบหมุนต่ำจะมีค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระที่ใกล้เคียงกัน เนื่องจากความเร็วรอบที่ใช้ในการทดลองในงานวิจัยนี้มีค่าตั้งแต่ 500 – 2500 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบต่ำ รวมถึงขนาดของเฟืองในแต่ละกรณีแตกต่างกันไม่มาก ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระจากการทดลองโดยใช้เฟืองชุด A – E จึงมีค่าที่ใกล้เคียงกันดังภาพที่ 6.2

6.2 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหาลำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ

กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกลนั้น สามารถหาได้จากการนำกำลังสูญเสียรวมภายในระบบชุดทดลองในขณะที่มีการให้ภาระซึ่งหักลบด้วยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระที่หาได้จากการทดลองวัดกำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลองขณะไม่มีการให้ภาระ เมื่อทำการหักลบกันแล้วจะทำให้ทราบกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระภายในระบบชุดทดลอง

ภาพที่ 6.3 – 6.7 แสดงผลการวัดกำลังสูญเสียขณะที่มีการให้ภาระของเฟืองแต่ละแบบที่ใช้ในการทดลอง โดยแสดงให้เห็นถึงกำลังสูญเสียรวม (P_{total}) กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (P_{mech}) และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ (P_{spin}) ที่สภาวะการทำงานต่างๆ จากภาพพบว่าเฟืองแต่ละชุดให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันกล่าวคือ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่ำ เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่จะมีความชันหรืออัตราการเพิ่มขึ้น โดยความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ต่อความเร็วรอบหมุนจะมีลักษณะเป็นกราฟเส้นตรง และเมื่อเพิ่มภาระแรงบิดพบว่า กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน โดยความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ต่อความเร็วรอบหมุนจะมีลักษณะเป็นกราฟเส้นตรง และที่ภาระแรงบิดสูงสุดจะพบว่ากำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น แทบจะเป็นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระทั้งหมด โดยมีสัดส่วนของกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระน้อยมาก

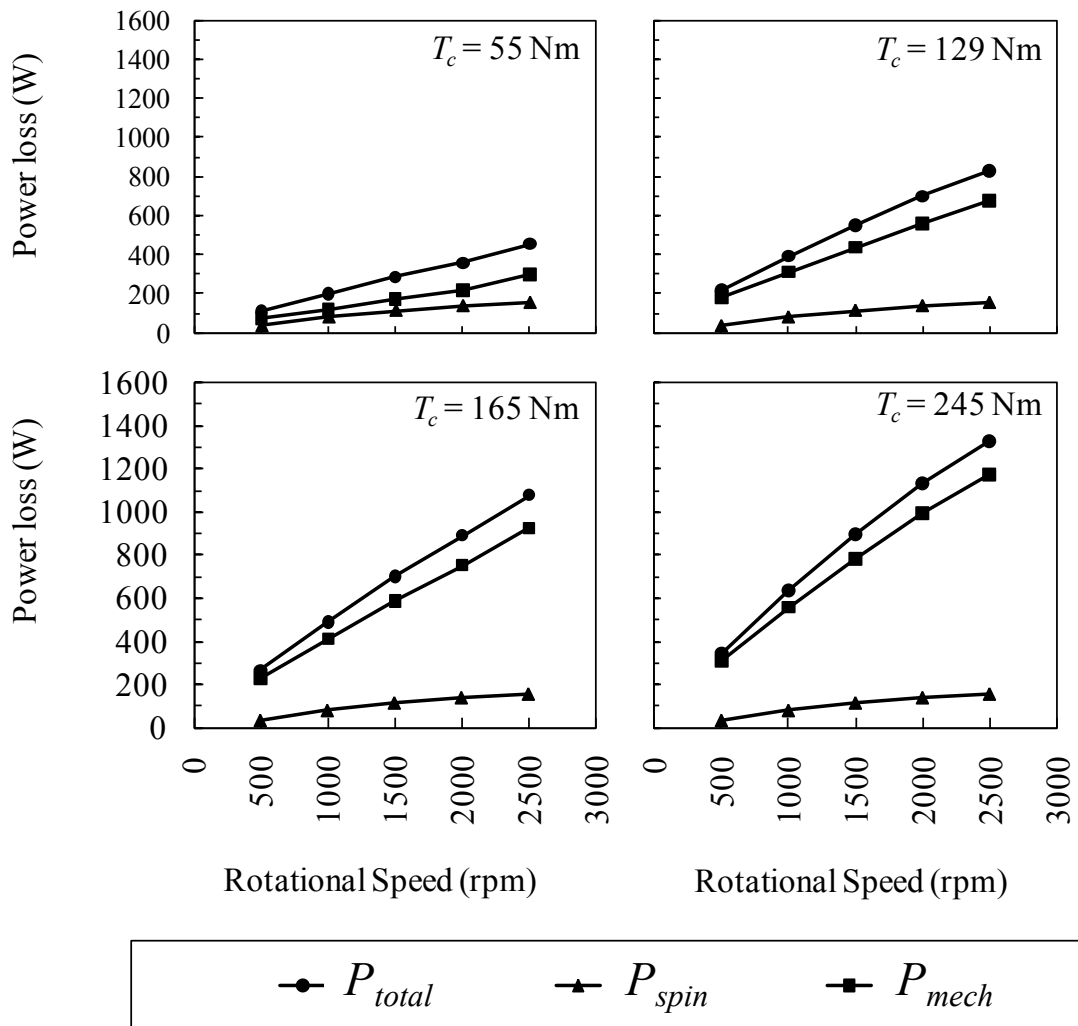
จากภาพที่ 6.3 – 6.7 เมื่อนำกำลังสูญเสียรวมมาหักลบกับกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ จะทำให้สามารถหาค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระที่ภาระแรงบิดต่างๆ ได้จากสมการ

$$P_{mech} = P_{total} - P_{spin} \quad (6.1)$$

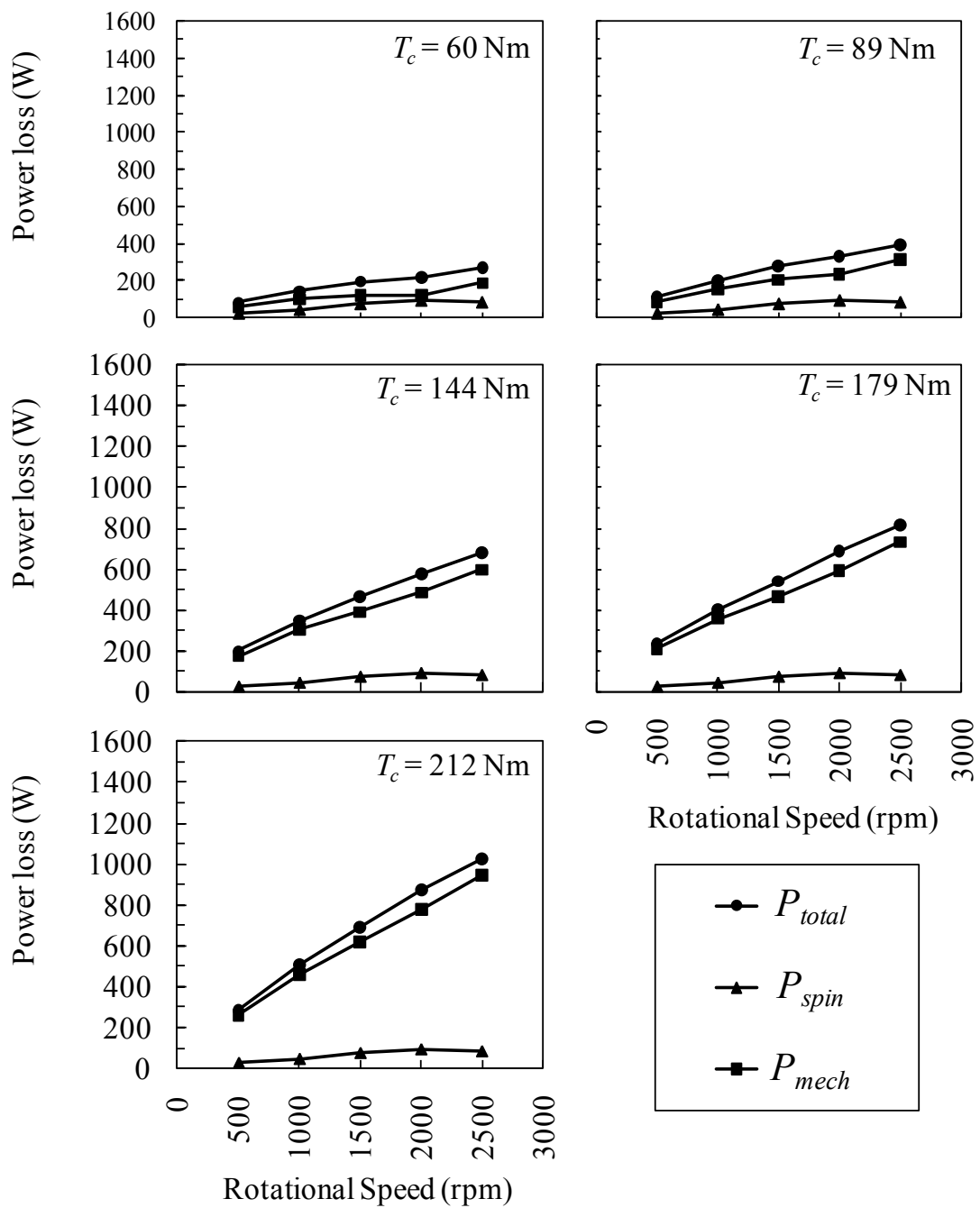
กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระที่แสดงในกราฟความสัมพันธ์นั้น เป็นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของ 2 ห่วงเกียร์ ซึ่งประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของคู่เฟืองหรือกำลังสูญเสียจากขบส่งกำลังกันของคู่เฟืองจำนวน 2 คู่ และกำลังสูญเสียกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับ

ลูกปืน 12 ตัว อย่างไรก็ตาม กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว ที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์นั้นมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนภายในเข้าใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ เนื่องจากภาระที่รับ มาจากน้ำหนักของเพลลาเท่านั้น ซึ่งมีค่าน้อยกว่าแรงกดอัดที่พื้นเฟืองมาก กำลังสูญเสียนี้จึงถูกละทิ้งจากการพิจารณาในที่นี้ ดังนั้น กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของ 2 ห้องเกียร์สามารถอธิบายได้ดังสมการ

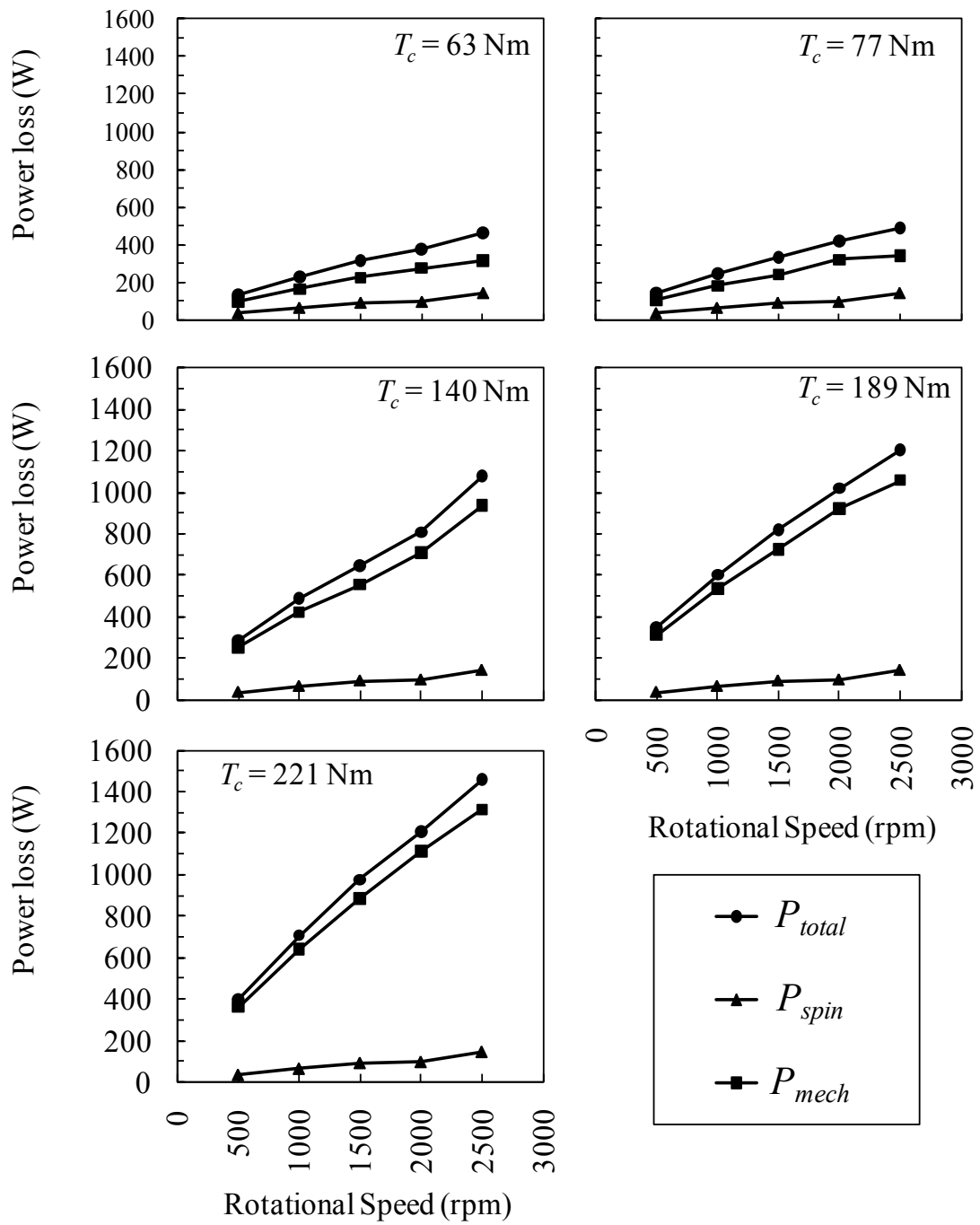
$$P_{mech} = 2P_{mesh} + [8P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (6.2)$$



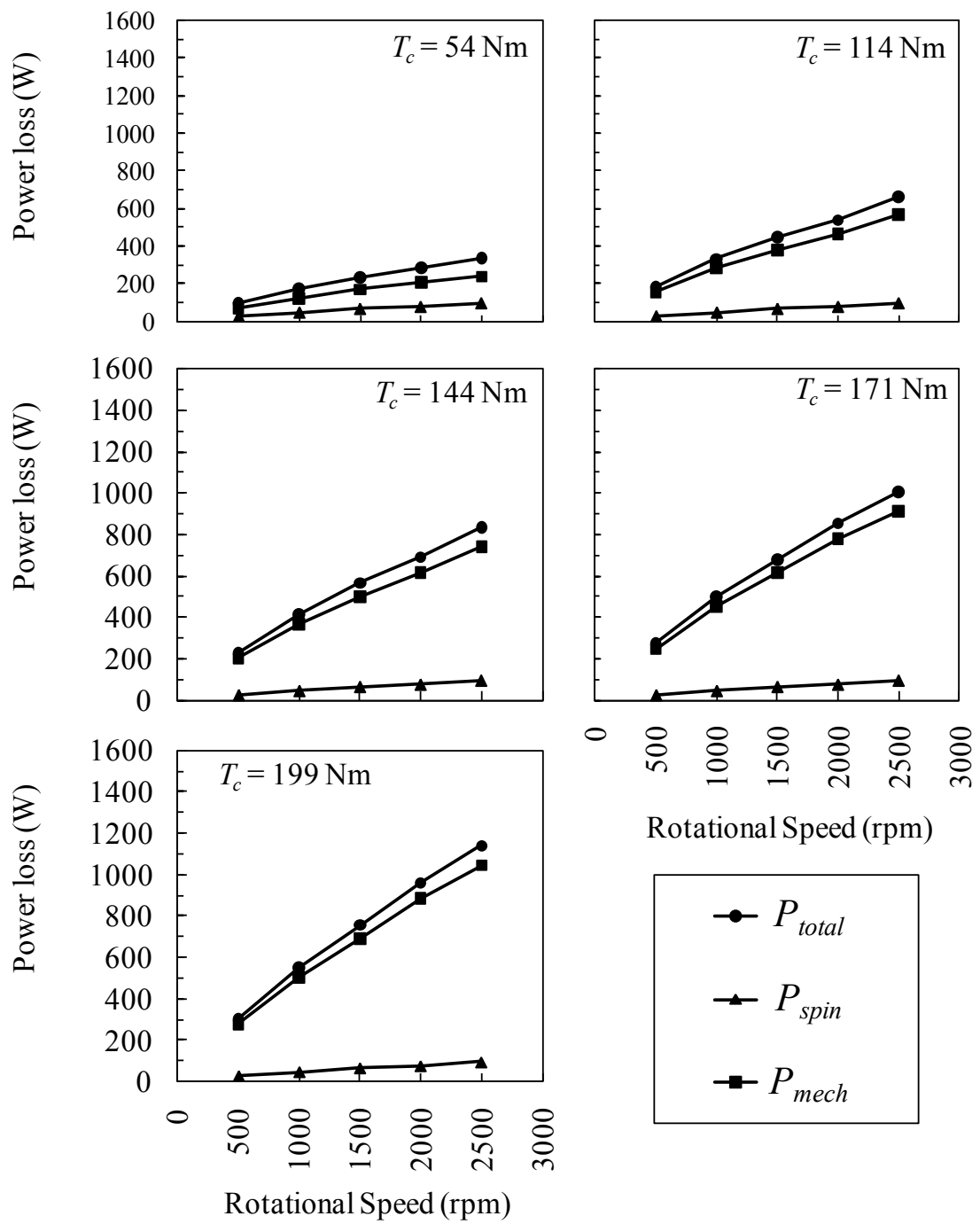
ภาพที่ 6.3 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด A



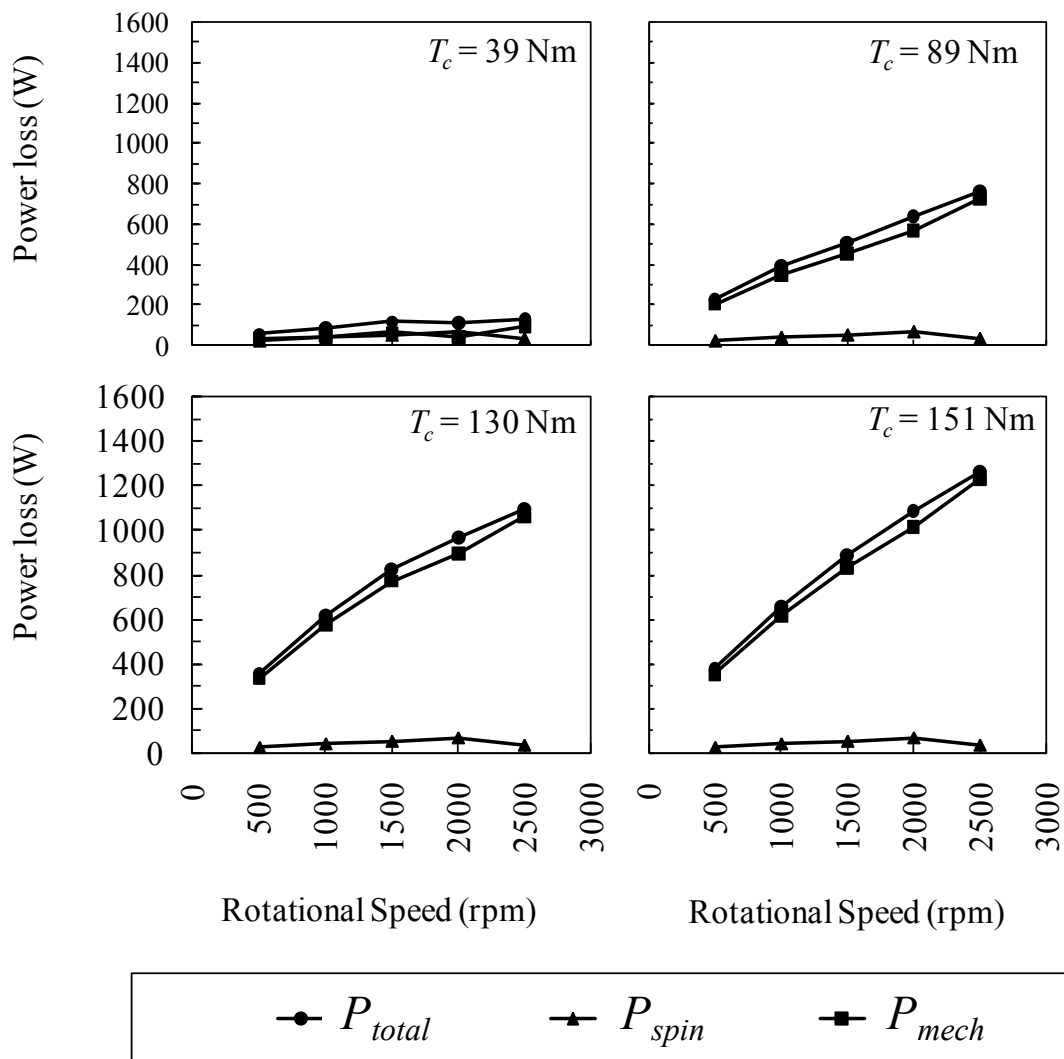
ภาพที่ 6.4 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด B



ภาพที่ 6.5 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด C



ภาพที่ 6.6 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด D



ภาพที่ 6.7 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด E

เมื่อต้องการทราบกำลังสูญเสียจากขบส่งกำลังกันของคู่เฟือง 1 คู่ ซึ่งมีกำลังสูญเสียจากการไถลและกำลังสูญเสียจากการรกลิ้งรวมอยู่ จึงต้องนำกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะของตลับลูกปืนทั้ง 8 ตัวไปหักลบออกจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะของห้องเกียร์ทั้ง 2 ห้องเสียก่อน และเนื่องจากห้องเกียร์ทั้งสองห้องเหมือนกันทุกประการ ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการขบส่งกำลังของคู่เฟือง 1 คู่ จะเท่ากับครึ่งหนึ่งของกำลังสูญเสียจากการขบของห้องเกียร์ 2 ห้อง และเมื่อประมาณให้ค่ากำลังสูญเสียจากการรกลิ้งมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียจากการไถล [4] กำลังสูญเสียจากขบส่งกำลังกันของคู่เฟือง 1 คู่ จึงสามารถประมาณให้มีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียจากการไถลได้จากสมการ

$$P_{mesh} = \frac{1}{2} \left[P_{mech} - \left[8P_{b,load dep.} \right]_{gearbox} \right] \quad (6.3)$$

เนื่องจาก $P_{mesh} \approx P_{sliding}$ (6.4)

ดังนั้น $P_{sliding} = \frac{1}{2} P_{mech} - \left[4P_{b,load dep.} \right]_{gearbox}$ (6.5)

กำลังสูญเสียจากการไถลที่ได้จากผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียตามขั้นตอนที่ได้กล่าวมาข้างต้นนั้นจะสามารถนำไปเปรียบเทียบกับผลการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลจากแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นได้

เมื่อพิจารณากำลังสูญเสีย ในรูปเปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียรวมภายในระบบชุดทดลองสามารถอธิบายได้ดังสมการต่อไปนี้

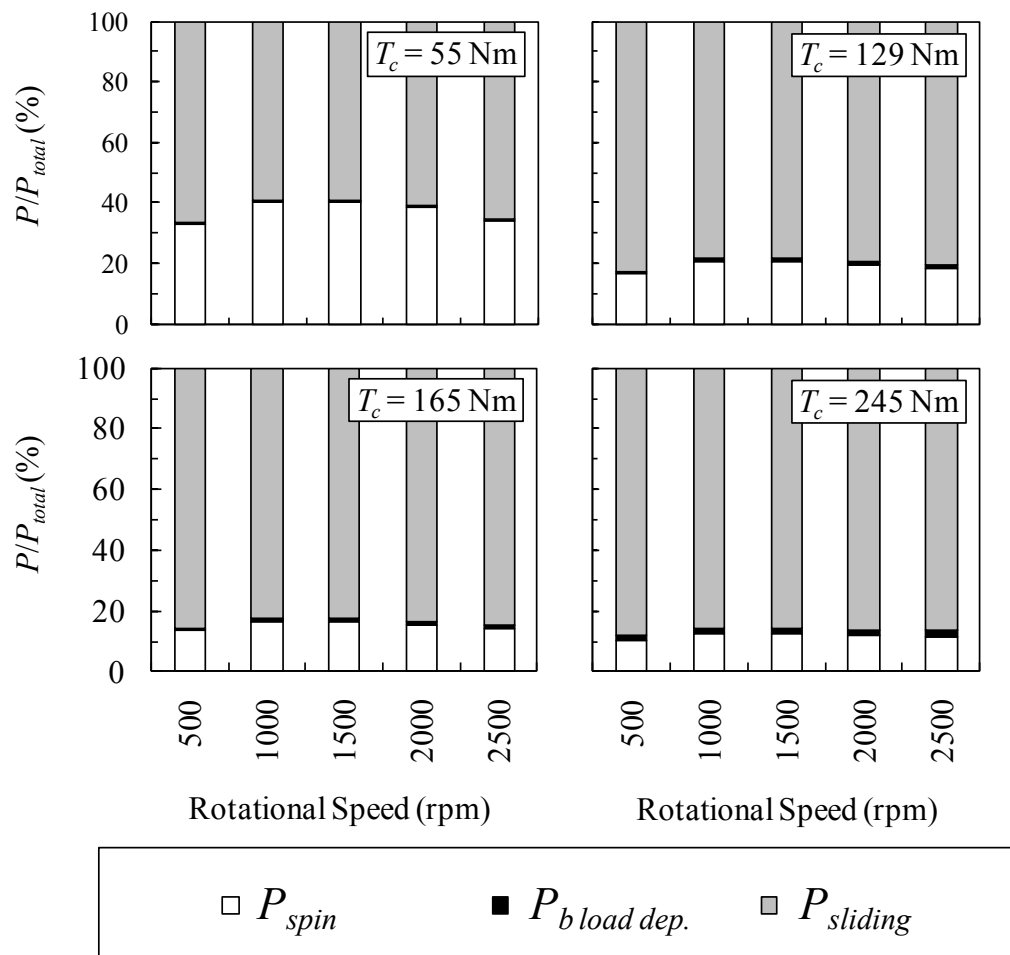
$$P_{total} = P_{sliding} + P_{b,loaddep.} + P_{spin} \quad (6.6)$$

เนื่องจากกำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลองเป็น 100 % ดังนั้นใน 100 % ของกำลังสูญเสียรวมจะประกอบไปด้วย เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ ซึ่งเป็นผลรวมของเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองและกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน และเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระในระบบชุดทดลอง

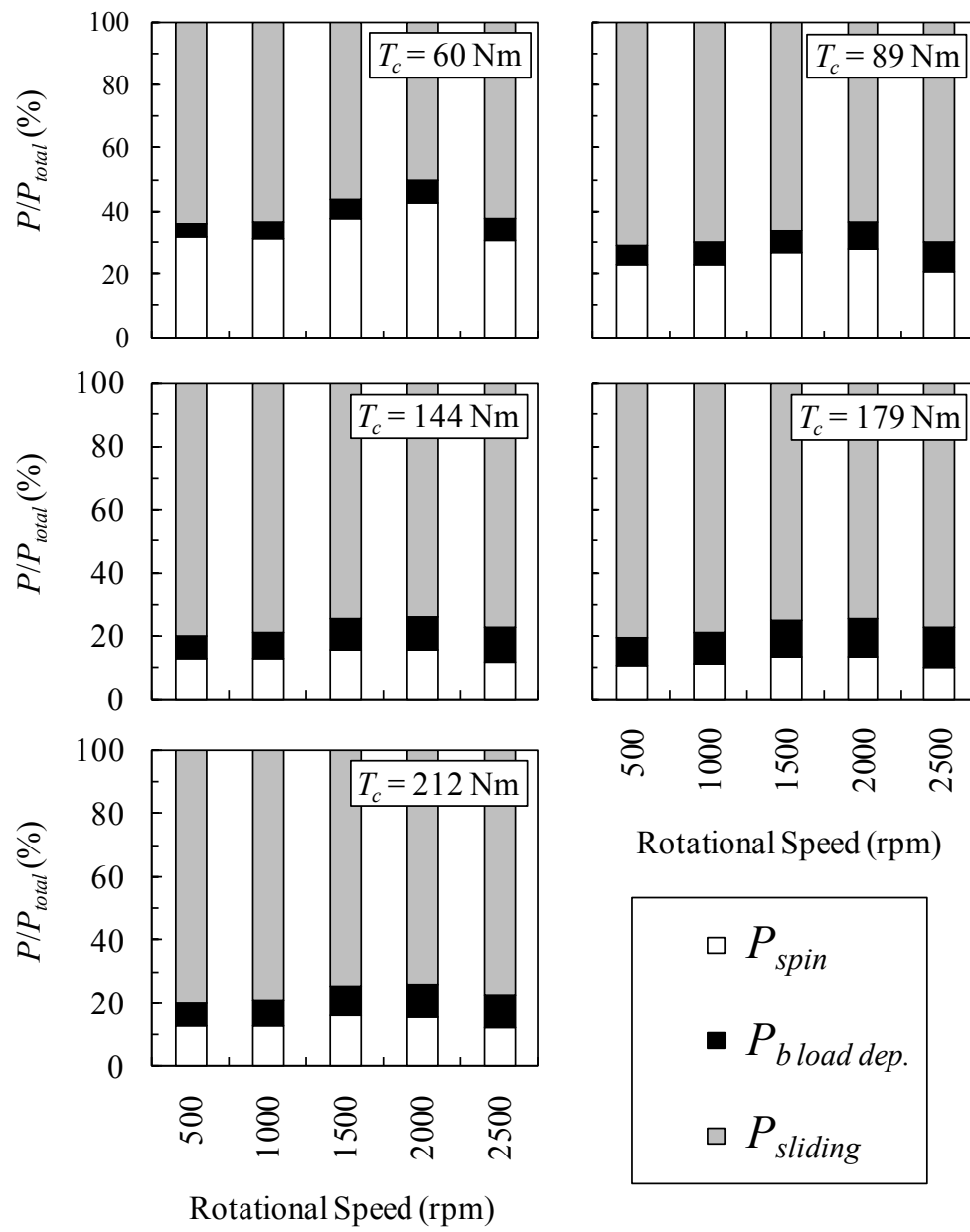
ภาพที่ 6.8 – 6.12 แสดงเปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียรวมในระบบ ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟือง A – E โดยกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ จะประกอบด้วย กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ กำลังสูญเสียจากการไถล และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนที่ขึ้นกับภาระ จากภาพพบว่า อิทธิพลของความเร็วยรอบหมุนส่งผลน้อยต่อเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ที่ภาระแรงบิดสูง โดยจะมีอิทธิพลมากในสภาวะแรงบิดต่ำ ซึ่งทำให้เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ มีความแปรผันมาก และเมื่อพิจารณาถึงอิทธิพลของภาระแรงบิดพบว่า เมื่อภาระแรงบิดเพิ่มขึ้น เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจะมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระจะมีค่าลดลง

เมื่อพิจารณาค่าของเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ พบว่า เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนซึ่งได้จากการคำนวณจากสมการซึ่งเสนอไว้ในบทที่ 2 ต่อกำลังสูญเสียรวมจะมีค่าน้อยที่สุด เมื่อเทียบกำลังสูญเสียประเภทอื่นๆ โดยมีค่ามากที่สุดที่สภาวะภาระแรงบิดและความเร็วยรอบสูงสุดของแต่ละชุดเฟือง โดยมีค่ามากที่สุดไม่เกิน 15 % ของกำลังสูญเสียรวมทั้งระบบ ต่อมาในส่วนของเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองพบว่า ที่ทุกๆ สภาวะภาระ

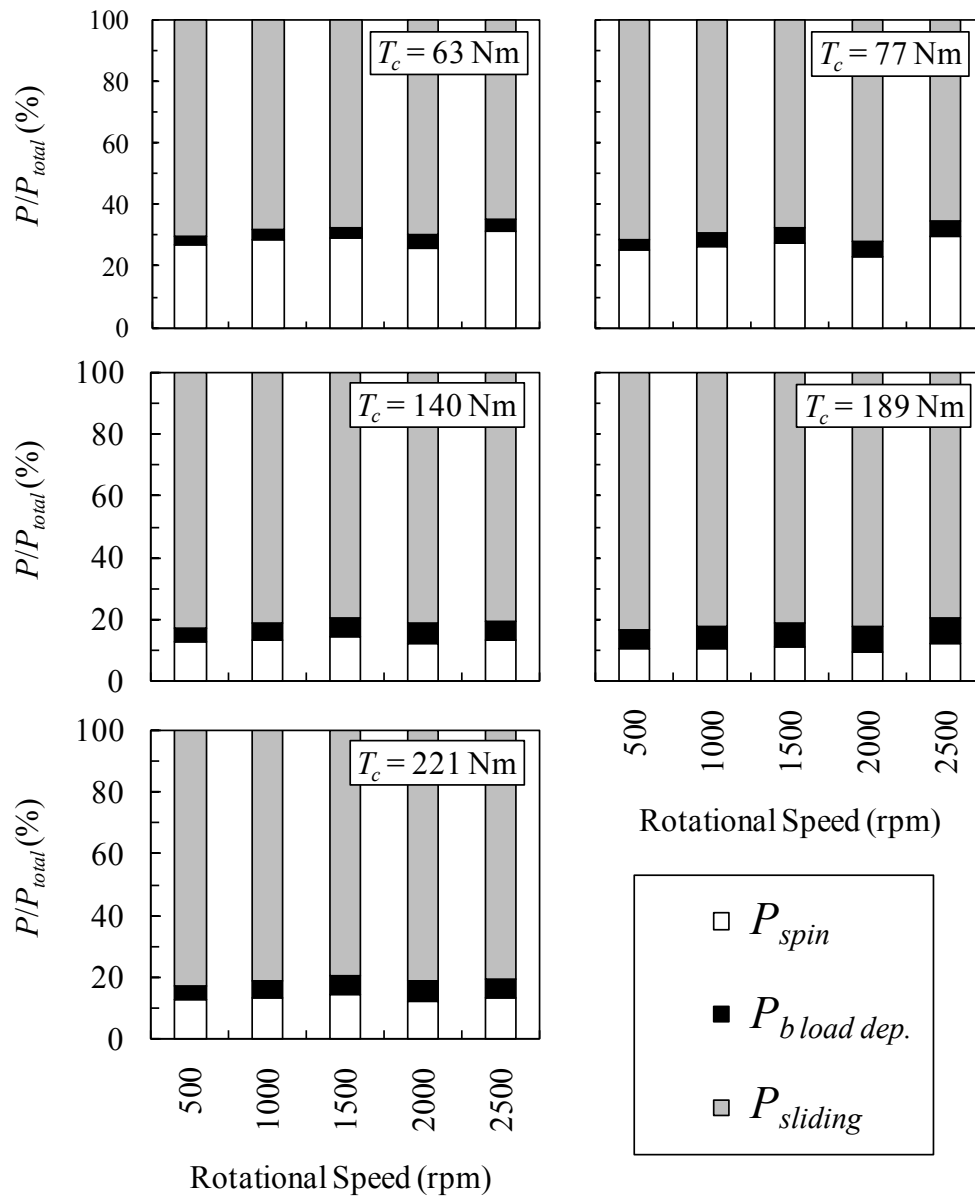
แรงบิด เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่ามากกว่าเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ เนื่องจากในสภาวะที่มีภาระแรงบิดในระบบ จะมีแรงกดอัดเกิดขึ้นบนผิวของฟันเฟือง ซึ่งส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการไถลมีค่ามาก โดยเฉพาะที่ภาระแรงบิดสูงสุด ($T_c > 200$ นิวตันเมตร) เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่ามากกว่าเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระอย่างชัดเจน โดยมีค่ามากที่สุดถึง 91 % ของกำลังสูญเสียรวมภายในระบบ ซึ่งเกิดขึ้นในกรณีการทดลองของเฟืองชุด E ที่สภาวะภาระแรงบิดและความเร็วรอบสูงสุด



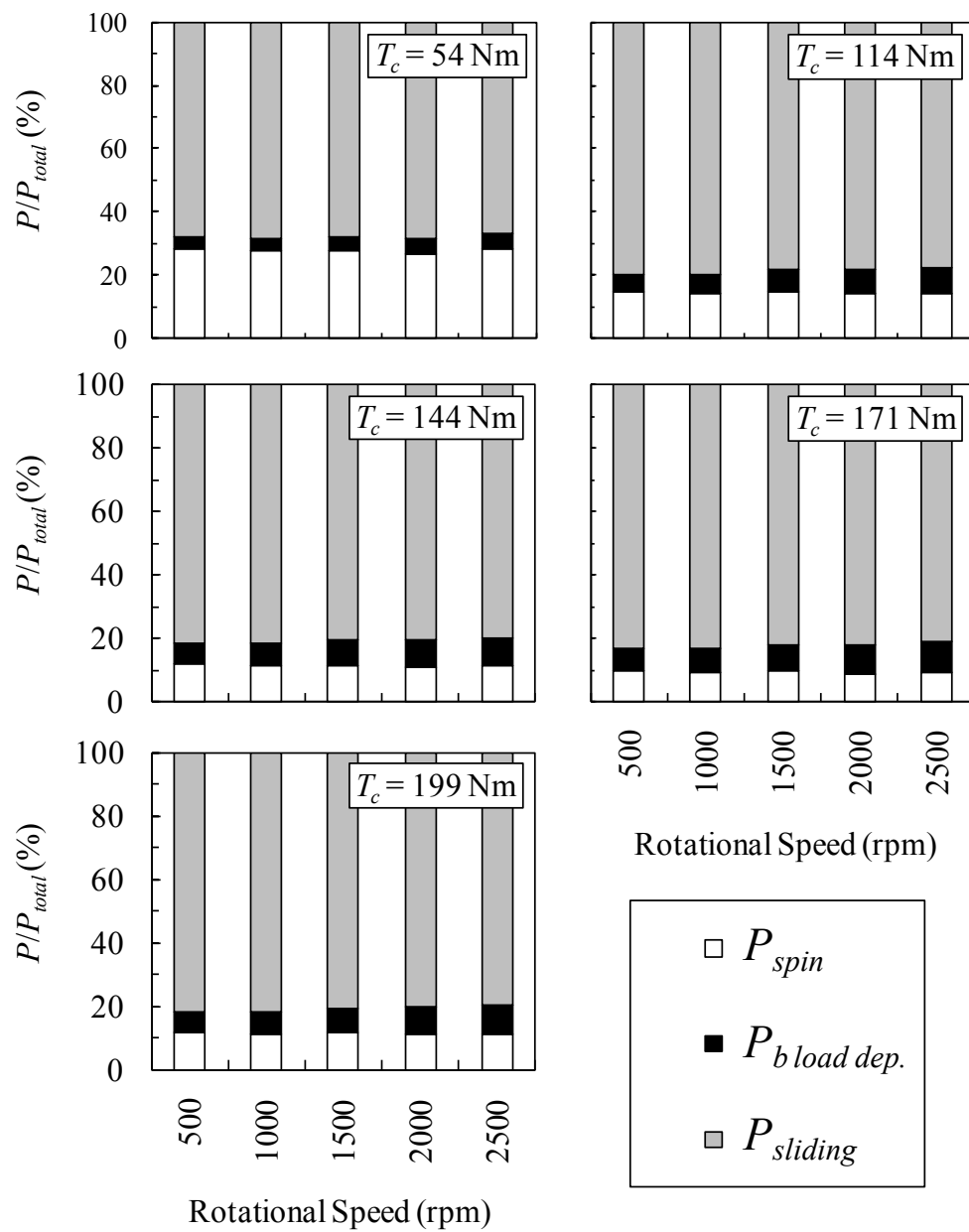
ภาพที่ 6.8 เปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด A



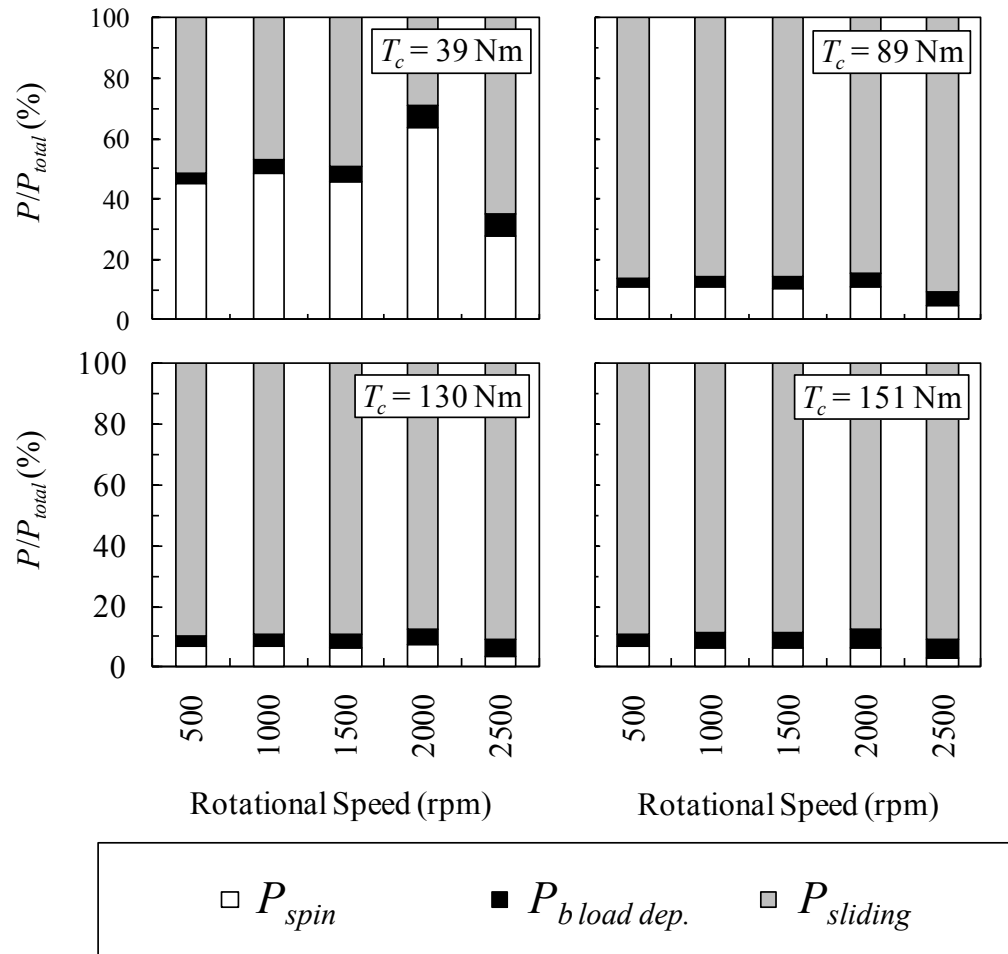
ภาพที่ 6.9 เปอร์เซนต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด B



ภาพที่ 6.10 เปอร์เซนต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด C



ภาพที่ 6.11 เปอร์เซนต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด D

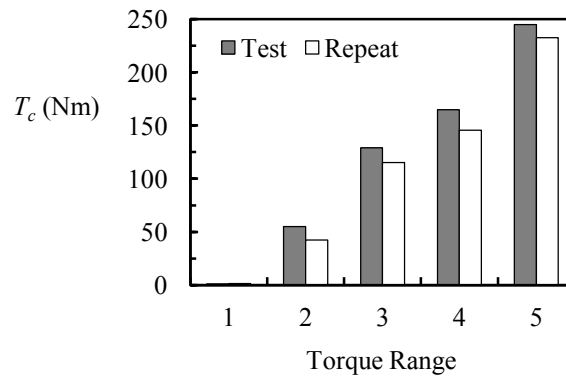


ภาพที่ 6.12 เปอร์เซนต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด E

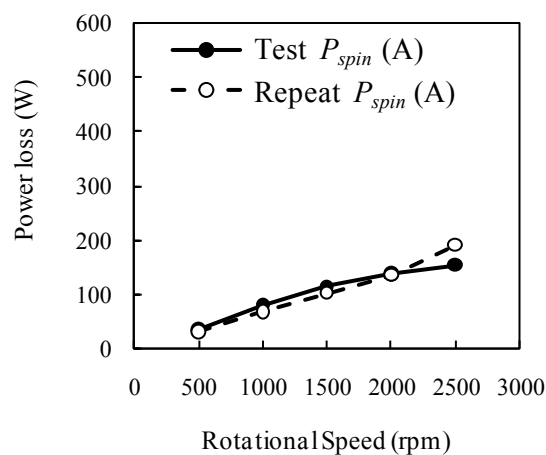
6.3 ผลการทดลองซ้ำ

การทดลองซ้ำทำเพื่อตรวจสอบว่ากำลังสูญเสียที่วัดได้มีความแม่นยำและน่าเชื่อถือมากเพียงใด การทดลองทำโดยเลือกชุดเฟือง 2 ชุด คือชุดเฟือง A และ B เพื่อทดลองซ้ำ การทดลองซ้ำจะกระทำตั้งแต่ขั้นตอนการประกอบเฟืองลงในห้องเกียร์ทั้งสองห้อง และทดลองตามขั้นตอนที่เขียนไว้อย่างละเอียดในภาคผนวก ค

ภาพที่ 6.13 แสดงการเปรียบเทียบภาระแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของเฟืองชุด A โดยพบว่าภาระแรงบิดในระบบของการทดลองซ้ำมีค่าน้อยกว่าการทดลองครั้งแรกเล็กน้อย โดยมีค่าต่ำกว่าครั้งแรกไม่เกิน 20 นิวตันเมตร ผลการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของเฟืองชุด A ระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำแสดงดังภาพที่ 6.14 และ 6.15 โดยภาพที่ 6.14 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ และภาพที่ 6.15 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวม



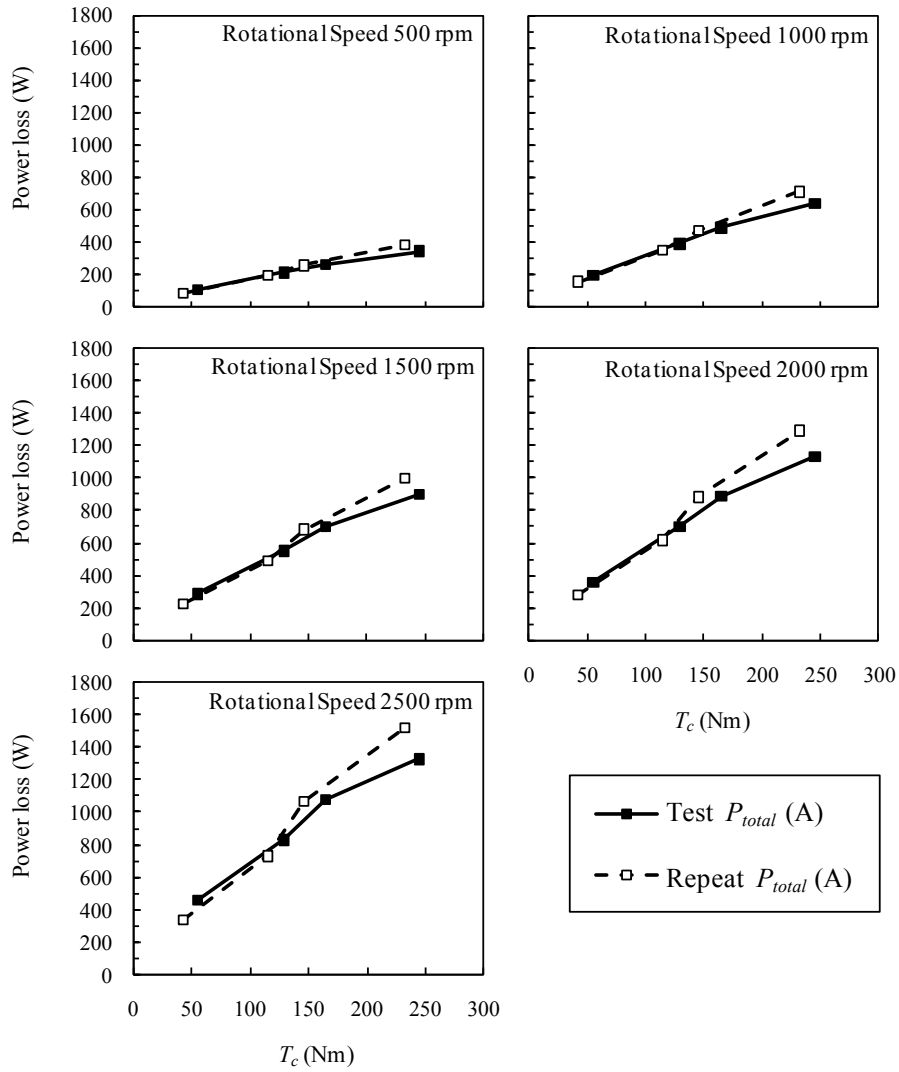
ภาพที่ 6.13 ภาวะแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของเฟืองชุด A



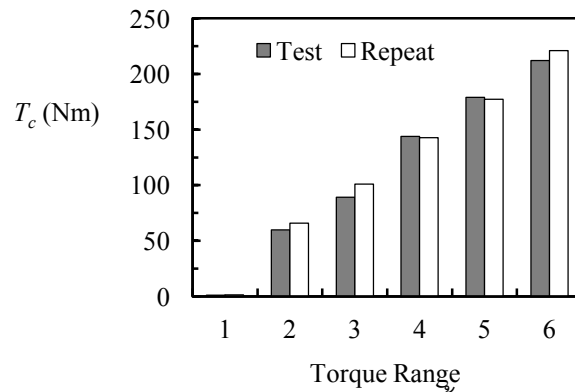
ภาพที่ 6.14 กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะของการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของเฟืองชุด A

ภาพที่ 6.16 แสดงการเปรียบเทียบภาวะแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของเฟืองชุด B ในกรณีนี้พบว่าภาวะแรงบิดในระบบของการทดลองซ้ำมีค่าใกล้เคียงค่าเดิม โดยมีค่าต่างจากครั้งแรกไม่เกิน 10 นิวตันเมตร ผลการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของเฟืองชุด B ระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำแสดงดังภาพที่ 6.17 และ 6.18 โดยภาพที่ 6.17 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะ และ ภาพที่ 6.18 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวม

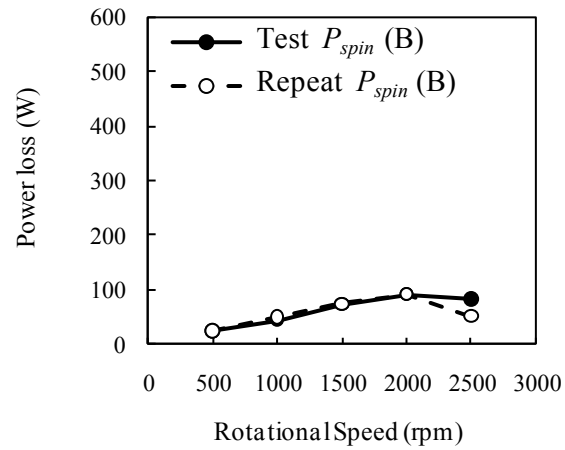
ผลการเปรียบเทียบการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะของเฟืองทั้ง 2 ชุด พบว่าเฟืองชุด A และ B มีแนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียจากการทดลองซ้ำใกล้เคียงการทดลองครั้งแรก โดยจะมีค่าความแตกต่างสูงสุดที่ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที ซึ่งมีค่าไม่เกิน 45 วัตต์ ทำให้สามารถยืนยันได้ว่า ผลการทดลองซ้ำในการหาลำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะมีความน่าเชื่อถือและแม่นยำ



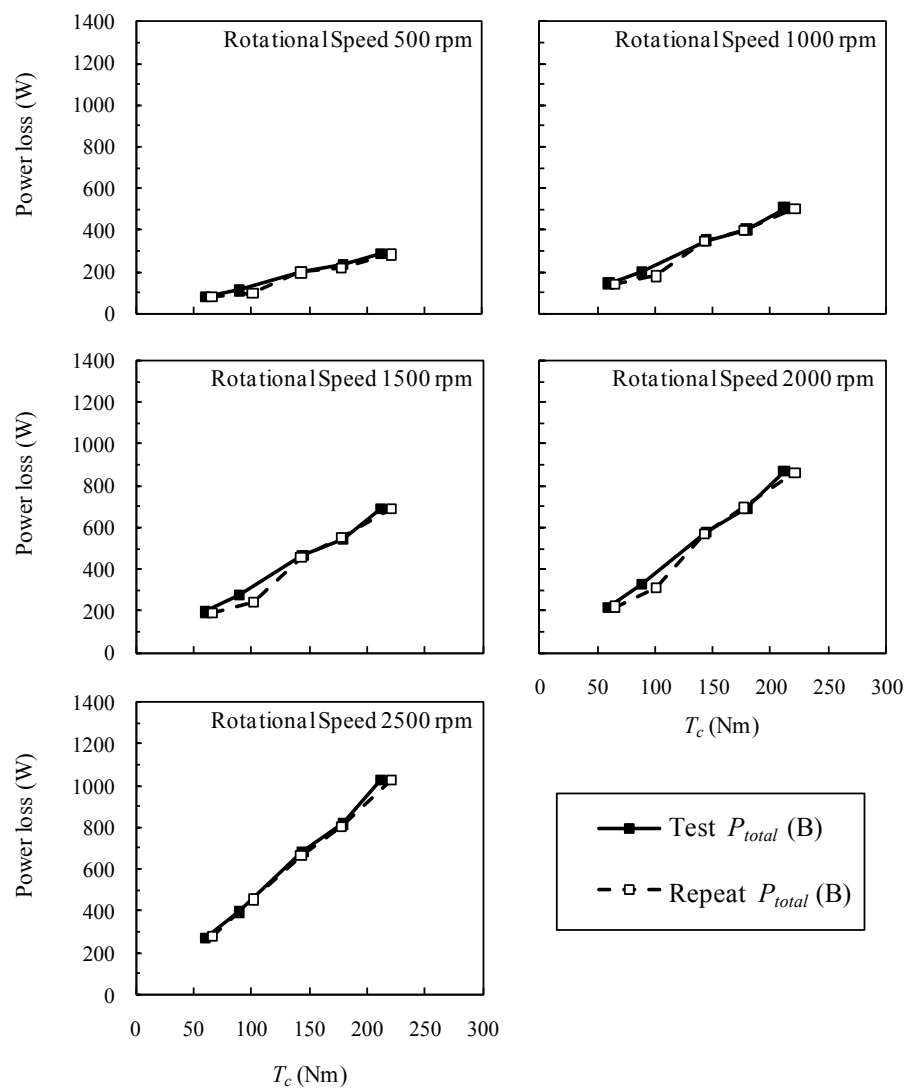
ภาพที่ 6.15 กำลังสูญเสียรวมระหว่างการผลิตครั้งแรกกับการผลิตซ้ำของเฟืองชุด A



ภาพที่ 6.16 ภาระแรงบิดในระบบระหว่างการผลิตครั้งแรกกับการผลิตซ้ำของเฟืองชุด B



ภาพที่ 6.17 กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะของการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของเฟืองชุด B



ภาพที่ 6.18 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของเฟืองชุด B

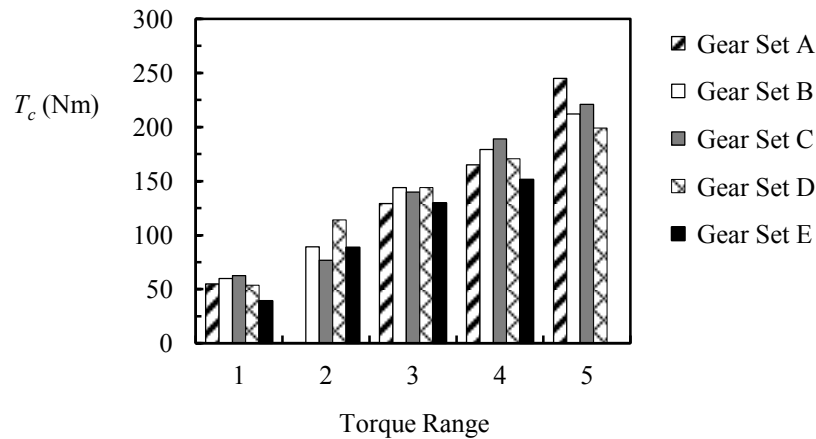
ในส่วนของการทดลองซ้ำในกรณีที่มีการให้ภาระของเฟืองทั้ง 2 ชุด พบว่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจากการทดลองซ้ำมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองครั้งแรก ซึ่งจากภาพ 6.15 และ 6.18 พบว่าแนวโน้มและขนาดค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของการทดลองทั้งสองครั้งจะมีค่าใกล้เคียงกัน โดยเฟืองชุด A มีค่าความแตกต่างสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 250 วัตต์ ที่ภาระแรงบิด 233 นิวตันเมตร ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที และเฟืองชุด B มีค่าความแตกต่างสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 92 วัตต์ ที่ภาระแรงบิด 89 นิวตันเมตร ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที

จากค่าภาระแรงบิดของการทดลองทั้งสองครั้ง พบว่า ภาระแรงบิดในการทดลองทั้งสองครั้งจะมีค่าไม่เท่ากัน โดยการทดลองของเฟืองชุด A มีภาระแรงบิดของการทดลองซ้ำต่ำกว่าการทดลองครั้งแรก แต่การทดลองของเฟืองชุด B มีภาระแรงบิดของการทดลองซ้ำสูงกว่าการทดลองครั้งแรกเล็กน้อย ทั้งนี้เป็นเพราะไม่สามารถควบคุมตำแหน่งการบิดเพลลาให้หมุนตรงตำแหน่งเดิมได้ทุกครั้ง ซึ่งเป็นผลมาจากการประกอบสลักเกลียวและลิ้มที่ไม่เหมือนเดิมทุกครั้ง ทำให้ค่าภาระแรงบิดที่วัดได้มีค่าไม่เท่าเดิม อย่างไรก็ตาม ผลการทดลองซ้ำที่ทำการวัดได้นี้ ถือว่ามีความใกล้เคียงกับผลการทดลองครั้งแรก ทำให้สามารถยืนยันถึงความน่าเชื่อถือของผลการวัดจากชุดทดลองได้

6.4 อิทธิพลของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่มีต่อกำลังสูญเสีย

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการวัดกำลังสูญเสียจากการไถลซึ่งเป็นกำลังสูญเสียประเภทที่ขึ้นกับภาระของเฟือง โดยศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ตัวแปรที่ศึกษาได้แก่ พารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟือง ซึ่งประกอบด้วย มุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน โมดูล และสภาวะการทำงาน ซึ่งประกอบด้วยความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดที่ให้ในระบบ

เนื่องจากในการทดลองค่า Backlash ของเฟืองแต่ละกรณีมีค่าไม่เท่ากัน และคัปปลิงที่ให้ภาระ (Load coupling) มีค่าองศาในการบิดเพลลาไม่ละเอียดพอ โดยมีการบิดห่างกันได้ครั้งละ 5 องศา ทำให้ไม่สามารถควบคุมการให้ภาระแรงบิดภายในระบบของแต่ละกรณีให้เท่ากันพอดีได้ ดังนั้นการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียเพื่อศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟือง สามารถทำได้โดยใช้การเปรียบเทียบแนวโน้มของกำลังสูญเสียภายใต้ช่วงภาระการทำงานต่างๆ โดยภาระการทำงานในแต่ละช่วงที่ใช้ในการทดลองแสดงดังภาพที่ 6.19



ภาพที่ 6.19 ภาระการทำงานที่ใช้ในการทดลองหาค่ากำลังสูญเสีย

จากภาพที่ 6.19 จะพบว่า เฟืองแต่ละชุดจะให้ภาระแรงบิดและจำนวนช่วงภาระแรงบิดที่ไม่เท่ากัน โดยเฟืองชุด B, C, และ D มีช่วงภาระแรงบิด 5 ช่วง แต่เฟืองชุด A และ E มีช่วงภาระแรงบิดแค่ 4 ช่วง โดยเฟืองชุด A จะมีช่วงภาระแรงบิดอยู่ในช่วงที่ 1, 3, 4, และ 5 โดยสาเหตุเนื่องมาจากคัปปลิงที่ให้ภาระ (Load coupling) มีค่าองศาในการบิดเพลานี้จะไม่ละเอียดเพียงพอ จึงไม่สามารถบิดเพลานี้ให้ภาระแรงบิดที่วัดได้ มีค่าอยู่ในช่วงระหว่างช่วงที่ 1 และ 3 ได้ และกรณีเฟืองชุด E จะมีช่วงภาระแรงบิดถึงแค่ช่วงที่ 4 เท่านั้น เพราะว่าเฟืองแต่ละชุดสามารถรับภาระสูงสุดได้ไม่เท่ากัน ในกรณีเฟืองชุด E ภาระสูงสุดที่มอเตอร์สามารถขับเคลื่อนให้ทำงานได้อยู่ที่ 151 นิวตันเมตร ซึ่งมีช่วงภาระแรงบิดอยู่ในช่วงที่ 4 (151-200 นิวตันเมตร)

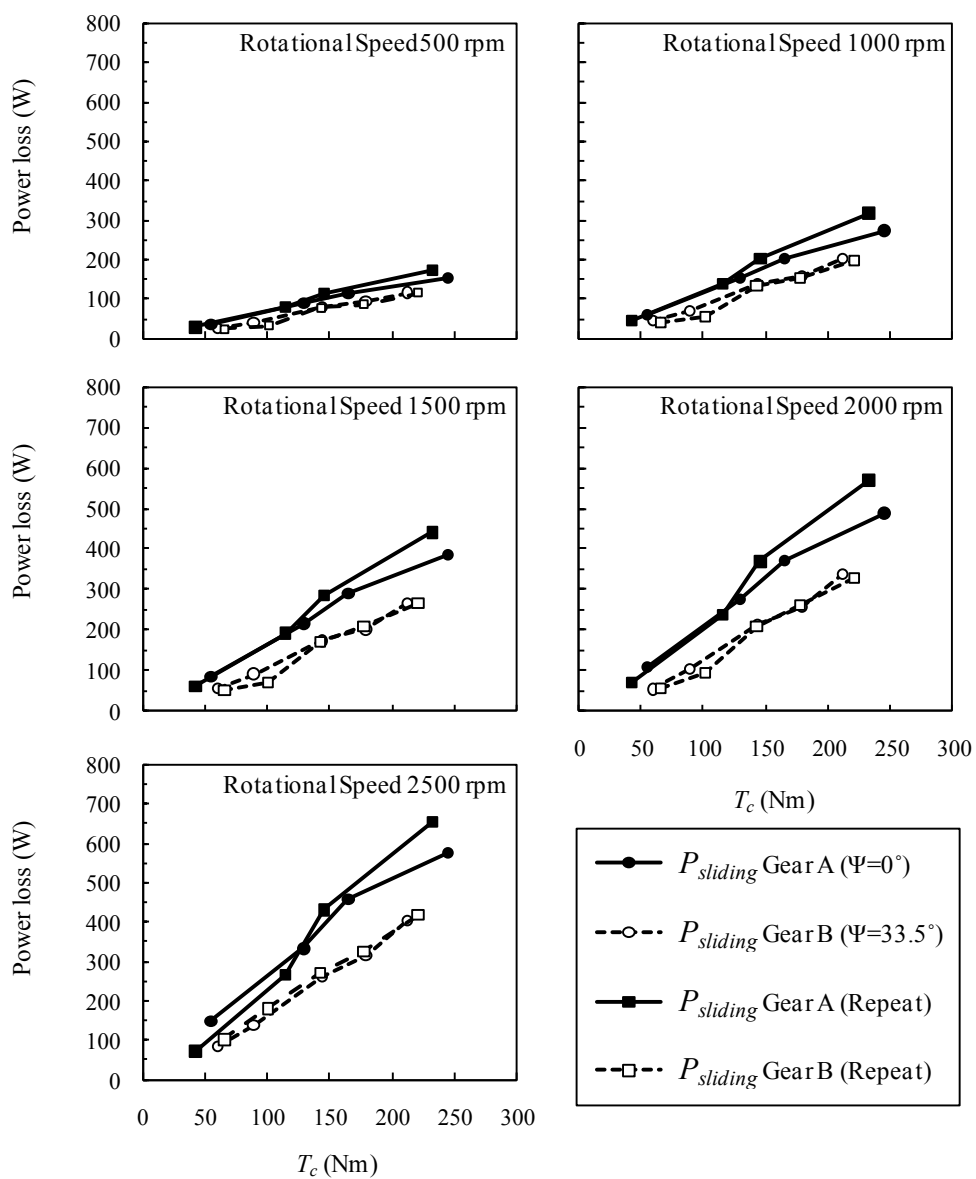
6.4.1 อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

การศึกษาอิทธิพลของมุมฮิลิกซ์ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของชุดเฟืองตรงชุด A ซึ่งมีมุมฮิลิกซ์ $\Psi = 0$ องศา และชุดเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งมีมุมฮิลิกซ์ $\Psi = 33.5$ องศา โดยควบคุมให้อิทธิพลของตัวแปรรูปร่างอื่นๆ ของเฟืองทั้งสองแบบเหมือนกัน รายละเอียดรูปร่างของคู่เฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 6.1

จากภาพที่ 6.20 แสดงอิทธิพลของมุมฮิลิกซ์ต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ พบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียภายใต้ช่วงภาระการทำงานต่างๆ ของเฟืองทั้งสองชุด มีแนวโน้มและขนาดใกล้เคียงกันในช่วงความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบต่ำที่สุด โดยกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองตรงชุด A จะมีค่ามากกว่าเฟืองเฉียงชุด B เล็กน้อย ซึ่งเมื่อเพิ่มความเร็วยุทธและภาระการทำงาน กำลังสูญเสียจากการ

ตารางที่ 6.1 แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง A และ B

Parameters	Gear set	
	A	B
Number of Teeth	30	30
Transverse Module m_t (mm)	3	3
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	20
Helix Angle Ψ (deg)	0	33.5
Face Width FW (mm)	20	20
Pitch Diameter (mm)	90	90



ภาพที่ 6.20 แสดงอิทธิพลของมุมฮีลิคซ์ต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ไถลของเฟืองทั้งสองมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยเฟืองตรงชุด A จะมีอัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับภาระการทำงานที่ใกล้เคียงกับเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งเห็นได้จากความชันของกราฟทั้งสองเส้นมีค่าใกล้เคียงกัน แต่กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองตรงชุด A จะมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B

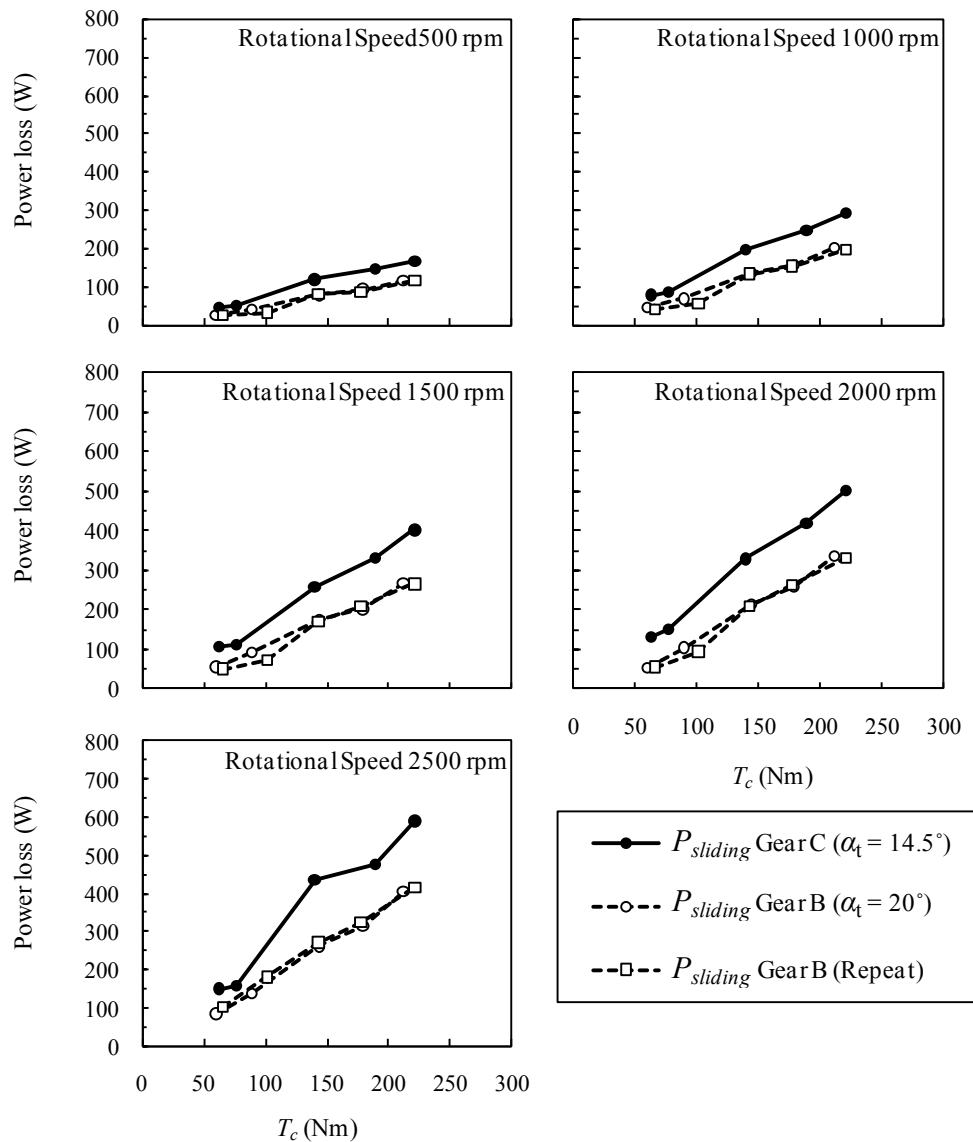
6.4.2 อิทธิพลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

การศึกษาอิทธิพลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงที่มีมุมกด $\alpha_t = 20$ องศา และเฟืองเฉียงชุด C ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงที่มีมุมกด $\alpha_t = 14.5$ องศา โดยควบคุมให้อิทธิพลของตัวแปรรูปร่างอื่นๆ ของเฟืองทั้งสองแบบเหมือนกัน รายละเอียดรูปร่างของคู่เฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 6.2

จากภาพที่ 6.21 แสดงอิทธิพลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ พบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียของเฟืองทั้งสองชุด มีแนวโน้มและขนาดใกล้เคียงกันในช่วงความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบหมุนต่ำสุดของการทดลอง โดยกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด C จะมีค่ามากกว่าเฟืองเฉียงชุด B เล็กน้อย แต่เมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนและภาระการทำงาน กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองทั้งสองมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยเฟืองเฉียงชุด C จะมีอัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับภาระการทำงานและความเร็วรอบหมุน ที่มากกว่าเฟืองเฉียงชุด B อย่างชัดเจน เห็นได้จากค่ากำลังสูญเสียมีแนวโน้มค่อยๆ ห่างจากกันตามความเร็วรอบหมุน และที่ความเร็วรอบ 2500 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบหมุนสูงสุด กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด C ที่มีค่ามุมกดน้อยกว่าจะมีค่ากำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีค่ามุมกดมากกว่าอย่างเห็นได้ชัด

ตารางที่ 6.2 แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง B และ C

Parameters	Gear set	
	B	C
Number of Teeth	30	30
Transverse Module m_t (mm)	3	3
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	14.5
Helix Angle Ψ (deg)	33.5	33.5
Face Width FW (mm)	20	20
Pitch Diameter (mm)	90	90



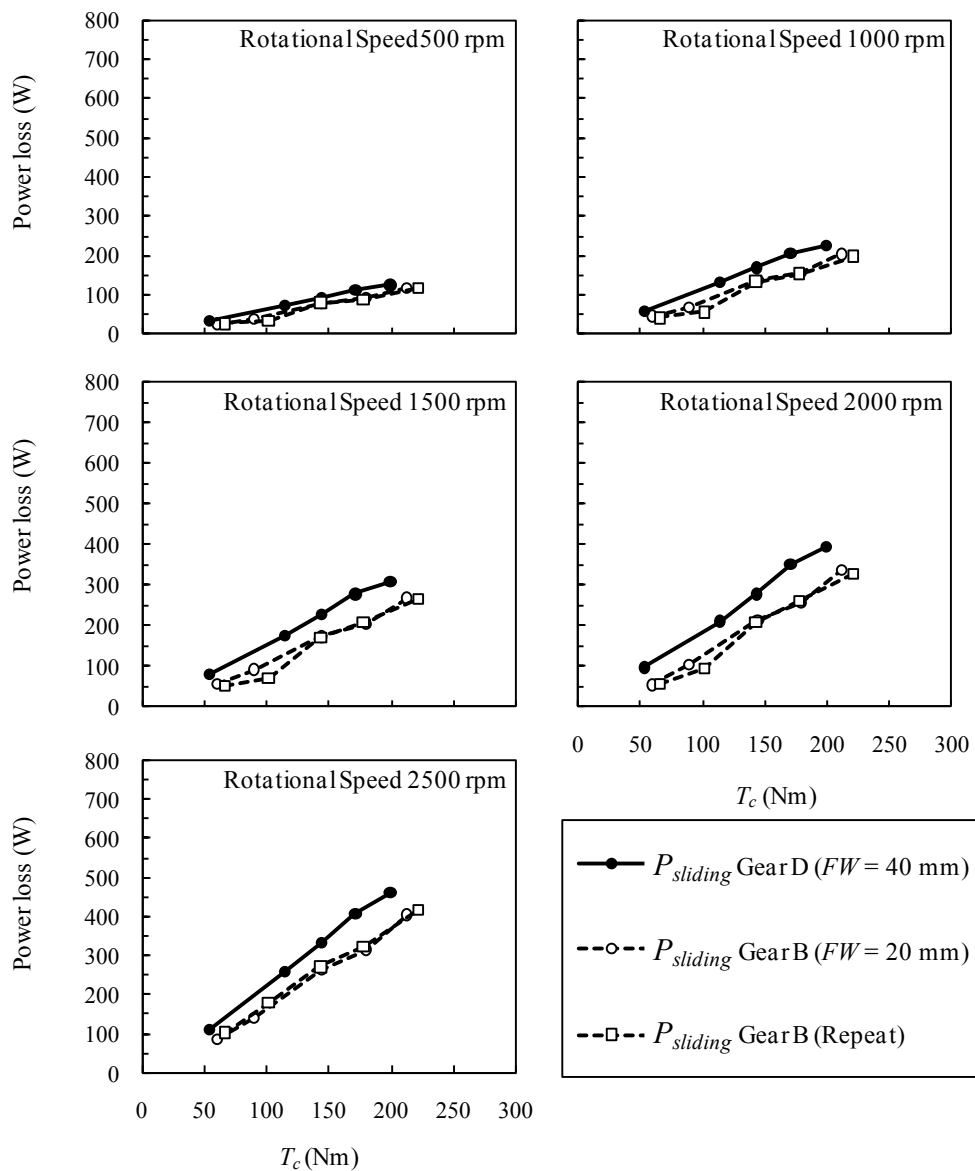
ภาพที่ 6.21 แสดงอิทธิพลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถที่สภาวะการทำงานต่างๆ

6.4.3 อิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถ

การศึกษาอิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถ ทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถของเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟัน $FW = 20$ มิลลิเมตร และเฟืองเฉียงชุด D ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟัน $FW = 40$ มิลลิเมตร โดยควบคุมให้อิทธิพลของตัวแปรรูปร่างอื่นๆของเฟืองทั้งสองแบบเหมือนกัน รายละเอียดรูปร่างของคู่เฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 6.3

ตารางที่ 6.3 แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง B และ D

Parameters	Gear set	
	B	D
Number of Teeth	30	30
Transverse Module m_t (mm)	3	3
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	20
Helix Angle Ψ (deg)	33.5	33.5
Face Width FW (mm)	20	40
Pitch Diameter (mm)	90	90



ภาพที่ 6.22 แสดงอิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงาน

ต่างๆ

จากภาพที่ 6.22 แสดงอิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ พบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียภายใต้ช่วงภาระการทำงานต่างๆ ของเฟืองทั้งสองชุด มีแนวโน้มและขนาดใกล้เคียงกันในช่วงความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบหมุนต่ำสุดของการทดลอง โดยกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด D จะมีค่ามากกว่าเฟืองเฉียงชุด B เล็กน้อย ซึ่งเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนและภาระการทำงาน กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองทั้งสองมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยเฟืองเฉียงชุด D จะมีอัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับภาระการทำงาน ที่ใกล้เคียงกับเฟืองเฉียงชุด B เห็นได้จากความชันของกราฟทั้งสองเส้นมีค่าใกล้เคียงกัน แต่กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด D มากกว่าเฟืองเฉียงชุด B และที่ความเร็วรอบ 2500 รอบต่อนาที ซึ่งเป็นความเร็วรอบหมุนสูงสุด กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด D ที่มีค่าความกว้างหน้าฟันมากกว่าจะมีค่ากำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีค่าความกว้างหน้าฟันน้อยกว่า

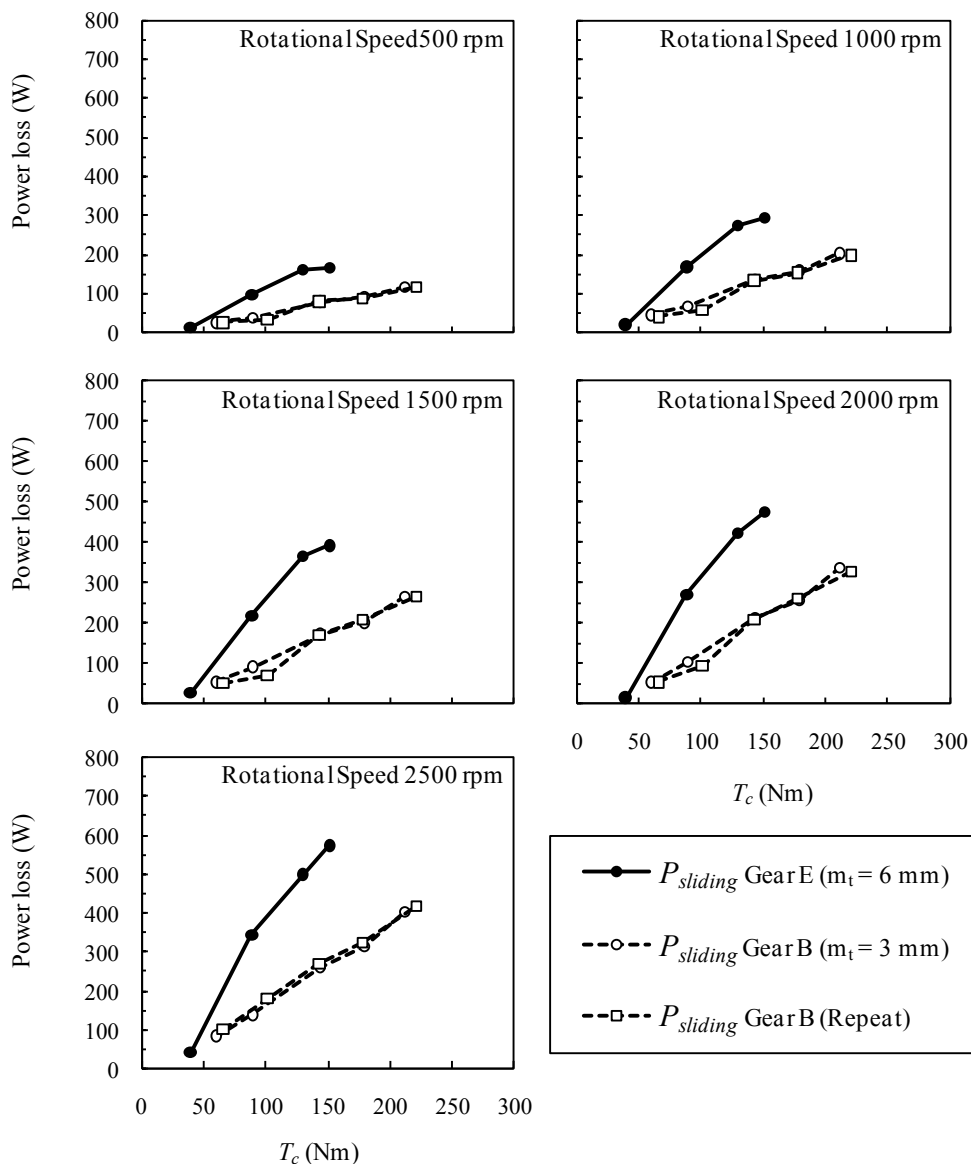
6.4.4 อิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

การศึกษาอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงที่มีโมดูล $m_t = 3$ มิลลิเมตร และเฟืองเฉียงชุด E ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงที่มีโมดูล $m_t = 6$ มิลลิเมตร โดยควบคุมให้อิทธิพลของตัวแปรรูปร่างอื่นๆ ของเฟืองทั้งสองแบบเหมือนกัน รายละเอียดรูปร่างของคู่เฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 6.4

ตารางที่ 6.4 แสดงการเปรียบเทียบพารามิเตอร์ของชุดเฟือง B และ E

Parameters	Gear set	
	B	D
Number of Teeth	30	30
Transverse Module m_t (mm)	3	6
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	20
Helix Angle Ψ (deg)	33.5	33.5
Face Width FW (mm)	20	20
Pitch Diameter (mm)	90	90

จากภาพที่ 6.23 แสดงอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ พบว่า แนวนို้มและขนาดของกำลังสูญเสียภายใต้ช่วงภาระการทำงานต่างๆ ของเฟืองทั้งสองชุด มีความแตกต่างกันทุกความเร็วรอบหมุน โดยค่ากำลังสูญเสียมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุน และเฟืองเฉียงชุด E ที่มีขนาดโมดูลที่ใหญ่กว่าจะมีกำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีโมดูลขนาดเล็กอย่างเห็นได้ชัด โดยเฟืองเฉียงชุด E จะมีอัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับภาระการทำงาน ที่มากกว่าเฟืองเฉียงชุด B อย่างมาก

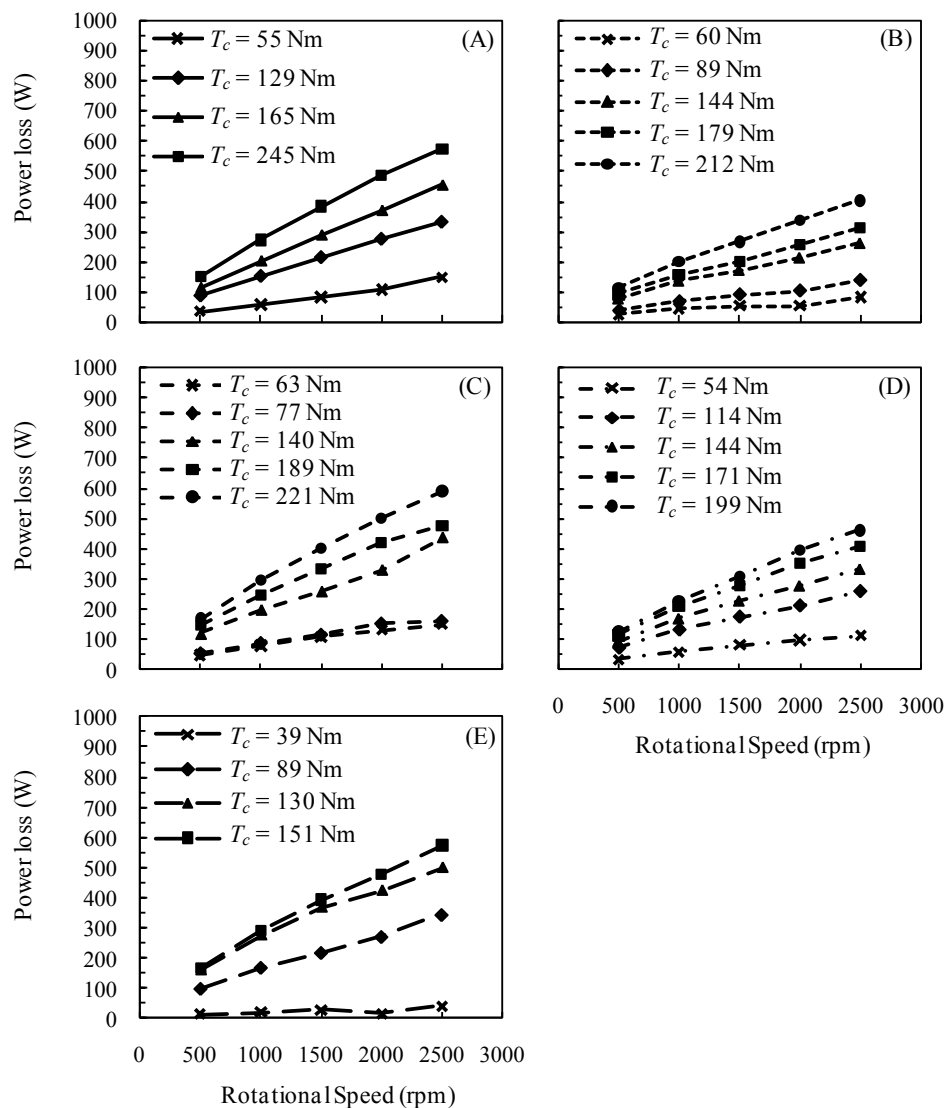


ภาพที่ 6.23 แสดงอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

6.4.5 อิทธิพลของความเร็รรอบและภาระแรงบิดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

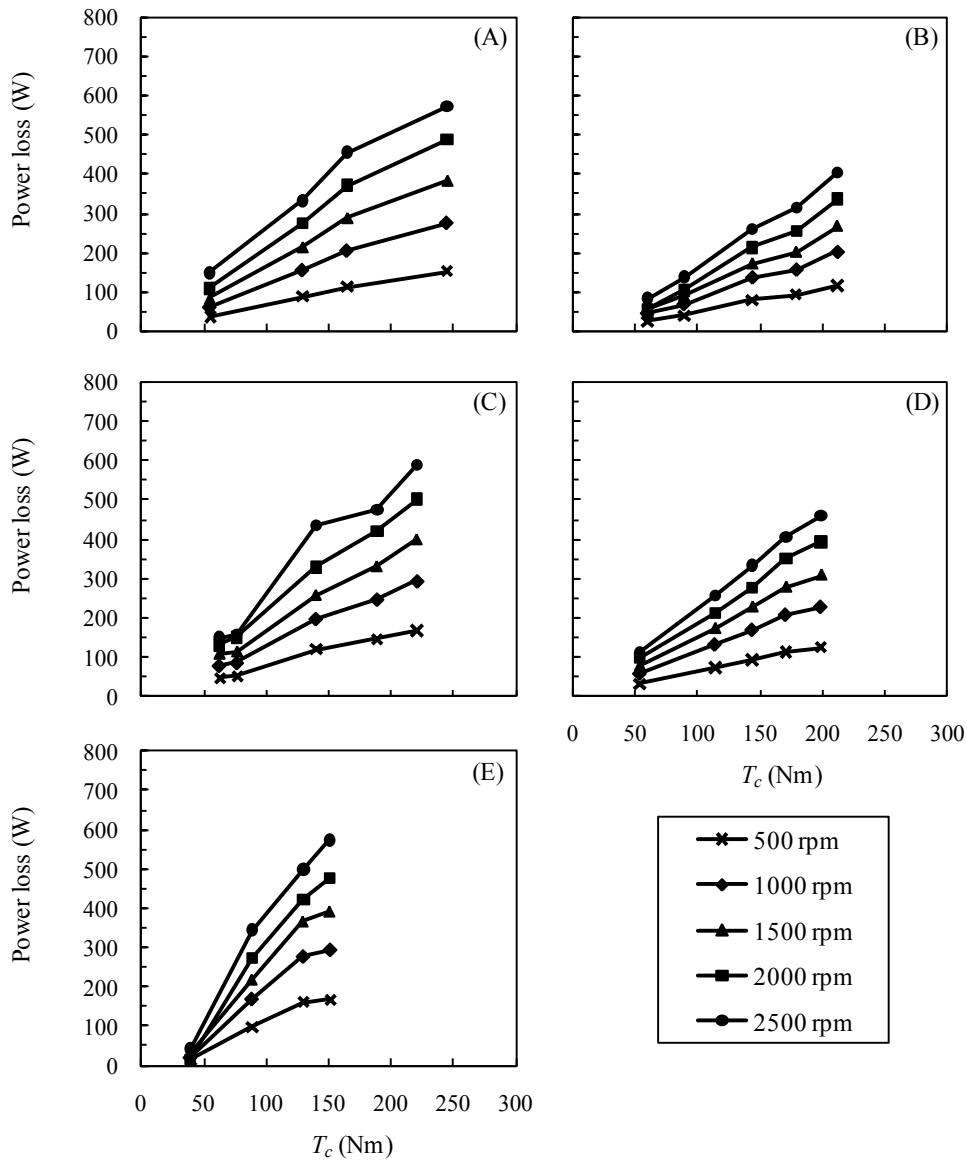
ในส่วนของการหาอิทธิพลของความเร็รรอบหมุนและภาระแรงบิดภายในระบบ (T_c) ต่อกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังของคู่เฟือง จะใช้ผลการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียของกรณีเฟืองชุด A – E มาวิเคราะห์อิทธิพลของความเร็รรอบและภาระแรงบิด โดยในการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง จะทำการทดลองที่ความเร็รรอบที่ 500 – 2500 รอบต่อนาที ในช่วงภาระแรงบิดต่างๆ ที่แสดงดังภาพที่ 6.19

ภาพที่ 6.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไถลและความเร็รรอบที่ภาระแรงบิดต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E ตามลำดับ จากภาพพบว่ากำลังสูญเสียจากการไถลของทุกชุดเฟืองมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็รรอบ



ภาพที่ 6.24 ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไถลและความเร็รรอบหมุน ที่ภาระแรงบิดต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E

จากภาพที่ 6.24 จะสังเกตว่าภาระแรงบิดในระบบของแต่ละชุดเฟืองมีค่าไม่เท่ากันจึงไม่สามารถเปรียบเทียบอิทธิพลของความเร็วรอบระหว่างชุดเฟืองแต่ละชุดจากภาพนี้ได้ แต่จากข้อมูลเดียวกันเมื่อนำมาแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียจากการไถลเทียบกับภาระแรงบิดภายในระบบ ที่สภาวะความเร็วรอบต่างๆ พบว่ากำลังสูญเสียจากการไถลมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มภาระแรงบิดภายในระบบดังแสดงในภาพที่ 6.25



ภาพที่ 6.25 ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไถลและภาระแรงบิดที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E

6.5 ประสิทธิภาพทางกลในห้องเกียร์ส่งกำลัง

ประสิทธิภาพทางกล (η_{mech}) นั้นสามารถคำนวณได้จากการนำข้อมูลจากการวัดกำลังสูญเสียทางกล (P_{mech}) หรือกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของเฟืองและตลับลูกปืนภายในระบบชุดทดลงในกรณีทดลองต่างๆ มาคำนวณดังนี้

$$\eta_{mech} = \frac{P_c - P_{mech}}{P_c} \times 100 \% \quad (6.7)$$

โดย
$$P_c = T_c \omega_{input} \quad (6.8)$$

P_c คือ กำลังภายในระบบหรือกำลังขาเข้าเฟืองขับ

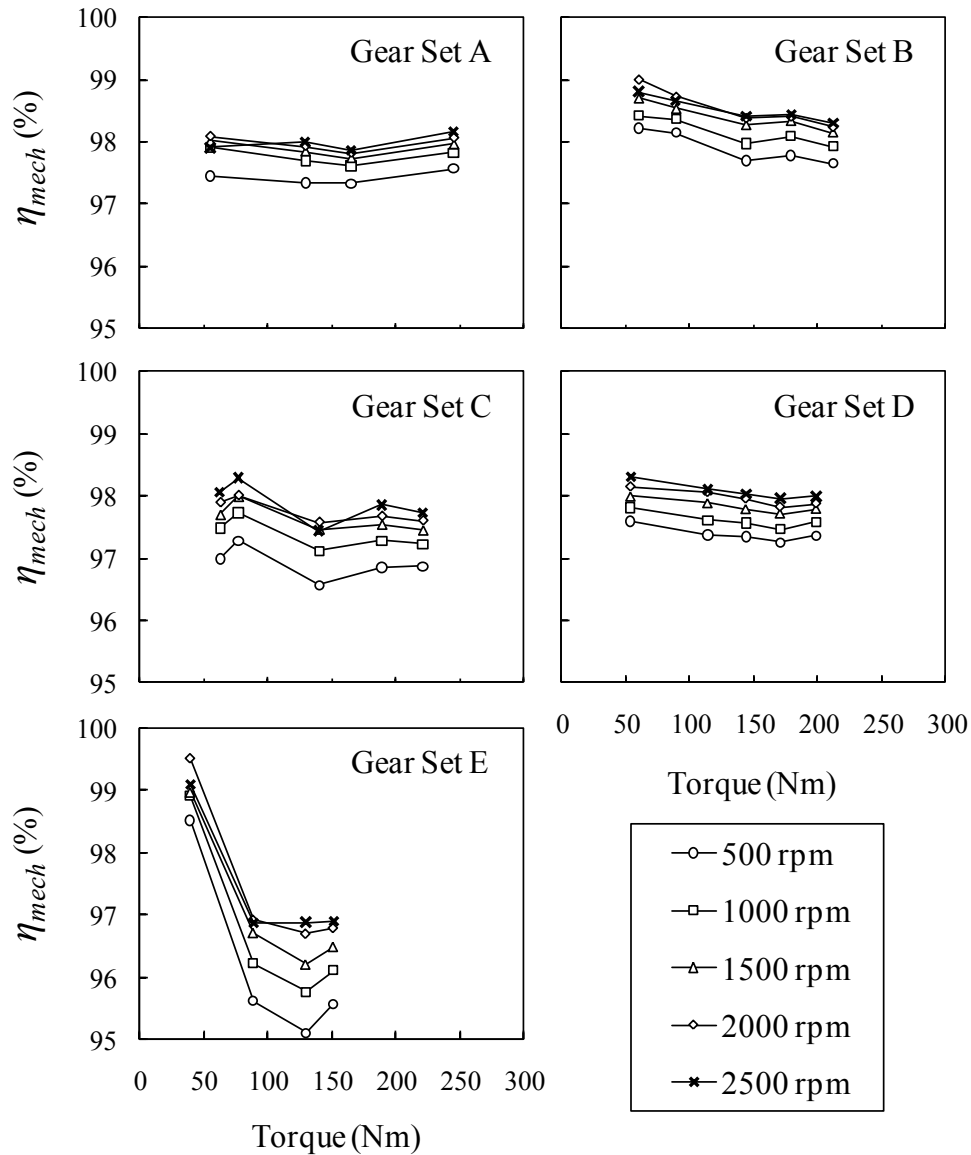
T_c คือ ภาระแรงบิดภายในระบบ

ω_{input} คือ ความเร็วเชิงมุมขาเข้าห้องเกียร์หรือความเร็วรอบเชิงมุมบนเพลลาขับ

กำลังสูญเสียทางกลที่นำมาวิเคราะห์ในที่นี้จะใช้กำลังสูญเสียทางกลของ 1 ห้องเกียร์ ซึ่งประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟือง 1 คู่ และกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว การนำกำลังสูญเสียทางกลของ 1 ห้องเกียร์มาวิเคราะห์ จะทำให้สามารถเห็นแนวโน้มประสิทธิภาพทางกลของคู่เฟืองได้ เนื่องจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนนั้นมีค่าน้อย เมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟือง

ภาพที่ 6.26 แสดงประสิทธิภาพทางกล (η_{mech}) ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟือง A – E จากภาพพบว่าเฟืองแต่ละชุดให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันกล่าวคือ ประสิทธิภาพทางกลจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ตามความเร็วรอบหมุนที่เพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาอิทธิพลของภาระแรงบิดต่อประสิทธิภาพทางกลของชุดเฟืองต่างๆ พบว่า เมื่อเพิ่มภาระแรงบิด ประสิทธิภาพทางกลของชุดเฟือง A มีแนวโน้มคงที่ แต่สำหรับชุดเฟือง B, C, D, และ E เมื่อเพิ่มภาระแรงบิด ประสิทธิภาพทางกลมีแนวโน้มลดลง

เมื่อเปรียบเทียบถึงประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานเดียวกันของเฟืองแต่ละชุด เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของรูปร่างพบว่า ชุดเฟือง A ที่มีมุมฮิลิกซ์น้อยจะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีมุมฮิลิกซ์มาก ชุดเฟือง C ที่มีขนาดของมุมกดน้อยจะมีประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีขนาดมุมกดมาก ชุดเฟือง D ที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีความกว้างหน้าฟันน้อย และชุดเฟือง E ที่มีขนาดโมดูลใหญ่จะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีขนาดโมดูลเล็ก



ภาพที่ 6.26 ประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานต่างๆ สำหรับเฟืองชุด A – E

6.6 สรุป

ในบทนี้ได้กล่าวถึงผลการวัดกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระและกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งเป็นกำลังสูญเสียชนิดที่ขึ้นกับภาระ การทดลองทำโดยใช้เฟืองซึ่งได้รับการออกแบบรูปร่างแตกต่างกัน 5 รูปแบบ เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของคู่เฟืองเฉียง ได้แก่ อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล รวมถึงอิทธิพลของสภาวะในการทำงานของเฟือง ได้แก่ ความเร็วรอบและภาระแรงบิด

ผลการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ของเฟืองเฉียงและสภาวะการทำงานที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียงสามารถสรุปได้ดังนี้

- เฟืองเฉียงชุด B ที่มีมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรงชุด A อย่างไรก็ตามจากผลการทดลองในงานวิจัยของ Vaidyanathan [3] พบว่ากำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเฉียงจะมีค่าน้อยกว่าเฟืองตรงในช่วงภาระแรงบิดต่ำ (140 – 239 นิวตันเมตร) ซึ่งมีแนวโน้มตรงกับผลการทดลองที่ได้เสนอไปในหัวข้อที่ผ่านมา และจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงในช่วงภาระแรงบิดสูง (413 – 546 นิวตันเมตร) แต่ด้วยข้อจำกัดของชุดทดลองในงานวิจัยนี้ โดยเฟืองเฉียงชุด B ที่ใช้ทดลอง สามารถรับภาระสูงสุดได้ไม่เกิน 212 นิวตันเมตร จึงไม่สามารถอธิบายอิทธิพลของมุมฮิลิกซ์ที่มีต่อกำลังสูญเสียในสภาวะที่มีภาระแรงบิดสูงได้
- เฟืองเฉียงชุด B ที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อย
- เฟืองเฉียงชุด D ที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีความกว้างหน้าฟันน้อยกว่า
- เฟืองเฉียงชุด E ที่มีโมดูลใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีโมดูลเล็ก
- ในการส่งกำลังด้วยเฟืองกำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบและภาระแรงบิดภายในระบบ

ผลการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ของเฟืองเฉียงและสภาวะการทำงานที่มีต่อกำลังประสิทธิภาพทางกลสามารถสรุปได้ดังนี้

- ชุดเฟือง A ที่มีมุมฮิลิกซ์น้อยจะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีมุมฮิลิกซ์มาก
- ชุดเฟือง C ที่มีมุมกดน้อยจะมีประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีมุมกดมาก
- ชุดเฟือง D ที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีความกว้างหน้าฟันน้อย
- ชุดเฟือง E ที่มีโมดูลใหญ่จะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง B ที่มีโมดูลเล็ก
- สำหรับเฟืองชุดต่างๆ ประสิทธิภาพทางกลจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบ และมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มแรงบิด ยกเว้นกรณีของเฟืองชุด A ซึ่งเมื่อเพิ่มแรงบิดประสิทธิภาพทางกลจะมีแนวโน้มคงที่

แนวโน้มของอิทธิพลของตัวแปรรูปร่างต่อกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลจะมีแนวโน้มในลักษณะตรงข้ามกัน ซึ่งถูกต้องตามหลักการของประสิทธิภาพ โดยประสิทธิภาพจะมีค่ามากเมื่อกำลังสูญเสียน้อย

กำลังสูญเสียจากการไถลในกรณีของรูปร่างเฟืองแบบต่างๆ ที่ได้จากการวัดจริงในชุดทดลองนี้ถูกนำไปเปรียบเทียบกับกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้สร้างขึ้นเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองในบทต่อไป

บทที่ 7

การประยุกต์ใช้แบบจำลองในการประเมินกำลังสูญเสียจากการไหลในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง

บทนี้เสนอผลการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลจากแบบจำลองซึ่งได้อธิบายรายละเอียดไว้ในบทที่ 3 และแสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณจากแบบจำลองกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสีย เพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลอง และศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ต่อกำลังสูญเสีย โดยชุดเฟืองเฉียงที่นำมาประเมินกำลังสูญเสียนั้น จะใช้ชุดเฟืองชุดเดียวกันกับการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่แสดงไว้ในบทที่ 5 สำหรับพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียในแบบจำลองจะนำเสนอไว้ในภาคผนวก ช

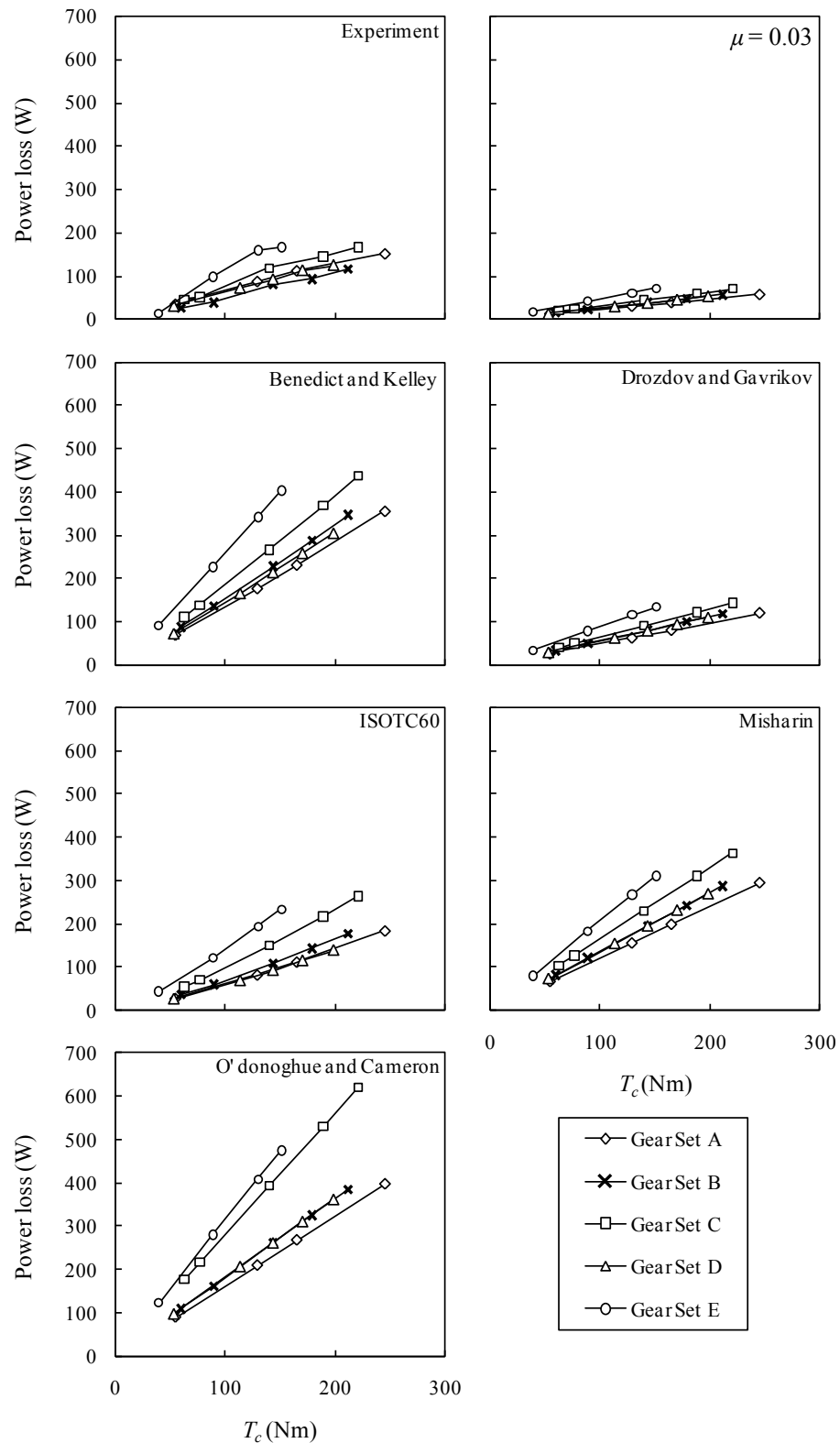
ในการคำนวณจากแบบจำลองจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสมการสำเร็จทั้ง 6 สมการดังที่เสนอไว้ในบทที่ 3 การคำนวณจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจริง โดยการตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองจะนำเสนอในเชิงของ ความสามารถในการประเมินแนวโน้มของกำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิพลจากพารามิเตอร์ของเฟืองแต่ละแบบและสภาวะการทำงานต่างๆ รวมไปถึงความแม่นยำของแบบจำลองในการประเมินขนาดของกำลังสูญเสีย

7.1 ผลการประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ

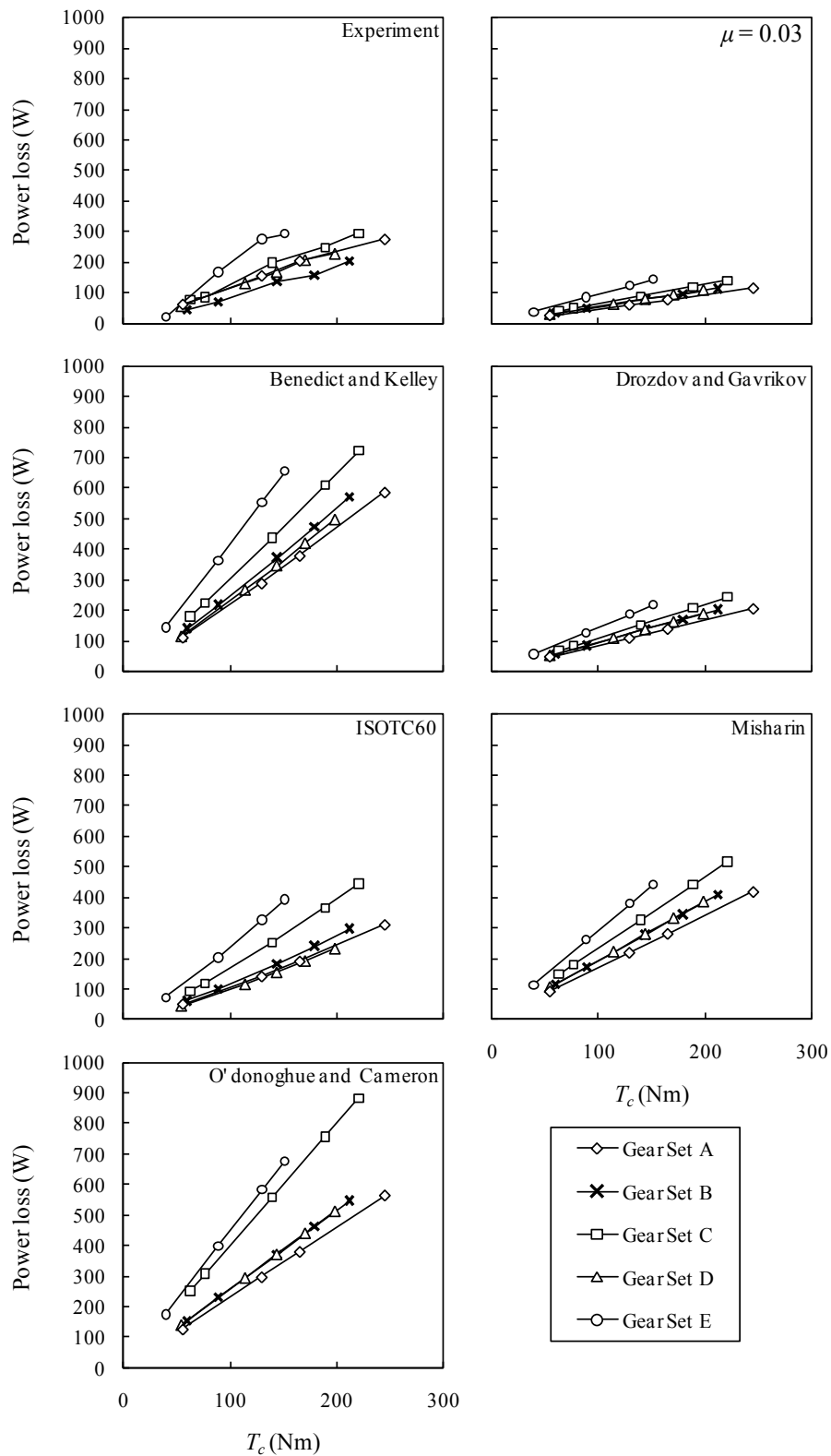
ในหัวข้อนี้จะเปรียบเทียบค่ากำลังสูญเสียจากการไหลที่ได้จากการทดลองและการคำนวณจากแบบจำลองของเฟืองโดยมีพารามิเตอร์ที่สนใจ 5 ชนิด ได้แก่ มุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล

ภาพที่ 7.1 – 7.5 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะการทำงานต่างๆ

จากภาพที่ 7.1 – 7.5 พบว่าแนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ มีแนวโน้มสอดคล้องกันเฉพาะอิทธิพลของมุมกด และโมดูลเท่านั้น โดยเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อยจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B และเฟืองเฉียงชุด E ที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์และความกว้างหน้าฟันนั้นมีแนวโน้มที่ไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยจากผลการ

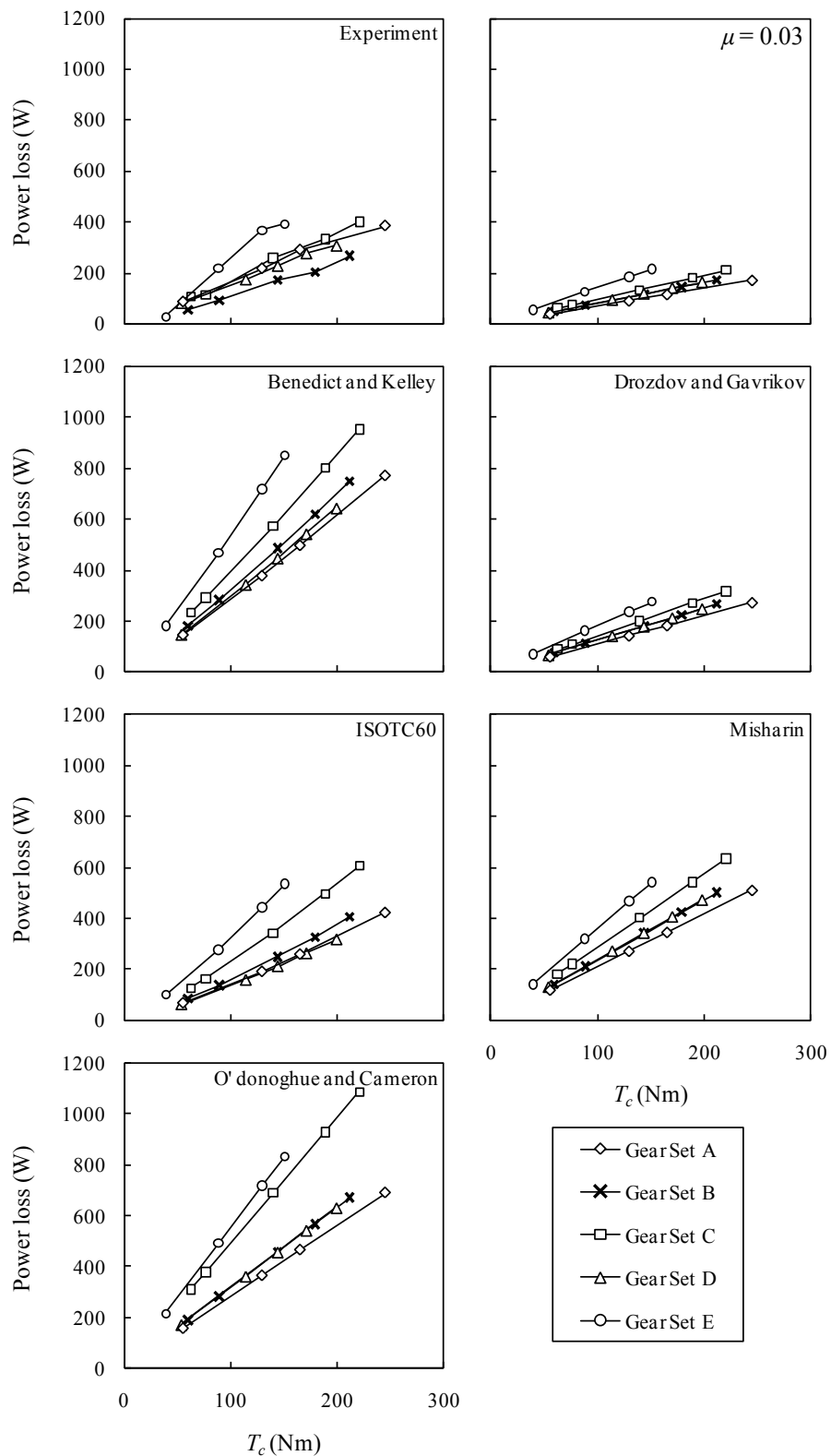


ภาพที่ 7.1 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 รอบต่อนาที

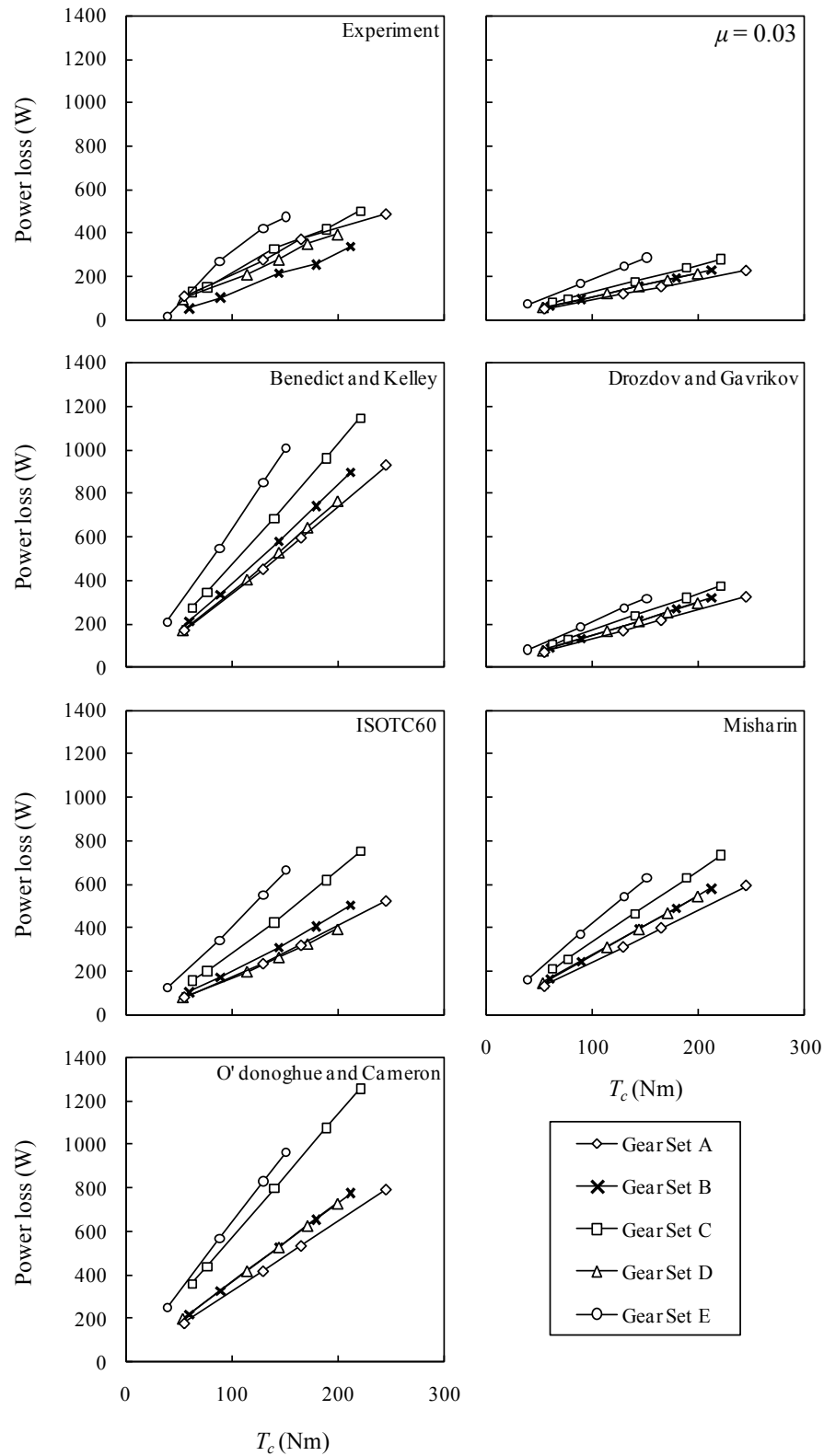


ภาพที่ 7.2 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่ความเร็ว

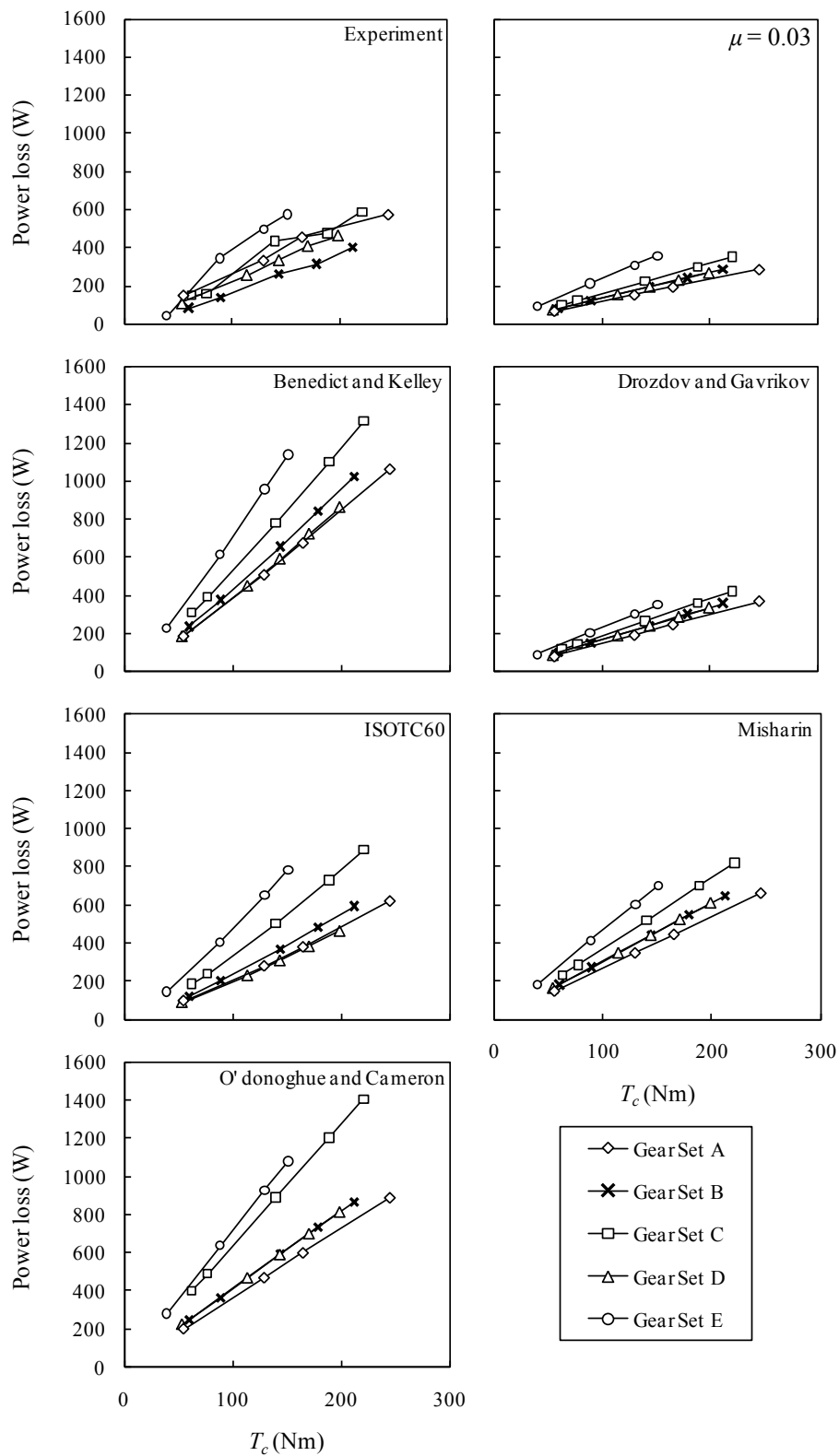
รอบหมุน 1000 รอบต่อนาที



ภาพที่ 7.3 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่ความเร็วรอบหมุน 1500 รอบต่อนาที



ภาพที่ 7.4 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่ความเร็วรอบหมุน 2000 รอบต่อนาที



ภาพที่ 7.5 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินได้โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที

จากภาพที่ 7.1 – 7.5 พบว่าแนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ มีแนวโน้มสอดคล้องกันเฉพาะอิทธิพลของมุมกด และโมดูลเท่านั้น โดยเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อยจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B และเฟืองเฉียงชุด E ที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์และความกว้างหน้าฟันนั้นมีแนวโน้มที่ไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยจากผลการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรงชุด A แต่ผลการประเมินพบว่าเฟืองเฉียงชุด B มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A

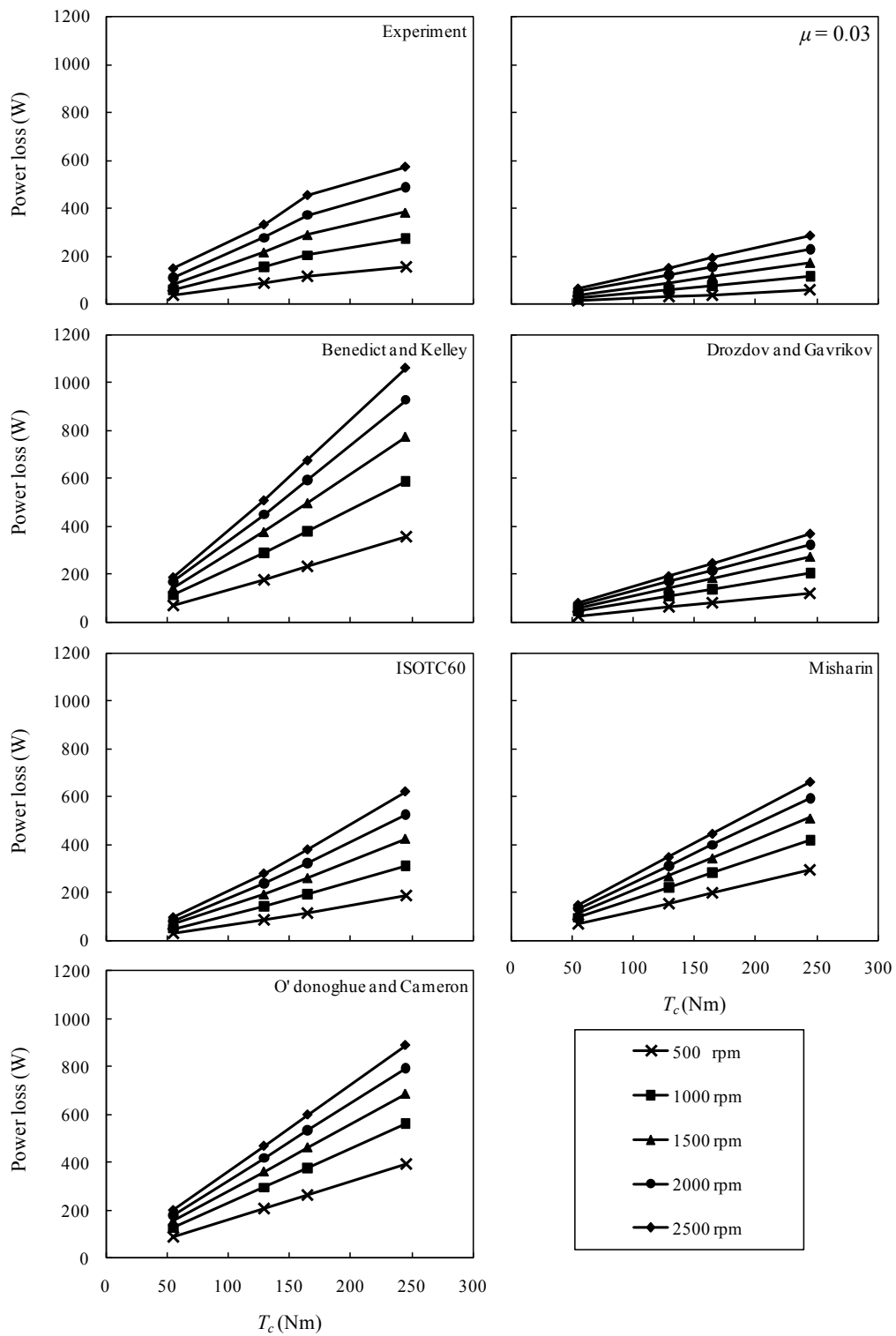
สำหรับผลของความกว้างหน้าฟันนั้น จากการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด D ที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่จากการประเมินพบว่า เฟืองเฉียงชุด D มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงชุด B ในกรณีที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณจากสมการของ Benedict and Kelley [6] และ ISOTC60 [8] และเฟืองเฉียงชุด D มีกำลังสูญเสียใกล้เคียงเฟืองเฉียงชุด B ในกรณีที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่ากับค่าคงที่ 0.03 และสมการของ Drozdov and Gavrikov [7], Misharin [9] และ O' donoghue and Cameron [10]

จากภาพที่ 7.1 – 7.5 เมื่อพิจารณาความชันกราฟหรืออัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับภาระแรงบิดในระบบพบว่า ผลจากการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสมการของ ISOTC60 [8] และ Misharin [9] จะให้ความชันกราฟใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

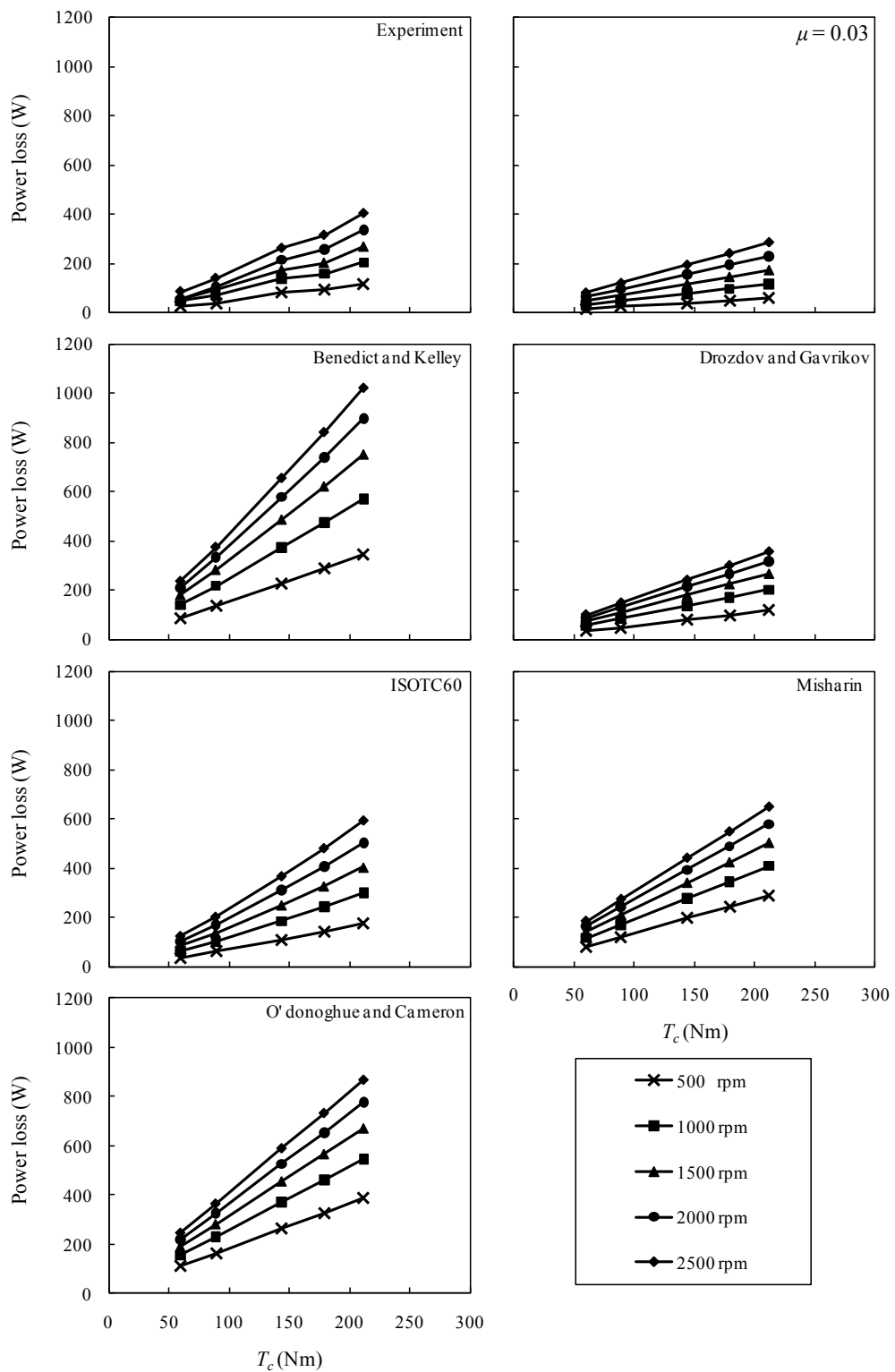
7.2 ผลการประเมินกำลังสูญเสียที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ภาพที่ 7.6 – 7.10 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน 6 แบบ ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด A – E แบบตามลำดับ จากภาพพบว่าแนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการวัดจริงจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกันในทุกชุดเฟือง โดยพบว่าเมื่อภาระแรงบิดในระบบและความเร็วรอบหมุนเพิ่มขึ้น กำลังสูญเสียจากการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นในลักษณะของกราฟเส้นตรง

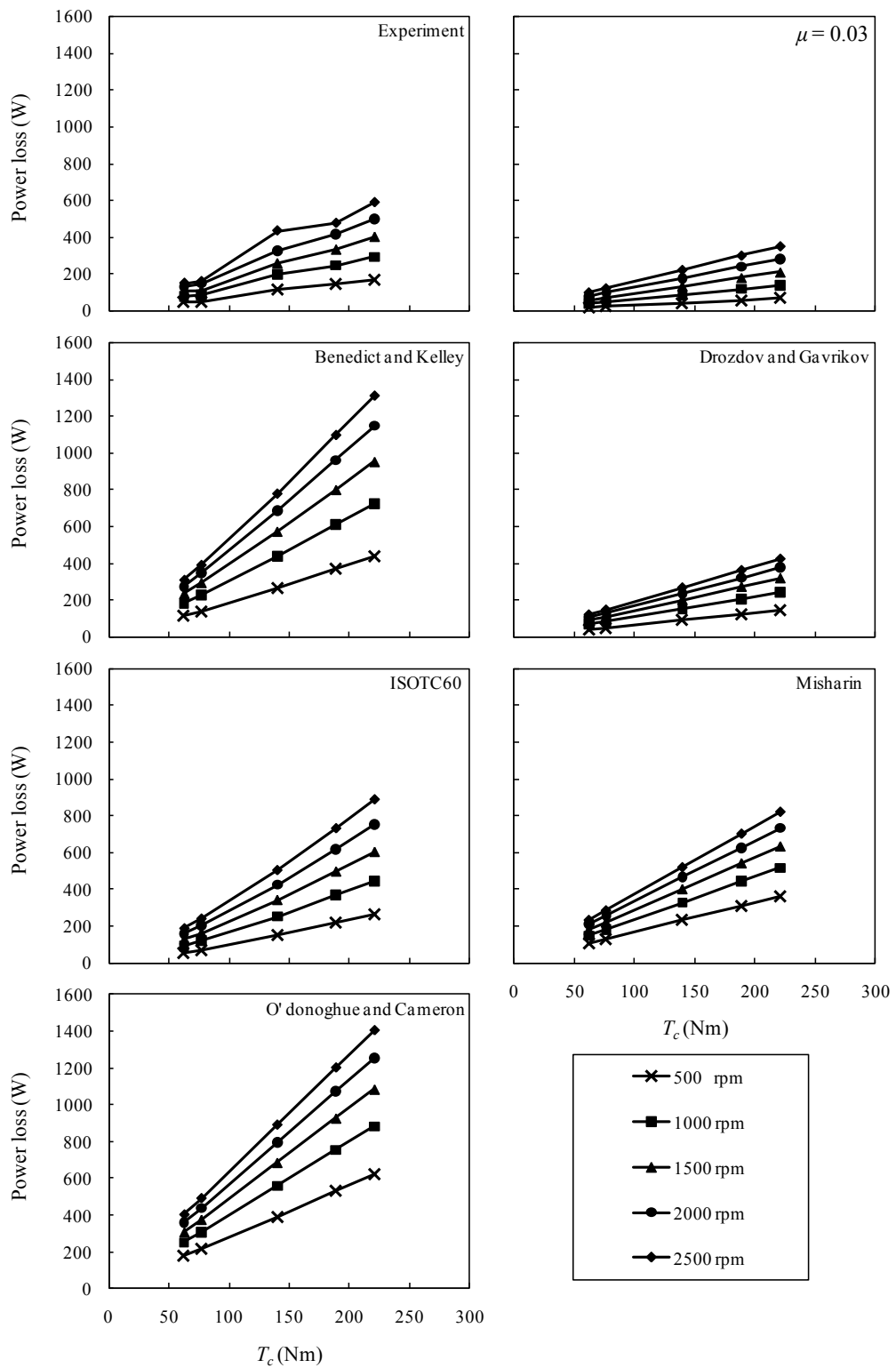
จากภาพที่ 7.6 – 7.10 เมื่อพิจารณาความชันกราฟหรืออัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียเทียบกับภาระแรงบิดในระบบพบว่า ผลจากการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสมการของ ISOTC60 [8] และ Misharin [9] จะให้ความชันกราฟใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด



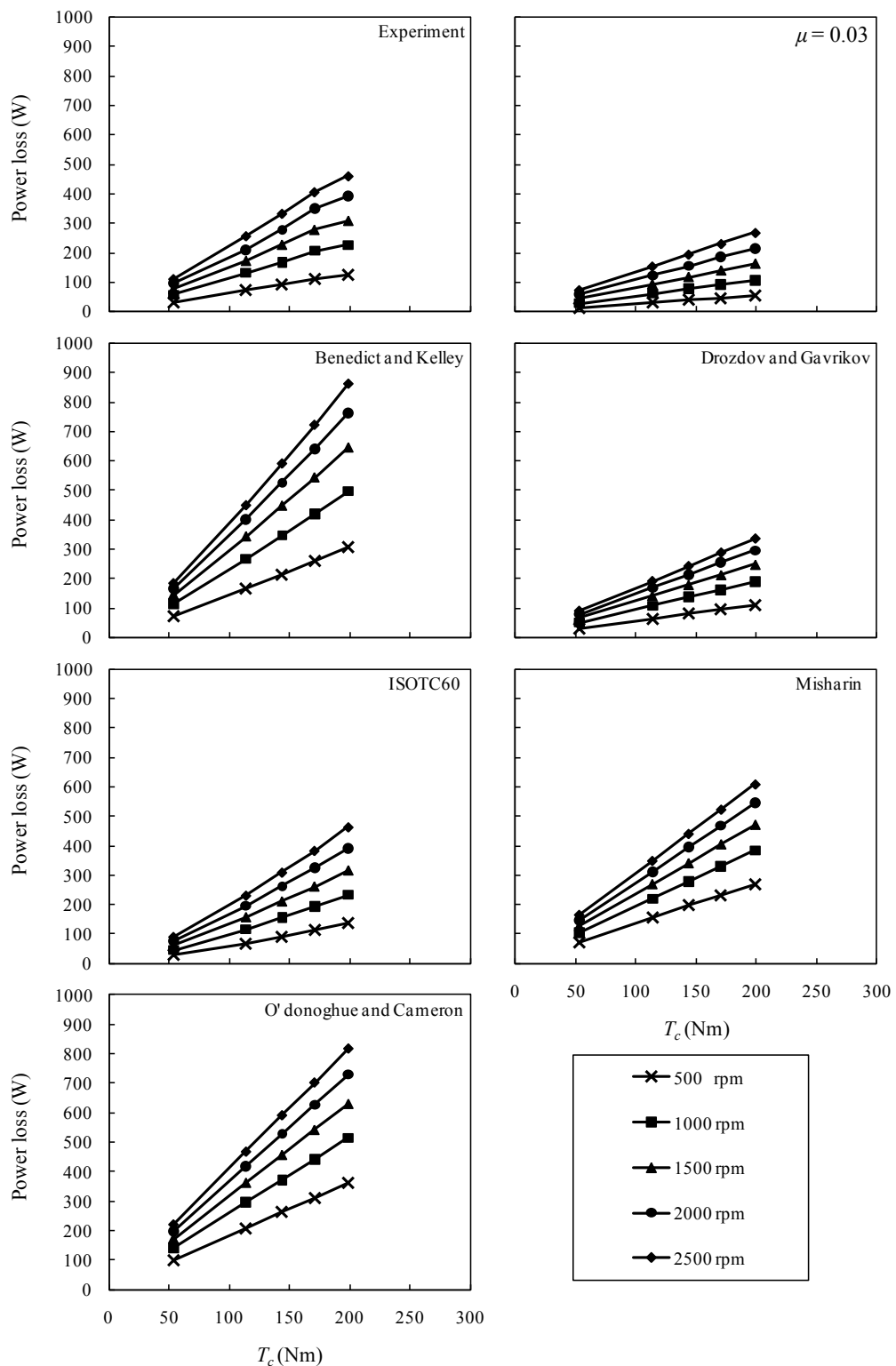
ภาพที่ 7.6 กำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2500 รอบต่อนาที ของเฟืองชุด A



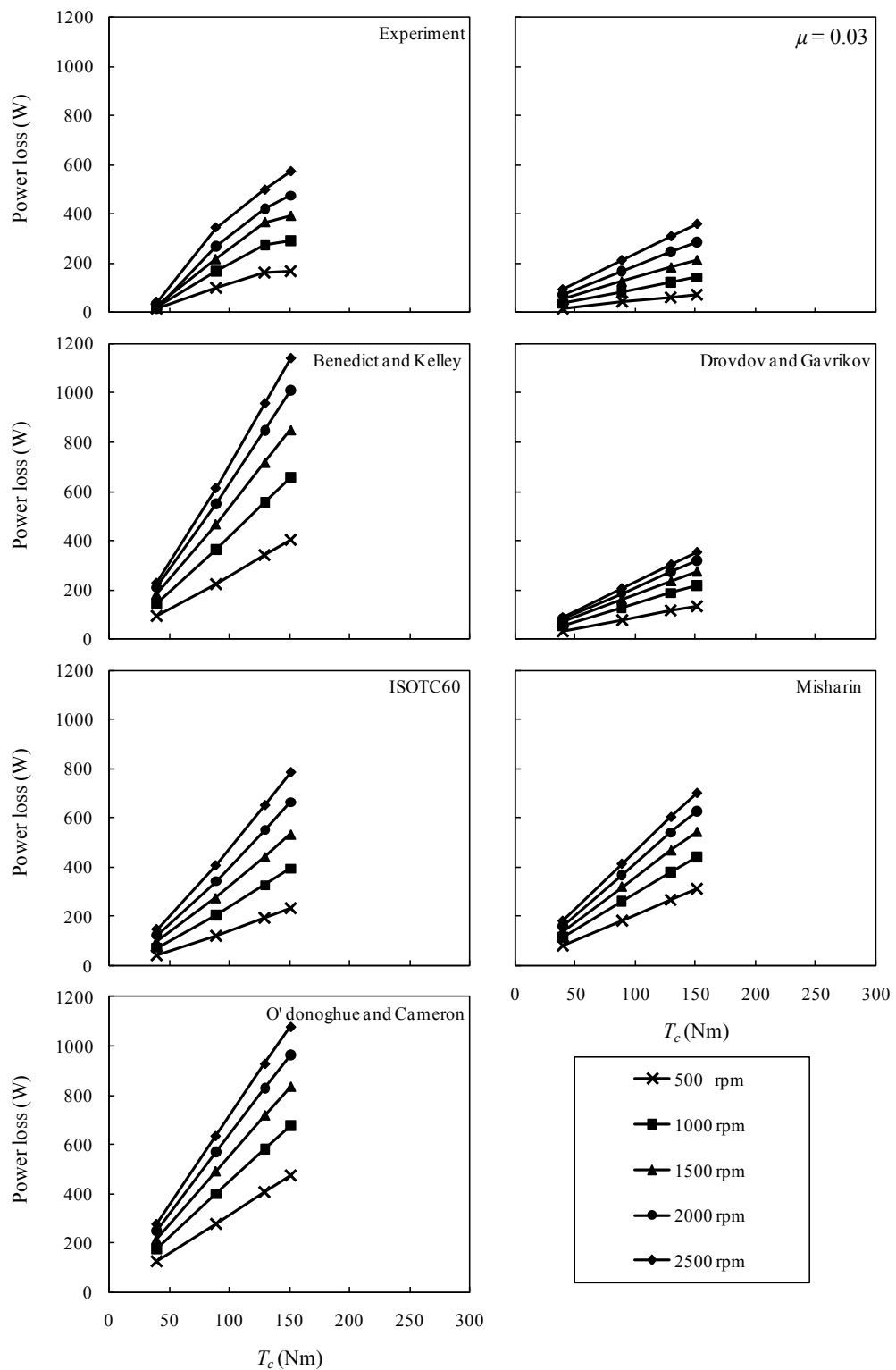
ภาพที่ 7.7 กำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2500 รอบต่อนาที ของเฟืองชุด B



ภาพที่ 7.8 กำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2500 รอบต่อนาที ของเฟืองชุด C



ภาพที่ 7.9 กำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2500 รอบต่อนาที ของเฟืองชุด D



ภาพที่ 7.10 กำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2500 รอบต่อนาที ของเฟืองชุด E

7.3 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ

จากแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียที่ได้นำเสนอในบทที่ 3 ได้แสดงวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลจากแบบจำลอง ซึ่งมีการใช้สมการสำเร็จที่เสนอโดยนักวิจัยอื่นในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งในหัวข้อนี้ แบบจำลองดังกล่าวจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจริงจากการทดลองเพื่อตรวจสอบความแม่นยำ โดยจะนำเสนอในเชิงของ การประเมินแนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่แตกต่างกัน 6 สมการ

ภาพที่ 7.11 – 7.15 แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลอง ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด A – E โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ตามลำดับ โดยการเปรียบเทียบจะนำเสนอในเชิงของการศึกษาอิทธิพลของการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแบบต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย จากภาพพบว่าแนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการวัดจริงจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกัน โดยพบว่าเมื่อสภาวะการทำงานและความเร็วรอบหมุนเพิ่มขึ้น กำลังสูญเสียจากการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้น

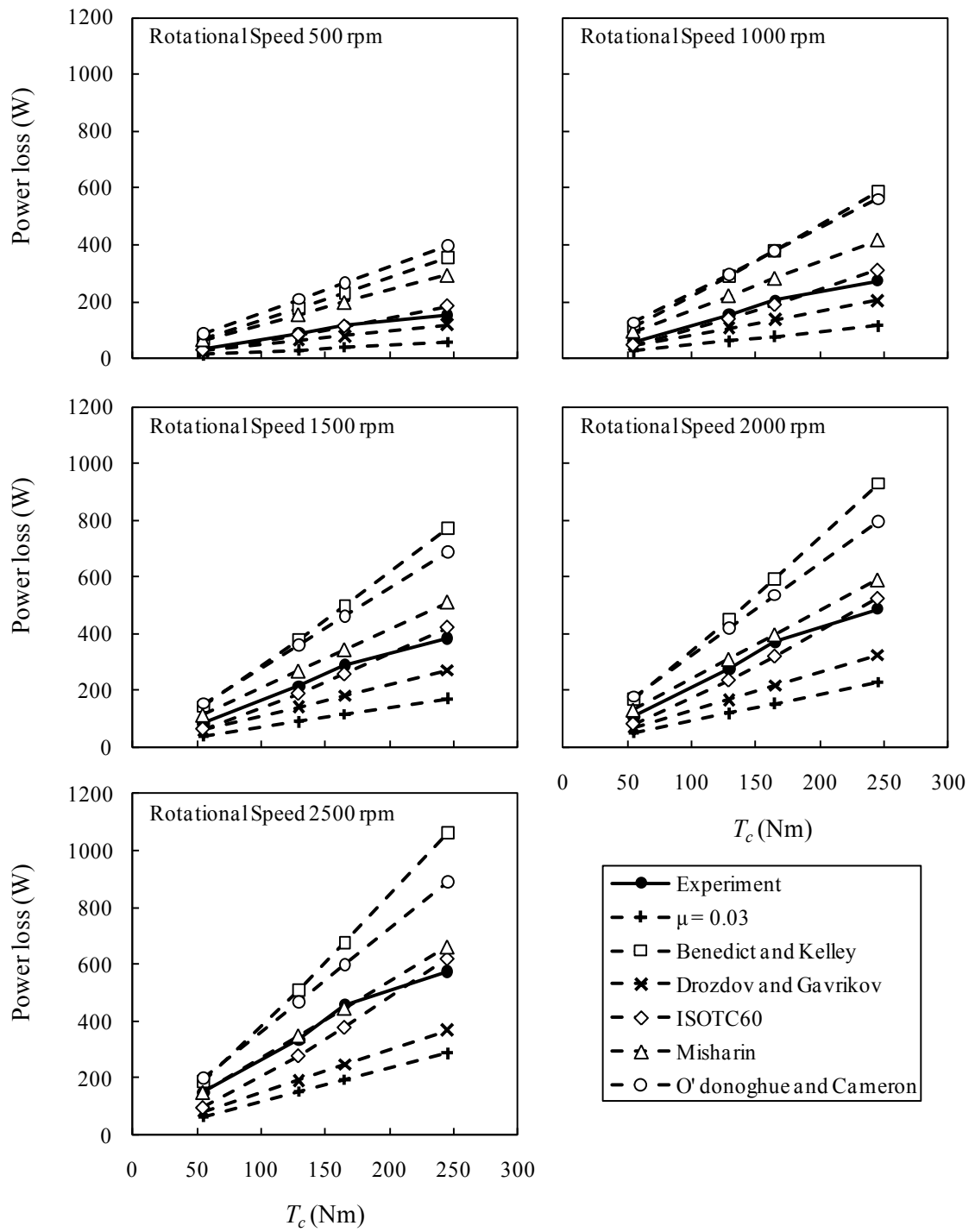
จากภาพที่ 7.11 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองชุด A พบว่าผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.03 จะให้กำลังสูญเสียต่ำที่สุดในทุกๆ สภาวะการทำงาน และสมการของ Benedict and Kelley [6] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุดในทุกๆ สภาวะการทำงาน ยกเว้นที่ความเร็วรอบหมุน 500 รอบต่อนาที โดยสมการของ O' donoghue and Cameron [10] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด โดยสมการของ ISOTC60 [8] ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2000 รอบต่อนาที และสมการของ Misharin [9] ที่ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

จากภาพที่ 7.12 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองชุด B พบว่าผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.03 จะให้กำลังสูญเสียต่ำที่สุดในทุกๆ สภาวะการทำงาน และสมการของ Benedict and Kelley [6] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุดในทุกๆ สภาวะการทำงาน ยกเว้นที่ความเร็วรอบหมุน 500 รอบต่อนาที โดยสมการของ O' donoghue and Cameron [10] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด โดยสมการของ Drozdov and Gavrikov [7] ที่ทุกสภาวะการทำงานจะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

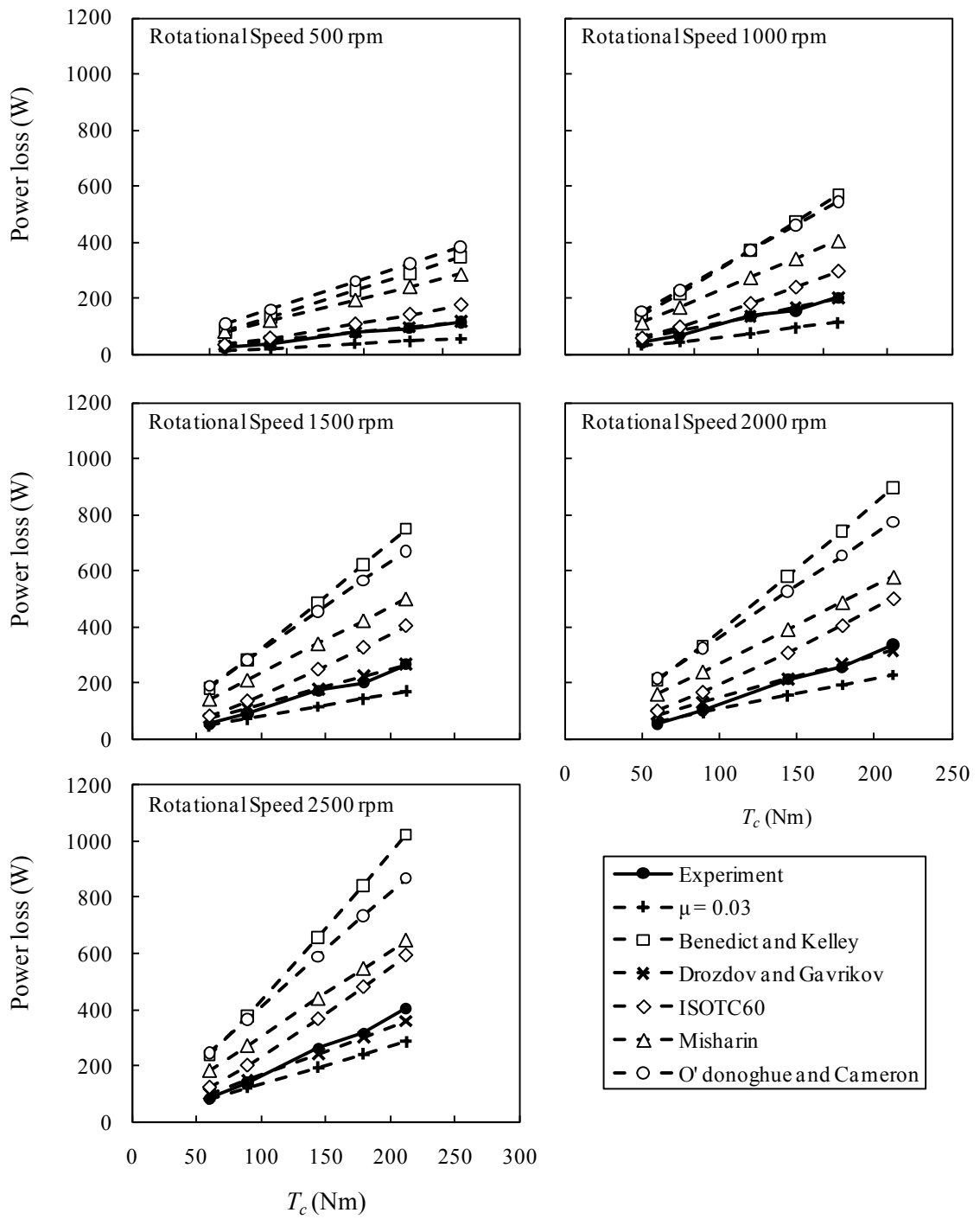
จากภาพที่ 7.13 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองชุด C พบว่าผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.03 จะให้กำลังสูญเสียต่ำที่สุด ในทุกๆ สภาวะการทำงาน และสมการของ O' donoghue and Cameron [10] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด ในทุกๆ สภาวะการทำงาน โดยสมการของ Drozdov and Gavrikov [7] ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 2000 รอบต่อนาที จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด โดยที่ความเร็วรอบหมุน 2500 รอบต่อนาที ค่ากำลังสูญเสียของผลการทดลองจะอยู่ในช่วงระหว่างสมการของ Drozdov and Gavrikov [7] และ Misharin [9]

จากภาพที่ 7.14 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองชุด D พบว่าผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.03 จะให้กำลังสูญเสียต่ำที่สุด ในทุกๆ สภาวะการทำงาน และสมการของ O' donoghue and Cameron [10] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 1000 รอบต่อนาที และที่ช่วงภาระแรงบิดสูงกว่า 150 นิวตันเมตร ของความเร็วรอบหมุน 1500 -2500 รอบต่อนาที สมการของ Benedict and Kelley [6] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด เนื่องจากอัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียต่อภาระการทำงานมากกว่า โดยสมการของ ISOTC60 [8] จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

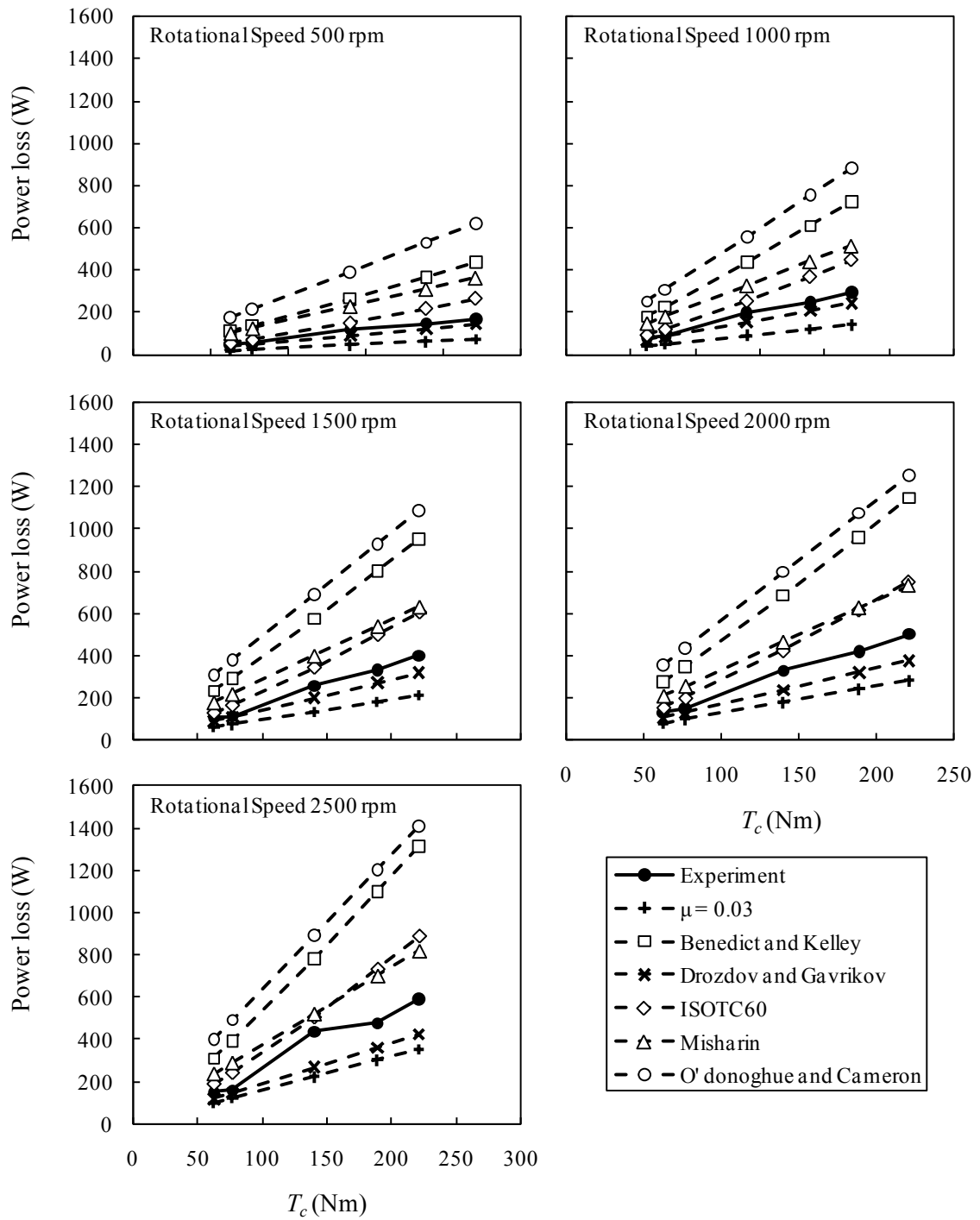
จากภาพที่ 7.15 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองชุด E พบว่าผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.03 จะให้กำลังสูญเสียต่ำที่สุด ในทุกๆ สภาวะการทำงาน และสมการของ O' donoghue and Cameron [10] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด ที่ความเร็วรอบหมุน 500 – 1000 รอบต่อนาที และที่ช่วงภาระแรงบิดสูงกว่า 100 นิวตันเมตร ของความเร็วรอบหมุน 1500 -2500 รอบต่อนาที สมการของ Benedict and Kelley [6] จะให้กำลังสูญเสียสูงที่สุด เนื่องจากอัตราการเพิ่มของกำลังสูญเสียต่อภาระการทำงานมากกว่า โดยกำลังสูญเสียของผลการทดลองจะอยู่ในช่วงระหว่างสมการของ ISOTC60 [8] และ Misharin [9]



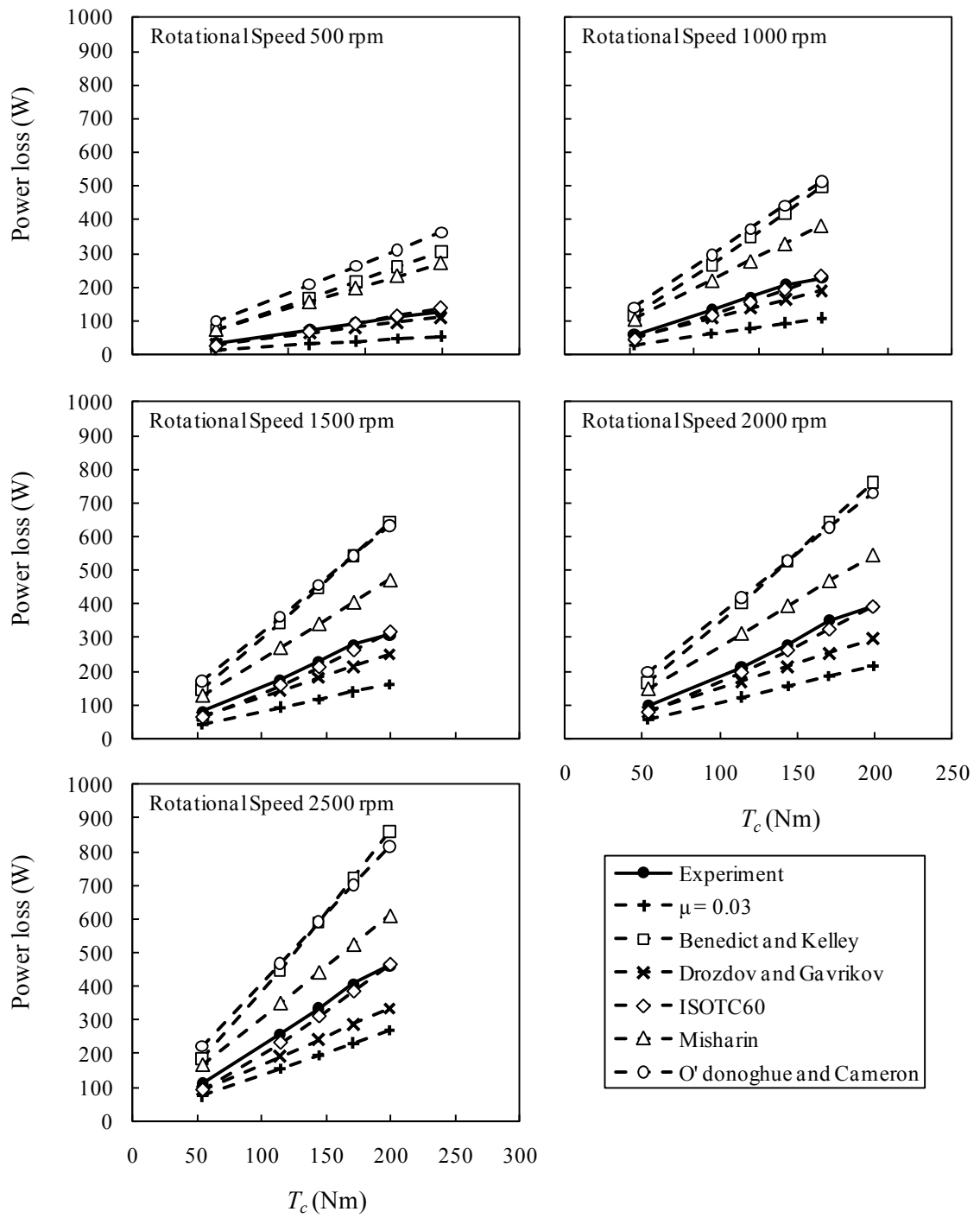
ภาพที่ 7.11 เปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสัมพันธ์เชิงแรงเสียดทานต่างๆ กับการทดลอง ของเฟืองชุด A ที่สภาวะการทำงานต่างๆ



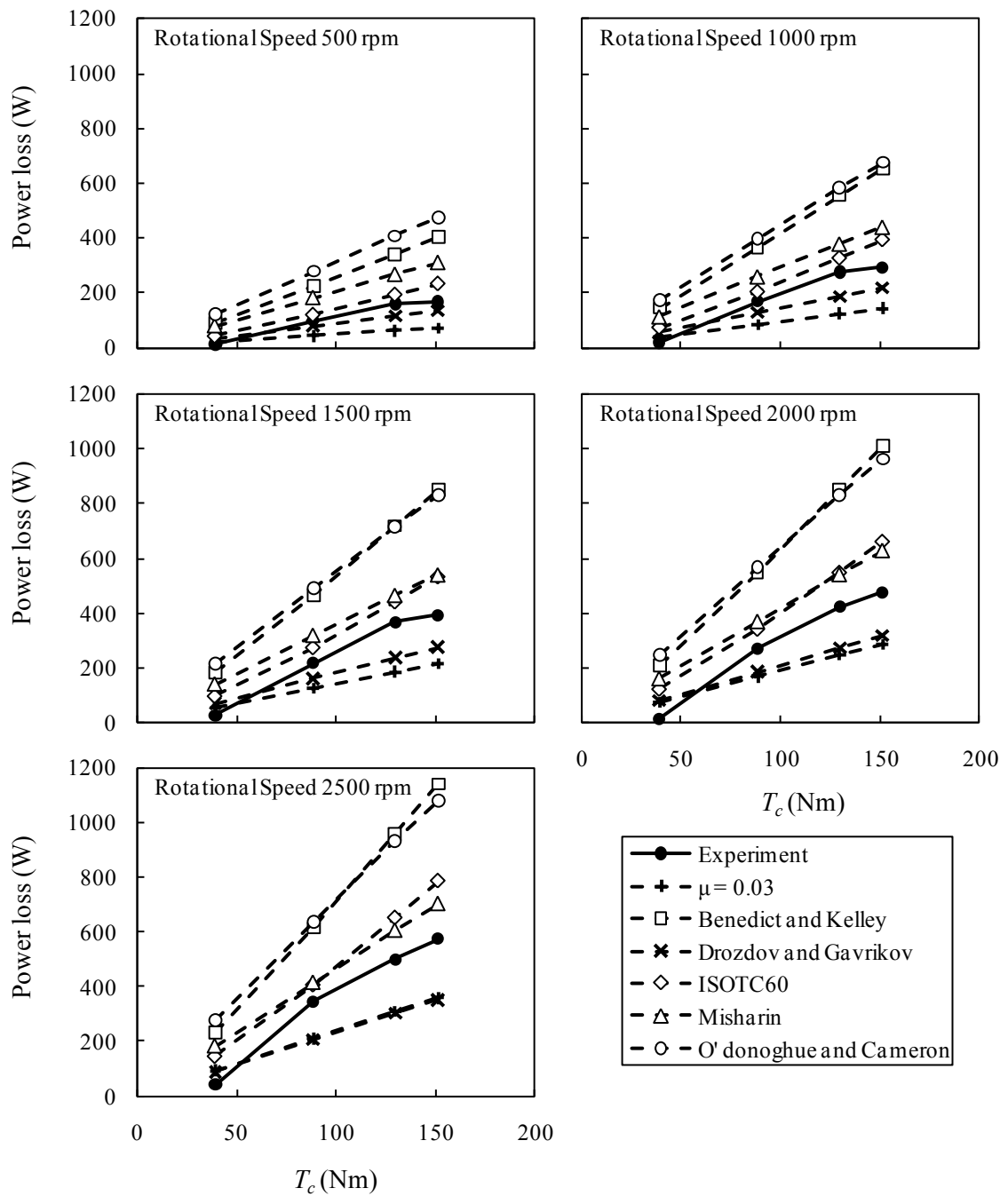
ภาพที่ 7.12 เปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ กับการทดลอง ของเฟืองชุด B ที่สภาวะการทำงานต่างๆ



ภาพที่ 7.13 เปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ กับการทดลอง ของเฟืองชุด C ที่สภาวะการทำงานต่างๆ



ภาพที่ 7.14 เปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ กับการทดลอง ของเฟืองชุด D ที่สภาวะการทำงานต่างๆ



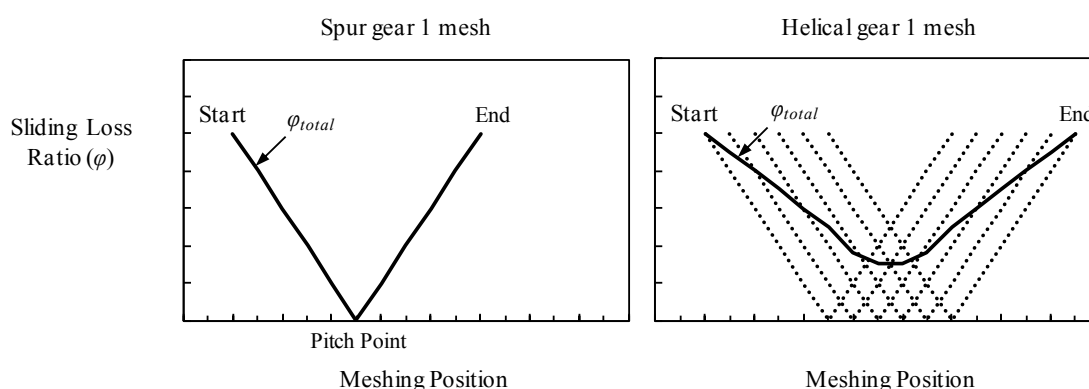
ภาพที่ 7.15 เปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินโดยใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ กับการทดลอง ของเฟืองชุด E ที่สภาวะการทำงานต่างๆ

7.4 การใช้แบบจำลองวิเคราะห์หิทธิพลของพารามิเตอร์ของเฟืองที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง

7.4.1 อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์

ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียพบว่า เฟืองเฉียงชุด B ที่มีมุมฮิลิกซ์ 33.5 องศา มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A ที่มีมุมฮิลิกซ์ 0 องศา สาเหตุเนื่องมาจากการเฉลี่ยอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ โดยสามารถอธิบายการเปรียบเทียบการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงและเฟืองเฉียงได้ดังภาพที่ 7.16

ภาพที่ 7.16 ภาพซ้ายมือแสดงผลประเมินอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงอย่างคร่าวๆ โดยใช้วิธีการประเมินที่แสดงไว้ในบทที่ 3 จากภาพจะพบว่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียสำหรับการขบกันของเฟืองตรง 1 คู่ฟันจะแสดงได้เป็นกราฟรูปตัว V 1 กราฟ และสำหรับเฟืองเฉียงที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ เหมือนกับเฟืองตรงภาพซ้ายมือ จะสามารถแทนเฟืองเฉียงนั้นด้วยเฟืองตรงย่อยๆ ซ้อนกันเป็นชั้นตามมุมฮิลิกซ์ ดังนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียสามารถแสดงได้ดังเส้นจุดในภาพที่ 7.16 ขวามือ โดยจะพบว่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟันจะเท่ากับค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย่อยที่ตำแหน่งการขบต่างๆ โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจะมีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังเส้นทึบในภาพที่ 7.16 ขวามือ และเมื่ออัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมมีค่ามากขึ้นดังนั้นกำลังสูญเสียก็จะมากขึ้นตามลำดับ

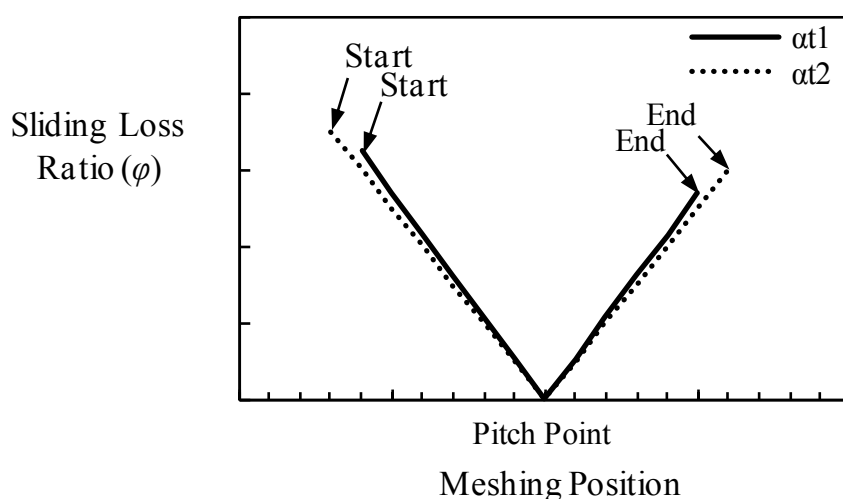


ภาพที่ 7.16 แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงและเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน

จากการวิเคราะห์หัตถิพลของมุมฮิลิกซ์ที่มีต่อกำลังสูญเสียที่ได้แสดงในหัวข้อนี้กับผลการทดลองที่เสนอในบทที่ 6 นั้นมีความขัดแย้งกัน โดยผลการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมฮิลิกซ์มากกว่าเฟืองตรงจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่า อย่างไรก็ตามวิธีการประเมินนี้เมื่อนำไปใช้เปรียบเทียบกับผลการทดลองที่เป็นงานวิจัยของ Vaidyanathan [3] ที่แสดงไว้ในบทที่ 4 กลับพบว่ามีความสอดคล้องกันที่ภาระการทำงานสูง โดยเฟืองเฉียงที่มีมุมฮิลิกซ์มากกว่าเฟืองตรงจะมีกำลังสูญเสียมากกว่า อาจเป็นเพราะแบบจำลองไม่ได้คำนึงถึงการกระจายภาระบนหน้าฟัน ซึ่งแบบจำลองสมมุติให้หน้าฟันมีการกระจายภาระที่เท่ากัน ดังนั้นเมื่อมีการให้ภาระแรงบิดในระบบสูงจะทำให้ฟันของเฟืองมีการขบที่แน่น จึงทำให้เกิดการกระจายภาระได้เต็มหน้าฟันมากกว่าการให้ภาระต่ำหรือการขบหลวม ดังนั้นการวิเคราะห์หัตถิพลของมุมฮิลิกซ์ที่เสนอในหัวข้อนี้จะมีความสอดคล้องกับความเป็นจริงที่ภาระการทำงานสูงๆ เท่านั้น (413 – 564 นิวตันเมตร)

7.4.2 อิทธิพลของมุมกุด

ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียพบว่า เฟืองเฉียงที่มีมุมกุด 20 องศา มีค่ากำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมกุด 14.5 องศา สาเหตุที่กำลังสูญเสียมีค่ามากขึ้น เมื่อค่ามุมกุดลดลง เนื่องจากเมื่อมุมกุดลดลงจะส่งผลให้ค่าระยะการขบยาวขึ้น โดยสามารถอธิบายการเปรียบเทียบการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียได้ดังภาพที่ 7.17



ภาพที่ 7.17 แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่มีมุมกุดต่างกัน

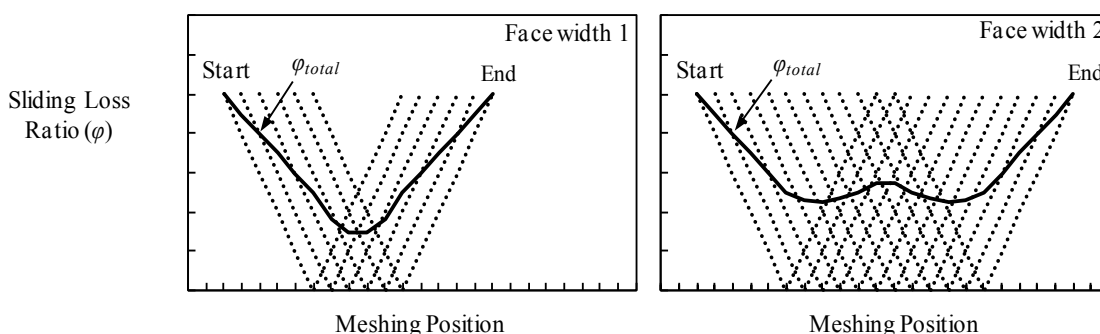
อิทธิพลของมุกดที่มีต่อกำลังสูญเสียในกรณีเฟืองเฉียงสามารถอธิบายได้เช่นเดียวกับกรณีเฟืองตรง เนื่องจากแบบจำลองเฟืองเฉียงจะต้องคำนวณเฟืองตรงย่อยก่อน โดยภาพที่ 7.17 แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฟืองตรง 1 คู่ฟัน โดยเส้นที่บแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง α_1 ที่มีมุกดมากกว่า และเส้นจุดจะแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง α_2 ที่มีมุกดน้อยกว่า จากกราฟจะเห็นว่าระยะการขบจากจุดเริ่มขบไปถึงจุดสิ้นสุดการขบของเฟือง α_1 มีความชันของกราฟมากกว่าเล็กน้อยแต่มีระยะการขบสั้นกว่าเฟือง α_2 ทำให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟือง α_1 น้อยกว่าเฟือง α_2 ดังภาพ ซึ่งจะให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมและกำลังสูญเสียมีค่าน้อยกว่าตามลำดับ

สาเหตุที่ระยะการขบที่ยาวขึ้นส่งผลให้กำลังสูญเสียมากขึ้นเพราะว่า ระยะการขบที่ยาวทำให้มีช่วงที่สูญเสียกำลังไปกับแรงเสียดทานมากขึ้นและเนื่องจากส่วนของระยะการขบที่ยาวขึ้นอยู่ในตำแหน่งการขบที่ห่างจากจุดพิชต์มากจึงทำให้กำลังสูญเสียมีค่าสูงขึ้นด้วย นอกจากนี้พบว่าเส้นกราฟอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีมุกดแรงดันต่างกัน 2 เส้น มีความชันที่ต่างกันเล็กน้อยซึ่งเป็นผลมาจากที่ตำแหน่งการขบห่างจากจุดพิชต์เท่ากันนั้นจะมีความเร็วในการลื่นไถลไม่เท่ากัน ถึงแม้ว่าเฟืองที่มีมุกดมากจะมีความเร็วในการลื่นไถลมากกว่ามุกดน้อย แต่อย่างไรก็ตามผลของความเร็วในการลื่นไถลที่ไม่เท่ากันนี้ส่งผลน้อยมากต่อกำลังสูญเสียรวมเมื่อเทียบกับระยะการขบที่เพิ่มขึ้น

7.4.3 อิทธิพลของความกว้างหน้าฟัน

ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียในกรณีที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่พบว่า เฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟัน 40 มิลลิเมตร มีค่ากำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟัน 20 มิลลิเมตรเล็กน้อย สาเหตุที่กำลังสูญเสียมีค่ามากขึ้นเนื่องมาจากการเฉลี่ยอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย่อยที่ตำแหน่งการขบต่างๆ โดยสามารถอธิบายการได้ดังภาพที่ 7.18

ภาพที่ 7.18 แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันแตกต่างกัน โดยภาพขวามือจะแสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน โดยจะมีความกว้างหน้าฟันมากกว่าเฟืองเฉียงจากภาพซ้ายมือ 2 เท่า ดังนั้นจากแนวคิดของแบบจำลองเฟืองเฉียงจะพบว่า เมื่อมีเฟืองเฉียงมีการเพิ่มความกว้างหน้าฟันขึ้น เท่ากับจะต้องมีการเพิ่มเฟืองตรงย่อยเข้าไปตามความกว้างหน้าฟันที่เพิ่มขึ้นดังแสดงในภาพขวามือ โดยจำนวน



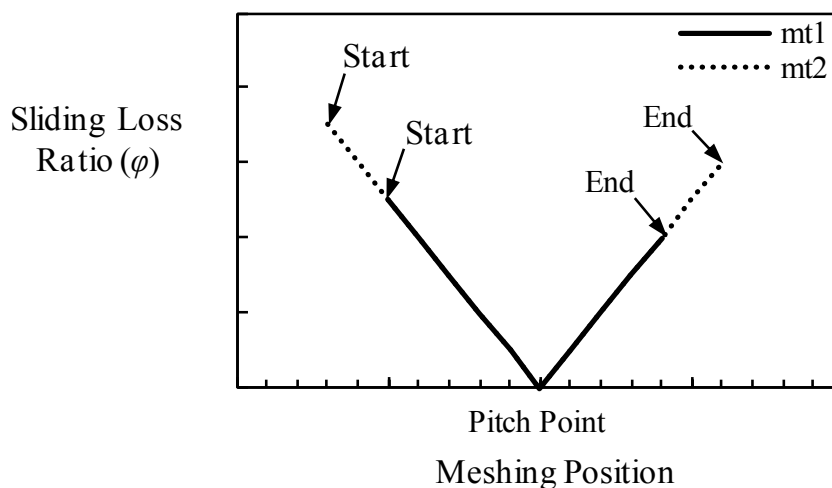
ภาพที่ 7.18 แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่มีความกว้างหน้าฟันต่างกัน

กราฟเส้นจุดจะถูกเติมลงไปตามความกว้างหน้าฟันที่เพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อหาค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย่อยที่ตำแหน่งการขบต่างๆ จะทำให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยดังภาพ ซึ่งเป็นสาเหตุที่ทำให้กำลังสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย

อย่างไรก็ตามอิทธิพลของความกว้างหน้าฟันที่มีต่อกำลังสูญเสียในกรณีที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสมการอื่นจะพบว่า สมการจะให้แนวโน้มกำลังสูญเสียอยู่ 2 แบบ โดยสมการของ Benedict and Kelley [6] และ ISOTC60 [8] จะพบว่าเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย ทั้งนี้เนื่องมาจากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของทั้ง 2 สมการมีอิทธิพลของภาระการทำงานประกอบอยู่ เมื่อเฟืองมีความกว้างหน้าฟันมากขึ้นทำให้ค่าภาระต่อความยาวหรือพื้นที่การขบมีค่าน้อยจึงเป็นสาเหตุทำให้มีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ตำแหน่งการขบนั้นๆ น้อยลงและเป็นสาเหตุทำให้กำลังสูญเสียน้อยลงตามลำดับ แต่สำหรับสมการของ Drozdov and Gavrikov [7] ให้นำหน้าของภาระการทำงานที่ต่ำและสมการของ Misharin [9] และ O'donoghue and Cameron [10] จะไม่คำนึงถึงผลของภาระดังนั้นจึงให้แนวโน้มที่ใกล้เคียงกับการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เป็นค่าคงที่

7.4.4 อิทธิพลของโมดูล

ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียพบว่า เฟืองเฉียงที่มีโมดูล 6 มิลลิเมตร มีกำลังสูญเสียมากกว่ากำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่มีโมดูล 3 มิลลิเมตร สาเหตุเนื่องมาจาก เมื่อค่าโมดูลมากขึ้นหรือขนาดของฟันใหญ่ขึ้นจะทำให้ระยะในการขบจากจุดเริ่มขบจนถึงจุดสิ้นสุดการขบยาวขึ้น ซึ่งทำให้มีช่วงการขบและเกิดการสูญเสียกำลังไปกับแรงเสียดทานมากขึ้น ประกอบกับกำลังสูญเสียจะมีค่ามากเมื่อตำแหน่งในการขบอยู่ห่างจากจุดพิตซ์มาก



ภาพที่ 7.19 แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่โมดูลต่างกัน

เนื่องจากจุดที่อยู่ห่างจากจุดพิตช์มากจะมีความเร็วในการไถลของคู่ฟันมากกว่าด้วยเหตุนี้จึงทำให้กำลังสูญเสียในกรณีของเฟืองที่มีค่าโมดูลมากจะมีค่ามากกว่าเฟืองที่มีค่าโมดูลเล็กกว่าซึ่งความสัมพันธ์ที่ได้มีความสอดคล้องกับผลงานวิจัยของ Petry-Johnson et al. [1]

อิทธิพลของโมดูลที่มีต่อกำลังสูญเสียในกรณีเฟืองเฉียงสามารถอธิบายได้เช่นเดียวกับกรณีเฟืองตรง เนื่องจากแบบจำลองเฟืองเฉียงจะต้องคำนวณเฟืองตรงย่อยก่อน โดยภาพที่ 7.19 แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฟืองตรง 1 คู่ฟัน โดยเส้นจุดแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง m_2 ที่มีโมดูลมากกว่า และเส้นทึบจะแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง m_1 ที่มีโมดูลน้อยกว่า จากกราฟจะเห็นว่าเฟือง m_2 ที่มีโมดูลมากกว่า มีอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ห่างจากจุดพิตช์มากกว่า ทำให้มีอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมและกำลังสูญเสียมากกว่าตามลำดับ

7.5 สรุป

ในบทนี้ได้เสนอการเปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองกับผลการทดลอง เพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลอง และศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของเฟือง โดยจากการเปรียบเทียบเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองพบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกันเฉพาะอิทธิพลของ มุมกด และโมดูล โดยเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อยจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B และเฟืองเฉียงชุด E ที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์และความกว้าง

หน้าพินนั้นมีแนวโน้มที่ไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยจากผลการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรงชุด A แต่ผลการประเมินพบว่าเฟืองเฉียงชุด B มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A และจากการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด D ที่มีความกว้างหน้าพินมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่จากการประเมินพบว่า เฟืองเฉียงชุด B มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด D จากการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิพลจากสภาวะการทำงาน พบว่าผลการประเมินกับผลการทดลองมีความสอดคล้องกัน โดยภาระแรงบิดและความเร็วรอบหมุนเพิ่มขึ้น กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ พบว่า สมการของ ISOTC60 [8] จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองในกรณีเฟืองชุด A, D และ E และสมการของ Drozdov and Gavrikov [7] จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองในกรณีเฟืองชุด B และ C

จากการใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง สามารถสรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินจากแบบจำลองกับผลการทดลองแสดงได้ดังตารางที่ 7.1

ตารางที่ 7.1 สรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง

Parameters	การเปลี่ยนแปลง	Power loss		ความสอดคล้อง
		Estimation	Experiment	
มุมฮิลิกซ์	↑	↑	↓	ไม่สอดคล้อง
มุมกุด	↑	↓	↓	สอดคล้อง
ความกว้างหน้าพิน	↑	↓	↑	ไม่สอดคล้อง
โมดูล	↑	↑	↑	สอดคล้อง

บทที่ 8

บทสรุป

ในบทนี้เป็นการสรุปสาระสำคัญทั้งหมดในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ซึ่งเป็นรวบรวมเนื้อหาสำคัญในแต่ละบท รวมถึงข้อเสนอแนะเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาในด้านของกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองต่อไป

8.1 สาระสำคัญของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มุ่งเน้นในการศึกษาเกี่ยวกับกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียง กลไกการเกิดกำลังสูญเสียของคู่เฟืองและปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียง ได้แก่ มุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน โมดูล ความเร็วรอบ และภาระแรงบิด การศึกษาทำโดยการปรับปรุงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในคู่เฟืองตรงของงานวิจัยที่มีมาก่อนหน้าให้สามารถประยุกต์ใช้ประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลที่เกิดขึ้นในคู่เฟืองเฉียงได้ โดยแบบจำลอง จะพิจารณาผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบ และภาระการทำงาน รวมถึงการออกแบบและสร้างชุดทดลองเพื่อวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง โดยผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในสภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการศึกษา จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการประเมินจากแบบจำลองเพื่อตรวจสอบประสิทธิผลของแบบจำลอง

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เริ่มจากการกล่าวถึงแรงจูงใจที่ทำให้เกิดการศึกษากำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง และการทบทวนวรรณกรรมในอดีตซึ่งเกี่ยวข้องกับกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง โดยงานวิจัยในอดีตสามารถแบ่งได้ออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การศึกษาโดยการทดลองวัดกำลังสูญเสีย และการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลัง ในส่วนของการทดลองวัดกำลังสูญเสียนั้นผู้วิจัยส่วนใหญ่ที่ศึกษาในเรื่องกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง มักใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system ในการศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย เนื่องจากเป็นชุดทดลองที่สามารถจัดสร้างขึ้นได้ง่าย อาศัยอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองน้อย และสามารถประยุกต์ใช้ได้ในงานทดลองหลายด้านซึ่งเกี่ยวกับการส่งกำลังด้วยเฟือง ในส่วนของแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองนั้น งานวิจัยส่วนใหญ่จะศึกษาโดยเน้นกำลังสูญเสียของเฟืองตรง โดยมีการศึกษาจำนวนน้อยที่ศึกษาถึงกรณีของเฟืองเฉียง

ในขั้นตอนการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย นั้น พบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นตัวแปรที่สำคัญในการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย เนื่องจากกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากการเกิดแรงเสียดทานระหว่างผิวของฟันเฟือง ในขณะที่ขณะปฏิบัติงาน ดังนั้นการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่แม่นยำและสอดคล้องกับสภาวะการทำงานจริงจะเป็นรากฐานที่ทำให้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่สร้างขึ้นมีความแม่นยำในการทำนายกำลังสูญเสีย

ตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบันการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพื่อทำนายกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟือง สามารถทำได้ 3 แนวทาง โดยเริ่มจากการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ซึ่งวิธีการนี้เป็นวิธีการพื้นฐานในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพื่อใช้ในประเมินกำลังสูญเสียในแบบจำลองซึ่งไม่สอดคล้องกับความเป็นจริง จากงานวิจัยต่อมาซึ่งได้ศึกษาเกี่ยวกับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานพบว่า สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานนั้นขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย จึงมีผู้วิจัยจำนวนหนึ่งได้สร้างสมการสำเร็จในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยสมการสำเร็จเหล่านี้เกิดจากการทำ curve fitting ผลการทดลองวิเคราะห์การสัมผัสระหว่างผิว โดยใช้ชุดทดสอบ twin disc ซึ่งเป็นชุดทดสอบเกี่ยวกับแรงเสียดทานระหว่างผิวโดยเฉพาะ อย่างไรก็ตามการใช้สมการสำเร็จในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานนั้นยังมีข้อจำกัดในการใช้โดยสามารถใช้ประเมินได้อย่างแม่นยำในช่วงสภาวะการทำงานหนึ่งๆ เท่านั้น ในเวลาต่อมาจึงมีการศึกษาเพื่อประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแนวทางอื่นโดยใช้หลักการของ EHL ซึ่งมีรากฐานมาจากการวิเคราะห์ในด้านกลศาสตร์ของไหลและเทอร์โมไดนามิก การใช้หลักการ EHL ในการสร้างสมการเพื่อประเมินค่าสัมประสิทธิ์สามารถประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้อย่างแม่นยำและครอบคลุมทุกสภาวะการทำงาน แต่สมการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งใช้หลักการของ EHL ยังมีข้อเสียในเรื่องความซับซ้อนของหลักการและยังใช้เวลาในการคำนวณที่มาก ถึงแม้ว่าการใช้วิธีการ EHL จะได้ผลที่แม่นยำกว่าการใช้สมการสำเร็จ หรือการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ แต่การใช้สมการสำเร็จรวมถึงการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสม ก็สามารถคำนวณได้ผลลัพธ์ที่ดีได้เช่นเดียวกัน และมีความยุ่งยากน้อยกว่าและใช้เวลาในการคำนวณที่น้อยกว่าการใช้วิธีการ EHL

ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยจึงเริ่มศึกษาจากการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ต่อมาจึงประยุกต์ใช้สมการสำเร็จในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการประเมินค่ากำลังสูญเสียจากแบบจำลอง เนื่องจากสามารถคำนวณได้ง่าย เหมาะกับการประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองจริง และสามารถประเมินผลได้แม่นยำหากเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เหมาะสม

ในบทที่ 2 ได้กล่าวถึงกำลังสูญเสียในห้องเกียร์ส่งกำลังซึ่งประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียจากชิ้นส่วนภายในห้องเกียร์ 2 ประเภท ได้แก่ กำลังสูญเสียจากเฟืองส่งกำลัง และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ซึ่งกำลังสูญเสียจากชิ้นส่วนทั้งสองนี้สามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ได้แก่ กำลังสูญเสียชนิดขึ้นกับขนาดของภาวะและไม่ขึ้นกับขนาดของภาวะ ซึ่งความเข้าใจในกลไกการเกิดกำลังสูญเสียและชนิดของกำลังสูญเสียจะเป็นพื้นฐานในการคำนวณกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟืองในงานวิจัยนี้

บทที่ 3 ได้เสนอแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง โดยแบบจำลองพัฒนาขึ้นจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงจากงานวิจัยของ Michlin and Myunster [4] และ ชนัตต์ และคณะ [5] โดยแบบจำลองจะพิจารณาให้เฟืองเฉียงมีลักษณะเด่นเดียวกับชุดของเฟืองที่ประกอบด้วยเฟืองตรงซ้อนกันเป็นชั้นๆ แบบชั้นบันได ซึ่งมีระยะห่างระหว่างชั้นเท่าๆ กัน และเฉียงทำมุมกันตามองศาของมุมฮิลิกซ์ จากแนวคิดนี้ทำให้กำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงสามารถพิจารณาเป็นผลรวมของกำลังสูญเสียของชุดเฟืองตรง ดังนั้นแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรงที่พัฒนาโดย ชนัตต์ และคณะ [5] สามารถนำมาประยุกต์ใช้วิเคราะห์กำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงได้ นอกจากนี้แบบจำลองที่สร้างขึ้นได้คำนึงถึงผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบและภาระการทำงาน โดยค่าสัมประสิทธิ์ที่ใช้อ้างอิงจากสมการที่เสนอโดยนักวิจัยอื่น ซึ่งสมการเหล่านี้เกิดจากการทำ curve fitting ของผลการทดลองซึ่งศึกษาการสัมผัสระหว่างผิวโดยใช้ชุดทดสอบประเภท twin disc ที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้มาใช้ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย ในขั้นต้นความแม่นยำของแบบจำลองที่ผู้วิจัยได้พัฒนาขึ้นสามารถตรวจสอบได้โดยการนำผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่เสนอโดยนักวิจัยอื่น และจากนั้นจะนำไปเปรียบเทียบกับกำลังสูญเสียที่วัดได้จากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system ที่ผู้วิจัยสร้างขึ้น

เพื่อตรวจสอบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้น สามารถใช้ประเมินกำลังสูญเสียได้แม่นยำหรือไม่ ในขั้นต้น ในบทที่ 4 จะทำการเปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียกับผลการทดลอง ซึ่งรายงานโดยนักวิจัยอื่น โดยผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงจะอ้างอิงจากงานวิจัยที่รายงานโดย Petry-Johnson et al. [1] และผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียงจะอ้างอิงจากงานวิจัยที่รายงานโดย Vaidyanathan [3] โดยผลการประเมินมีแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยกำลังสูญเสียเพิ่มเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนและภาระการทำงาน เฟืองที่มีขนาดฟันใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีขนาดฟันเล็ก และแบบจำลองสามารถประเมินแนวโน้มของกำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิพลของมุมกดและมุมฮิลิกซ์ได้

อย่างถูกต้อง โดยเฟืองที่มีมุมฮีลิคซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก และเฟืองที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย แบบจำลองดังกล่าวจะถูกนำไปใช้ประเมินกำลังสูญเสียจากชุดทดลงที่สร้างขึ้น

บทที่ 5 ได้เสนอเกี่ยวกับชุดทดลงที่สร้างขึ้นเพื่อศึกษากำลังสูญเสียสำหรับงานวิจัยนี้ ซึ่งเป็นแบบ back-to-back gearbox system ชุดทดลงที่ผู้วิจัยสร้างขึ้นนี้สามารถใช้ทดลงได้ทั้งเฟืองตรงและเฟืองเฉียง และสามารถทดลงได้ในภาวะที่มีภาระและไม่มีภาระแรงบิด การให้ภาระแรงบิดกับระบบชุดทดลงสามารถให้ได้จากการหมุนบิดเพลลาภายในชุดทดลงจากการหมุนบิดคัปปลิงซึ่งมีรูสลักเกลียวที่เยื้องศูนย์กลางกันให้กลับมาตรงกัน โดยในชุดทดลงนี้ถูกออกแบบให้สามารถให้ภาระแรงบิดได้สูงสุดถึง 265 นิวตันเมตร และสามารถหมุนด้วยความเร็วรอบสูงสุดได้ 2500 รอบต่อนาที สุดท้ายในส่วนของชุดทดลงนี้มีการจัดทำระบบของน้ำมันหล่อลื่นเพื่อใช้หล่อลื่นอุปกรณ์ในห้องเกียร์ โดยการหล่อลื่นที่ใช้เป็นการหล่อลื่นแบบฉีดซึ่งสามารถควบคุมอุณหภูมิและอัตราการไหลได้ โดยปัจจัยต่างๆ ที่ต้องการศึกษาในงานวิจัยนี้ คือ 1) อิทธิพลของรูปร่างพื้นฐานของเฟือง ซึ่งประกอบไปด้วย มุมฮีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล และ 2) อิทธิพลของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบการหมุนและภาระการทำงานของเฟืองหรือภาระแรงบิดในระบบ (T_c) การทดลงแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดลงที่ไม่มีภาระให้ภาระและการทดลงที่มีการให้ภาระแรงบิดในระบบ

บทที่ 6 ได้เสนอผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง เพื่อศึกษาอิทธิพลของการออกแบบรูปร่างพื้นฐานของเฟืองซึ่งประกอบไปด้วย มุมฮีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล ตลอดจนสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบการหมุนและภาระแรงบิดในระบบ โดยผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะที่ไม่มีภาระแรงบิดในระบบ พบว่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานของชุดเฟือง A – E มีค่าใกล้เคียงกัน ในส่วนของกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกลซึ่งสามารถวัดได้จากการทดลงในสภาวะที่มีภาระแรงบิดพบว่า เฟืองเฉียงที่มีมุมฮีลิคซ์มากกว่าจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรง เฟืองเฉียงที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมกดน้อย เฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันน้อย และเฟืองเฉียงที่มีโมดูลขนาดใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงที่มีโมดูลขนาดเล็ก นอกจากนี้ในการส่งกำลังด้วยเฟือง กำลังสูญเสียจากการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบและภาระแรงบิดภายในระบบ

บทที่ 7 ได้เสนอการเปรียบเทียบผลการคำนวณจากแบบจำลองกับผลการทดลอง จากผลการเปรียบเทียบพบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการวัดจริงจากการทดลองและกำลังสูญเสีย

ที่ประเมินได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกันเฉพาะอิทธิพลของ มุมกด และโมดูล โดยเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อยจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B และเฟืองเฉียงชุด E ที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่อิทธิพลของมุมอีลิคซ์และความกว้างหน้าฟันนั้นมีแนวโน้มที่ไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยจากผลการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด B ที่มีมุมอีลิคซ์มากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรงชุด A แต่ผลการประเมินพบว่าเฟืองเฉียงชุด B มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A และจากการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด D ที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B แต่จากการประเมินพบว่า เฟืองเฉียงชุด D มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงชุด B และจากการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิพลจากสภาวะการทำงาน พบว่าผลการประเมินกับผลการทดลองมีความสอดคล้องกัน โดยภาระแรงบิดและความเร็วรอบหมุนเพิ่มขึ้น กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ พบว่า ผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งเสนอโดยสมการของ ISOTC60 [8] จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองในกรณีเฟืองชุด A, D และ E และสมการของ Drozdov and Gavrikov [7] จะให้แนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองในกรณีเฟืองชุด B และ C

8.2 อภิปราย

จากการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองที่ได้แสดงไว้ในบทที่ 7 พบว่าผลการประเมินมีแนวโน้มทั้งที่สอดคล้อง และไม่สอดคล้องกันกับผลการทดลอง ทั้งนี้อาจมีสาเหตุจากสมมติฐานต่างๆ ที่ใช้ในงานวิจัยนั้นไม่สอดคล้องกับความเป็นจริง โดยสมมติฐานต่างๆ ที่ใช้ในแบบจำลอง ซึ่งมีความแตกต่างกับการทดลองวัดกำลังสูญเสียมีดังนี้

1. แบบจำลองใช้การวิเคราะห์ทางเรขาคณิต ดังนั้นการขบกันของเฟืองในแบบจำลองจะขบกันที่วงกลมพิตซ์พอดี้ แต่ในความเป็นจริงเฟืองที่สั่งทำอาจมีพารามิเตอร์ที่คลาดเคลื่อนไปเล็กน้อย จึงทำให้เกิดการขบที่ไม่ตรงกันวงกลมพิตซ์ที่ออกแบบไว้
2. แบบจำลองสมมติให้เฟืองเฉียงประกอบด้วยเฟืองตรงย่อยซ้อนกันเป็นชั้นๆ ดังนั้นวิเคราะห์กำลังสูญเสียจากการไถลสามารถวิเคราะห์ได้ในลักษณะ 2 มิติเช่นเดียวกับเฟืองตรง
3. เนื่องจากในงานวิจัยนี้มีข้อจำกัดในด้านการวัดความเร็วผิวของเฟือง ดังนั้นค่าความหยาบผิวที่ใช้ในการคำนวณในแบบจำลองจะใช้ค่าประมาณที่ได้จากการทดลองของงานวิจัยอื่น ซึ่งอาจมีค่าความหยาบผิวไม่ตรงกับค่าความหยาบผิวของฟันเฟืองที่ใช้ทดลองจริง

4. แบบจำลองเฟืองเฉียงจะสมมติให้เฟืองตรงย่อยที่ขบอยู่ส่งกำลังเท่ากัน แต่ในความเป็นจริง อาจมีการกระจายภาระบนเฟืองตรงย่อยที่ไม่เท่ากัน

8.3 ข้อเสนอแนะ

ผู้วิจัยมีข้อเสนอแนะเพื่อให้งานวิจัยที่จะทำต่อเนื่องมีผลลัพธ์ที่ดีขึ้น ดังนี้

ส่วนของแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย

1. ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้สมการสำเร็จนั้น ยังใช้การประมาณค่าความหยาบผิวพื้น โดยอ้างอิงความหยาบผิวจากวิธีการทำเฟืองแบบ hobbing ซึ่งมีค่าความหยาบผิวโดยประมาณเท่ากับ 0.8 ไมโครเมตร ซึ่งเป็นค่าโดยประมาณ ดังนั้นหากต้องการค่าที่เป็นจริงและแม่นยำควรทำการทดลองวัดความหยาบผิว
2. เพื่อเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลองควรมีการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการทดลองวัดความเสียดทานจากการสัมผัสระหว่างผิว โดยใช้เครื่องทดสอบการสัมผัสของผิวแบบ ball disc หรือ twin disc เพื่อให้ทราบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่แม่นยำและสอดคล้องกับสภาวะการทำงานจริง
3. เพื่อให้ได้ความสมบูรณ์ในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในการประเมินค่ากำลังสูญเสียจากแบบจำลอง ควรทำการศึกษาในหลักการของ EHL เพื่อทำการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีความแม่นยำมากที่สุดและสามารถใช้ได้ทุกสภาวะการทำงาน และนำไปเปรียบเทียบกับผลจากการใช้สมการสำเร็จ
4. เพื่อเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลอง ควรมีการศึกษาของการกระจายภาระบนหน้าฟันเฟือง และพัฒนาแบบจำลองให้สามารถประเมินการกระจายภาระในหน้าฟันเฟือง ซึ่งปัจจุบันให้การกระจายภาระบนหน้าฟันมีลักษณะคงที่ตลอดความกว้างหน้าฟัน
5. เพิ่มการพิจารณาการสัมผัสของฟันเฟืองจริง

ส่วนของชุดทดลองวัดกำลังสูญเสีย

1. ควรปรับปรุงในส่วนของการถอดประกอบเฟืองออกจากห้องเกียร์ให้สามารถถอดประกอบด้วยคน 1 คนได้

2. ติดตั้งเซนเซอร์วัดความเร็วรอบที่ปลายเพลลาขับเคลื่อนนอกห้องเกียร์ เนื่องจากการทดลองในงานวิจัยนี้ยังใช้การวัดความเร็วรอบด้วยเครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัสซึ่งไม่สะดวกในการใช้งานมากนัก
3. ทำการทดลองเพื่อศึกษาตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียงให้มากขึ้น โดยมีตัวแปรที่น่าสนใจในการศึกษา ได้แก่ มุมฮีลิคซ์และความกว้างหน้าฟันขนาดอื่นๆ น้ำมันหล่อลื่น ความเรียบของผิวฟัน การทำ tip relief ที่ฟันเฟือง
4. ควรเพิ่มจำนวนชุดเฟืองซึ่งใช้ในการเปรียบเทียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสียให้มากขึ้น ในงานวิจัยนี้มีจำนวนชุดเฟืองที่ใช้ในการเปรียบเทียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของแต่ละตัวแปรเพียง 2 ชุด เท่านั้น ยกตัวอย่างเช่น การศึกษาอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสีย ซึ่งมีการเปรียบเทียบระหว่างชุดเฟืองโมดูล 2 และ 3 มิลลิเมตร การเพิ่มจำนวนชุดเฟืองในการศึกษาจะช่วยให้เห็นแนวโน้มของตัวแปรต่างๆ ได้ชัดเจนมากยิ่งขึ้น
5. ควรปรับปรุงชุดทดลองให้สามารถทำงานที่ภาระแรงบิดสูงได้ (ไม่ต่ำกว่า 500 นิวตันเมตร) เพราะจากการศึกษาผลของมุมฮีลิคซ์ในเฟืองเฉียงนั้นยังมีการสรุปผลของตัวแปรที่ไม่ชัดเจนนัก เนื่องจากข้อจำกัดด้านการให้ภาระ โดยจากงานวิจัยของ Vaidyanathan [3] พบว่าที่ภาระต่ำกว่าภาระสูงจะให้กำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิของมุมฮีลิคซ์ที่แตกต่างกันเช่นกัน

รายการอ้างอิง

- [1] Petry-Johnson, T., Kahraman, A., Anderson, N.E., and Chase, D. Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency, Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Las Vegas, USA, 2007.
- [2] Haizuka, S., Kikusaki, T., and Naruse, C. Studies on Friction Loss of Spur Gears (Effect of Viscosity of Lubricating Oils and Tooth Forms), Trans. Jpn. Soc.Mech. Eng., Vol.64, No.627, pp.292-299, 1998.
- [3] Vaidyanathan, A. An Experimental Investigation of Helical Gear Efficiency. Master's Thesis, Graduate Program in Mechanical Engineering The Ohio State University, 2009.
- [4] Michlin, Y., and Myunster, V. Determination of Power Losses in Gear Transmissions with Rolling and Sliding Friction Incorporated, Mechanism and Machine Theory, Vol.37, pp.167-174, 2002.
- [5] ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์ และคณะ. แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, 2008.
- [6] Benedict, G.H., and Kelly, B.W. Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction, ASLE Transactions, Vol.4, pp.59-70, 1961.
- [7] Drozdov, Y.N., and Gavrikov, Y.A. Friction and Scoring Under the Conditions of Simultaneous Rolling and Sliding of Bodies, Wear, Vol.11, pp.291-302, 1968.
- [8] ISO TC 60, DTR 13989
- [9] Misharin, Y.A. Influence of the Friction Condition on the Magnitude of the Friction Coefficient in the Case of Rollers with Sliding, Proc. Int. Conf. on Gearing, Inst. Mech. Eng., London, pp.159-164, 1958.
- [10] O'Donoghue, J.P., and Cameron, A. Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts, ASLE Transactions, Vol.9, pp. 186-194, 1966.

- [11] Anderson, N.E., and Lowenthal, S.H. Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss, Journal of Mechanical Design, the Century 2 International Power Transmission & Gearing Conference, San Francisco, Calif., 1980.
- [12] Teraucha, Y., Nagamura, K., and Ikejo, K. Study on Friction Loss of Internal Gear Drives (Influence of Pinion Surface Finishing, Gear Speed and Torque), JSME International Journal, Series III, Vol.34, No.1, 1991.
- [13] Heingartner, P., and Mba, D. Determining Power Losses in the Helical Gear Mesh: Case Study, Proceedings of DETC'03 ASEM 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Chicago, USA, 2003.
- [14] Xu, H. Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear pairs. Doctoral dissertation, Ohio State University, 2005.
- [15] Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N.E., and Maddock, D.G. Prediction Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs, the Power Transmission and Gearing Committee of ASME for publication in Journal of Mechanical Design, Vol.129, 2007.
- [16] Britton, R.D., Elcoate, C.D., Alanou, M.P., Evans, H.P., and Snidle, R.W. Effect of Surface Finish on Gear Tooth Friction, The STLE/ASME Tribology Conference, Orlando, FLI, 1999.
- [17] Diab, Y., and Velez, P. Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears, The STLE Annual Meeting in Toronto, Ontario, Canada, 2004.
- [18] Dudley, D.W. Gear Handbook the design, manufacture and application of gears. First Edition. McGraw-Hill, 1962.
- [19] Townsend, D. Dudley's Gear Handbook the design, manufacture and application of gears. 2nd ed., New York: McGraw-Hill, 1992.
- [20] Harris, T.A., and Kotzalas, M.N. Rolling Bearing Analysis – Essential Concepts of Bearing Technology. Boca Raton, CRC Press, 2007.
- [21] Seetharaman, S. Investigation of Load-Independent Power Losses of Gear Systems. Doctoral dissertation, Graduate Program in Mechanical Engineering The Ohio State University, 2009.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก
คำจำกัดความของเฟือง

ก. คำจำกัดความของเฟือง

นิยามของเฟือง

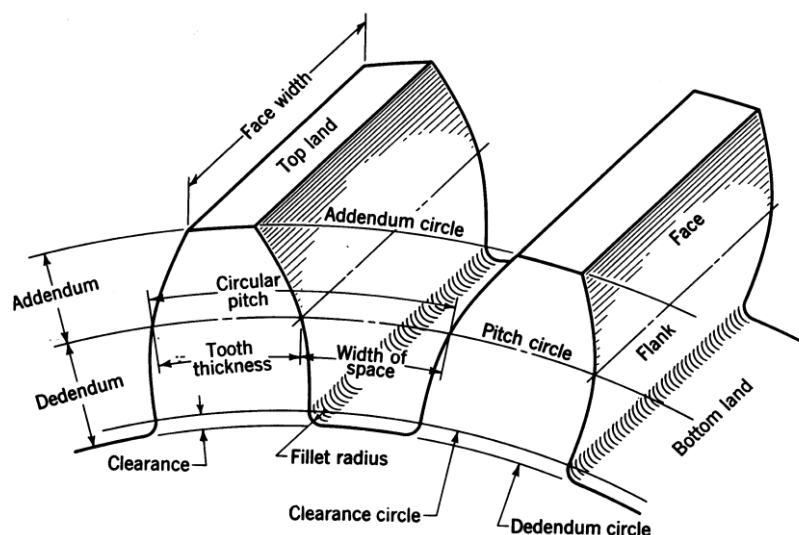
เฟืองเป็นส่วนเครื่องจักรกลที่มีหน้าที่หลักในการส่งกำลังจากจุดหนึ่งไปอีกจุดหนึ่ง โดยเฟืองมีอยู่หลายชนิดด้วยกัน เช่น เฟืองตรง (Spur gears) เฟืองเฉียง (Helical gears) และ เฟืองดอกจอก (Bevel gears) เป็นต้น แต่ในบทความนี้จะกล่าวถึงเฟืองตรงและเฟืองเฉียงเป็นหลัก

เฟืองตรง เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลานึงไปยังอีกเพลานึงที่ขนานกัน ส่วนมากเฟืองขับ (Driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (Driven gears) และมีชื่อเรียกว่า พิเนียน (Pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเกียร์ (Gear) แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้

เฟืองเฉียง เป็นเฟืองส่งกำลังที่มีฟันเฉียงทำมุมกับแกนหมุน มีลักษณะคล้ายเฟืองฟันตรง แต่มีเสียงที่เกิดจากการทำงานเบากว่าเฟืองฟันตรง นอกจากนี้เฟืองเฉียงยังใช้ในการส่งกำลังให้กับเพลานอนที่ขนานกันได้อีกด้วย

คำจำกัดความของเฟือง

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆของเฟือง พิจารณารูป ก.1 ดังต่อไปนี้



ภาพที่ ก.1 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

- วงกลมพิตช์ (Pitch circle) เป็นมิติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง (Pitch diameter) ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์
- เซอคิวลาพิตช์ (Circular pitch) เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป จากรูป ก.1 จะเห็นว่าระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน
- โมดูล (Module) เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วย SI
- ไดอะมิทริคัลพิตช์ (Diametral pitch) เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะมิทริคัลพิตช์นี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนแปลงให้เป็นระบบหน่วย SI ดังนั้นความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์จึงใช้บอกเป็นนิ้ว
- แอดเดนดัม (Addendum) หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟัน (Top land) ถึงวงกลมพิตช์
- ดีเดนดัม (Dedendum) หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างโคนฟัน (Bottom land) ถึงระยะพิตช์
- เคลียร์รันซ์ (Clearance) ในการที่เฟือง 2 เฟืองขบกัน ดีเดนดัมของเฟืองที่หนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อจะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้ เรียกว่า เคลียร์รันซ์
- แบ็คแลช (Backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ขบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการขับเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขับจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไป แบ็คแลชนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองขยายตัวได้เมื่อมีอุณหภูมิสูง ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง

- ความหนาของฟัน (Face width) คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟืองซึ่งในที่นี้เรียกว่าความหนาเฟือง
- แฟล็งค์ (Flank) คือ ผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม
- อัตราทด (Velocity ratio) m_w คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ “1” และ “2” แทนเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_w = \omega_1/\omega_2 = \Omega_1/\Omega_2 = D_{p2}/D_{p1} = Z_2/Z_1$$

โดย m_w คือ อัตราทด

ω คือ ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

Ω คือ ความเร็วรอบ (rpm)

D_p คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (mm หรือ in)

Z คือ จำนวนฟัน

- อัตราส่วนเฟือง (Gear ratio) m_g คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของ พิเนียน เมื่อพิเนียนเป็นตัวขับ

$$m_g = m_w = Z_2/Z_1$$

ภาคผนวก ข

การสร้างและการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด

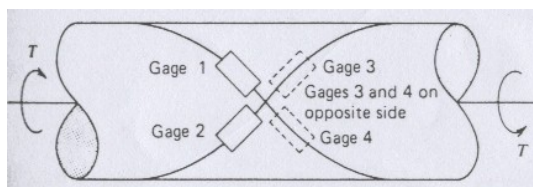
ข. การสร้างและการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดภาระแรงบิด

ในการทดลองเพื่อหาค่ากำลังสูญเสียในระบบส่งกำลังของชุดทดลอง back-to-back gearbox system จำเป็นต้องมีการให้ภาระแรงบิดเข้าไปในระบบ โดยให้ภาระแรงบิดที่เพลลา และทำให้เพลลาบิดค้ำง เพื่อให้เกิดภาระแรงกตที่หน้าฟันของเฟือง เป็นการให้ภาระที่ฟันเฟือง ดังนั้นจึงต้องมีการวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นบนเพลลา เพื่อตรวจสอบว่าค่าภาระแรงบิดที่เพลลามีค่าเท่าไร โดยการสร้างเครื่องมือวัดแรงบิดบนเพลลาอย่างง่าย โดยการต่อ strain gage 4 ตัว ในลักษณะวงจรแบบ full bridge โดยจะวัดค่าแรงบิดบนเพลลาออกในรูปของแรงเคลื่อนไฟฟ้า (Voltage) แล้วนำค่าแรงเคลื่อนที่ได้ไปเปรียบเทียบกับค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นบนเพลลา

การวัดแรงบิดเข้าชุดทดลองเพื่อนำไปคำนวณกำลังสูญเสียในระบบชุดทดลอง ทำโดยติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque trasducer) ที่ภายนอก โดยจะติดตั้งอยู่ระหว่างเพลลาส่งกำลังที่มาจากพู่เล่ตัวตามและเพลลาขับก่อนเข้าชุดทดลอง ในขณะที่มีการให้ภาระแรงบิดกับอุปกรณ์วัดแรงบิด อุปกรณ์วัดแรงบิดจะส่งสัญญาณออกมาในรูปแรงเคลื่อนไฟฟ้า ดังนั้นจึงต้องมีการเปรียบเทียบค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้กับค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นบนอุปกรณ์ เพื่อให้สามารถวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นจริงได้และทำให้ค่าที่วัดได้จากอุปกรณ์มีความน่าเชื่อถือมากยิ่งขึ้น

ข1. ขั้นตอนการสร้างอุปกรณ์วัดภาระแรงบิดในระบบ

1. ติด strain gage 4 ตัว ในแนวทะแยง ทำมุม 45 องศา กับแนวแกนกลางเพลลา และกำหนดตำแหน่งของ strain gage แต่ละตัวให้ชัดเจนโดยการทำสัญลักษณ์หมายเลขไว้ที่สายของ strain gage แต่ละตัว วิธีการติด strain gage สามารถหาดูได้จากคู่มือการติด strain gage ทั่วไป

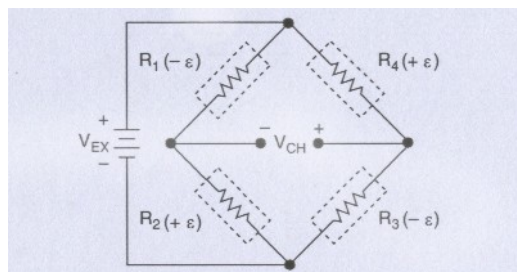


ภาพที่ ข.1 ตำแหน่งการติด strain gage



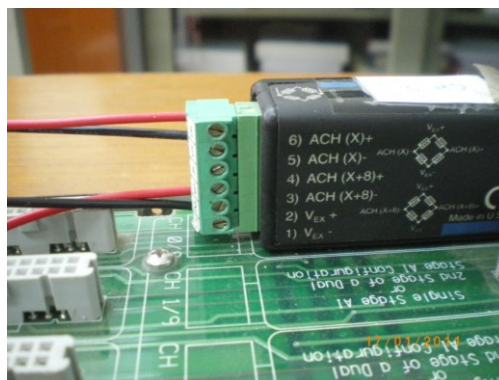
ภาพที่ ข.2 ตำแหน่งการติด strain gage ที่เพลลาจริง

2. นำสายไฟที่ต่อจากขาของ strain gage แต่ละตัวมาเชื่อมต่อกันเป็นวงจรแบบ full bridge



ภาพที่ ข.3 การต่อวงจร full bridge ของ strain gage

3. ต่อสายสัญญาณที่ตำแหน่งแรงเคลื่อนไฟฟ้าขาออกและแรงดันไฟฟ้าขาเข้าที่ตำแหน่งตามภาพ เพื่อนำสายสัญญาณที่ออกจากวงจรทั้ง 4 เส้นไปต่อกับกล่อง module ซึ่งติดตั้งอยู่ในอุปกรณ์ขยายสัญญาณแรงเคลื่อนไฟฟ้าจาก strain gage (strain amplifier) เพื่อวัดสัญญาณแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ออกจากวงจร full bridge



ภาพที่ ข.4 การต่อสายสัญญาณจากวงจร full bridge ของ strain gage กับกล่อง module

ข2. วิธีการปรับเทียบอุปกรณ์วัดภาระแรงบิดในระบบ

1. ประกอบเพลลาที่ติด strain gage เข้ากับตุ้กดตา (bearing housing) และยึดฐานตุ้กดตาเข้ากับโต๊ะ โดยเพลลาข้างหนึ่งของเพลลาจะทำการยึดแน่นกับโต๊ะด้วยสลักเกลียว และปลายเพลลาอีกข้างหนึ่งยึดติดกับแกนถ่วงน้ำหนักดังภาพ



ภาพที่ ข.5 การติดตั้งเพลลาบนโต๊ะสำหรับการปรับเทียบ

2. นำสายสัญญาณทั้ง 4 เส้นต่อเข้ากับ strain amplifier จากนั้นต่อสายสัญญาณจากเครื่อง strain amplifier ต่อเข้ากับ PCI การ์ด ที่ติดตั้งอยู่ในคอมพิวเตอร์ และใช้โปรแกรม labview เพื่อเก็บค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่เกิดขึ้นระหว่างการปรับเทียบ



ภาพที่ ข.6 การเชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์

3. ปรับเทียบบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยเริ่มจากขณะที่ไม่ได้เริ่มใส่แกนถ่วงน้ำหนัก หรือในขณะที่ไม่มีภาระแรงบิด(แรงบิดเท่ากับศูนย์) โดยการปรับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ออกจากวงจร full bridge ให้มีค่าเท่ากับศูนย์ โดยการปรับขั้วสกรูที่อยู่ด้านบนของกล่อง module ที่อยู่ในเครื่อง

strain amplifier จากนั้นเริ่มถ่วงน้ำหนักโดยน้ำหนักแรกที่ใช้คือน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนัก และนำไปคำนวณเป็นค่าแรงบิดโดยนำค่าน้ำหนักคูณระยะทางระหว่างจุดถ่วงน้ำหนักกับจุดกึ่งกลางเพลลา ซึ่งค่าแรงบิดจากน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนักจะถูกนำไปบวกเพิ่มให้กับทุกๆ แรงบิดในการถ่วงที่น้ำหนักอื่นๆ ด้วย อ่านและบันทึกค่าแรงดันไฟฟ้าจากโปรแกรม labview ในคอมพิวเตอร์



ภาพที่ ข.7 การถ่วงน้ำหนักที่แขนถ่วงน้ำหนักเพื่อให้แรงบิดที่เพลลา

4. ถ่วงน้ำหนักเริ่มที่ 5 kg และเพิ่มขึ้นทีละ 5 kg อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า จนถึงขนาดน้ำหนัก 40 kg
5. อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าย้อนกลับ โดยการนำน้ำหนักถ่วง ออกทีละ 5 kg จนไม่มีน้ำหนักและแขนถ่วงน้ำหนักถ่วง (ค่าแรงบิดเป็นศูนย์)
6. คำนวณแรงบิดที่เกิดจากการถ่วงน้ำหนักขนาดต่างๆ
7. นำค่าแรงบิดที่คำนวณได้กับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้จากบันทึกค่าขณะถ่วงน้ำหนักมาเขียนกราฟการเปรียบเทียบ และหาสมการถดถอยแบบเชิงเส้นเพื่อแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงดันไฟฟ้ากับแรงบิด โดยสมการนี้สามารถนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าแรงบิดในการทดลองจริง

ผลการเปรียบเทียบสำหรับวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นในระบบ แสดงดังตารางที่ ข.1 และภาพที่ ข.8 ส่วนสมการการถดถอยที่ได้จากการเปรียบเทียบ คือ

$$T_s = \frac{V_s - 0.0259}{-0.0146}$$

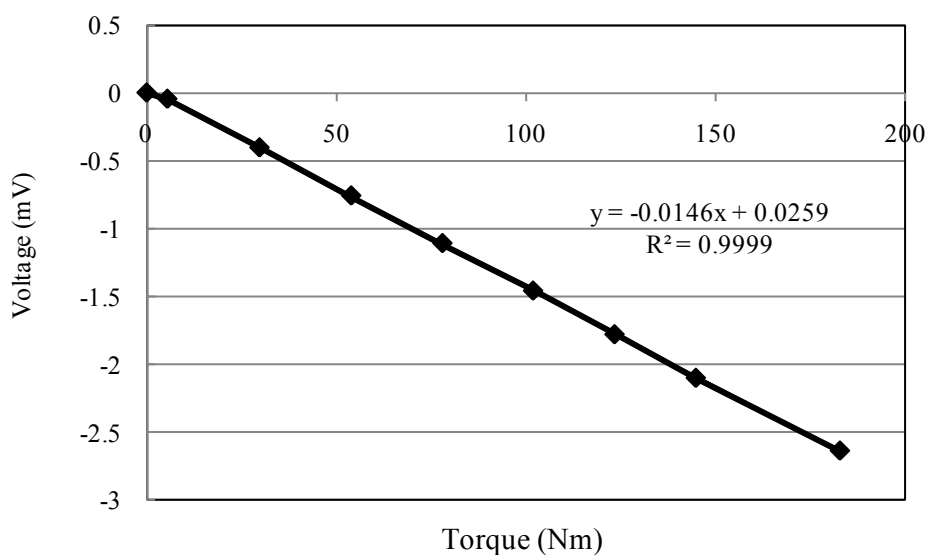
โดย

 $T_S =$ ค่าแรงบิดจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดในระบบ (Nm)

 $V_S =$ แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดในระบบ (mV)

ตารางที่ ข.1 การปรับเทียบอุปกรณ์วัดภาวะแรงบิดภายในระบบ

ขนาดของน้ำหนักถ่วง (kg)	แรงบิด (Nm)	ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า (mV)
ไม่มีน้ำหนักถ่วง	0	0.0034
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค	5.4803	-0.0424
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+5kg	29.8224	-0.4022
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+10kg	54.0526	-0.7577
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+15kg	78.1487	-1.1097
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+20kg	102.0888	-1.4611
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+25kg	123.6165	-1.7838
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+29.072kg	145.0867	-2.1060
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+37.072kg	183.1597	-2.6437



ภาพที่ ข.8 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ

ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ (R) จากภาพที่ ข.8 มีค่าเท่ากับ 0.9998 ซึ่งมีค่ามากกว่า 0.9 ดังนั้นสมการเส้นตรงที่คำนวณได้จึงสามารถแทนความสัมพันธ์ของข้อมูลดังกล่าวได้

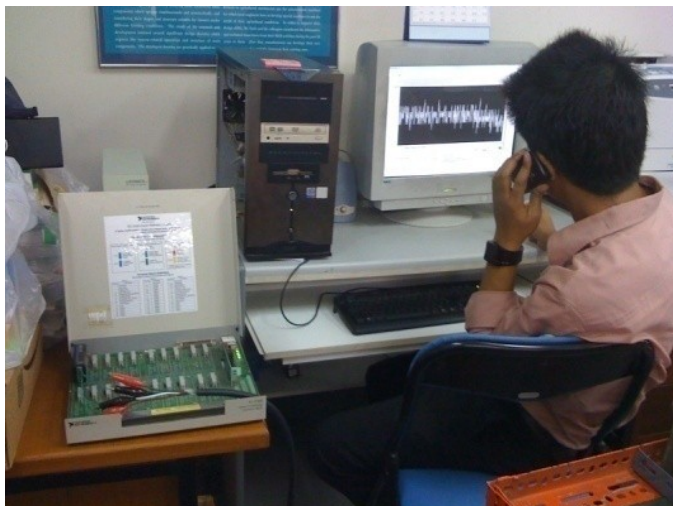
ข3. วิธีการปรับเทียบอุปกรณ์อุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)

1. นำอุปกรณ์มาจัดวางบนโครงที่ใช้ในการสอบเทียบดังภาพ โดยจากการจัดวางในภาพจะมีการยึดแขนทอร์คด้านหนึ่งไว้แน่นกับโครงด้วยสลักเกลียว ส่วนแขนทอร์คอีกด้านหนึ่งจะต่อกับ ตัวแขวนถ่วงน้ำหนัก โดยที่ด้านบนของอุปกรณ์จะมีสายสัญญาณต่อเพื่อวัดสัญญาณไปเข้าอุปกรณ์ขยายสัญญาณ strain amplifier เพื่อขยายสัญญาณเข้าคอมพิวเตอร์ และใช้โปรแกรม labview ในการเก็บค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ออกมาจากอุปกรณ์วัดแรงบิด



ภาพที่ ข.9 การติดตั้ง torque transducer บนโครงสอบเทียบ

2. ตั้งค่าศูนย์ (set zero) ในขณะที่ไม่มีการให้แรงบิดกับอุปกรณ์ที่กล่อง module ของอุปกรณ์ขยายสัญญาณ strain amplifier
3. จากนั้นเริ่มถ่วงน้ำหนักโดยน้ำหนักแรกที่ได้คือน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนัก และนำไปคำนวณเป็นค่าแรงบิดโดยนำค่าน้ำหนักคูณระยะทางระหว่างจุดถ่วงน้ำหนักกับจุดกึ่งกลางเพลลา ซึ่งค่าแรงบิดจากน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนักจะถูกนำไปบวกเพิ่มให้กับทุกๆแรงบิดในการถ่วงที่น้ำหนักอื่นๆด้วย อ่านและบันทึกค่าแรงดันไฟฟ้าจากโปรแกรม labview ในคอมพิวเตอร์
4. นำมวล 1 kg มาแขวนกับแขนข้างหนึ่งที่ตั้งอยู่กับอุปกรณ์วัดแรงบิด อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากโปรแกรม labview



ภาพที่ ข.10 การอ่านค่าสัญญาณจาก torque transducer

5. เพิ่มมวลขึ้นทีละ 1 kg อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า จนถึง 20 kg
6. เก็บค่าย้อนกลับ อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยเอามวลออกทีละ 1 kg จนกระทั่งไม่มีมวลและแขนถ่วงน้ำหนักถ่วง (ค่าแรงบิดเป็นศูนย์)
7. คำนวณแรงบิดที่เกิดจากการถ่วงมวลขนาดต่างๆ
8. นำค่าแรงบิดที่คำนวณได้กับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้จากบันทึกค่าขณะถ่วงน้ำหนักมาเขียนกราฟการเปรียบเทียบ และหาสมการถดถอยแบบเชิงเส้นเพื่อแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้ากับแรงบิด โดยสมการนี้สามารถนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าแรงบิดในการทดลองจริง

ผลการเปรียบเทียบสำหรับวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นในระบบ แสดงดังตารางที่ ข.2 และภาพที่ ข.11 ส่วนสมการการถดถอยที่ได้จากการเปรียบเทียบ คือ

$$T_L = \frac{V_L - 0.0028}{-0.0759}$$

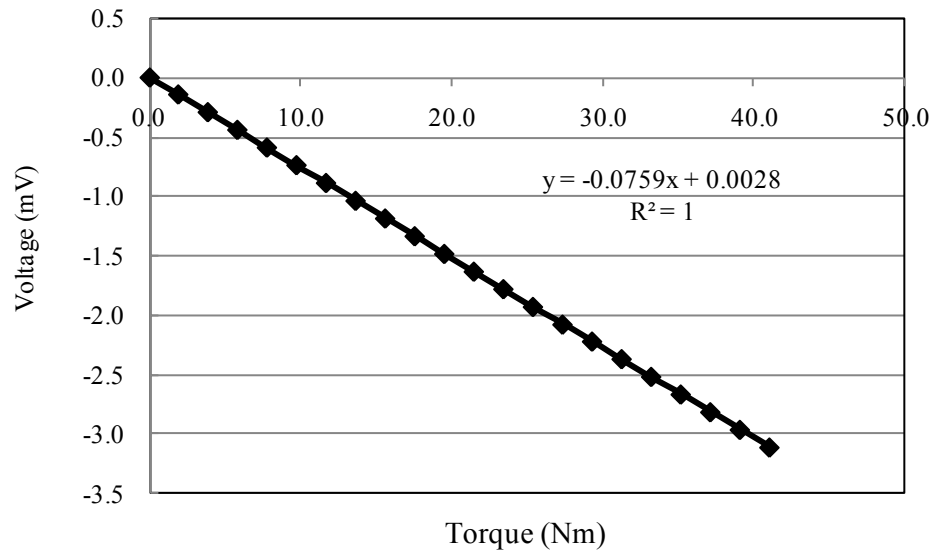
โดย T_L = ค่าแรงบิดจากการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer) (Nm)

V_L = แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer) (mV)

ค่าสัมประสิทธิ์สหสัมพันธ์ (R) จากภาพที่ ข.11 คำนวณได้เท่ากับ 0.9999 ซึ่งมีค่ามากกว่า 0.9 ดังนั้นสมการเส้นตรงที่คำนวณได้จึงสามารถแทนความสัมพันธ์ของข้อมูลดังกล่าวได้

ตารางที่ ข.2 การปรับเทียบ Torque transducer

ขนาดของน้ำหนักถ่วง (kg)	แรงบิด (Nm)	ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า (mV)
ไม่มีน้ำหนักถ่วง	0	0.0045
น้ำหนักแขนทอร์ค	1.8897	-0.1381
น้ำหนักแขนทอร์ค+1kg	3.8497	-0.2872
น้ำหนักแขนทอร์ค+2kg	5.8097	-0.4364
น้ำหนักแขนทอร์ค+3kg	7.7697	-0.5854
น้ำหนักแขนทอร์ค+4kg	9.7297	-0.7339
น้ำหนักแขนทอร์ค+5kg	11.6897	-0.8839
น้ำหนักแขนทอร์ค+6kg	13.6497	-1.0343
น้ำหนักแขนทอร์ค+7kg	15.6097	-1.1832
น้ำหนักแขนทอร์ค+8kg	17.5697	-1.3326
น้ำหนักแขนทอร์ค+9kg	19.5297	-1.4815
น้ำหนักแขนทอร์ค+10kg	21.4897	-1.6312
น้ำหนักแขนทอร์ค+11kg	23.4497	-1.7784
น้ำหนักแขนทอร์ค+12kg	25.4097	-1.9283
น้ำหนักแขนทอร์ค+13kg	27.3697	-2.0772
น้ำหนักแขนทอร์ค+14kg	29.3297	-2.2200
น้ำหนักแขนทอร์ค+15kg	31.2897	-2.3680
น้ำหนักแขนทอร์ค+16kg	33.2497	-2.5174
น้ำหนักแขนทอร์ค+17kg	35.2097	-2.6660
น้ำหนักแขนทอร์ค+18kg	37.1697	-2.8153
น้ำหนักแขนทอร์ค+19kg	39.1297	-2.9638
น้ำหนักแขนทอร์ค+20kg	41.0897	-3.1126



ภาพที่ ข.11 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์ Torque transducer

ภาคผนวก ค

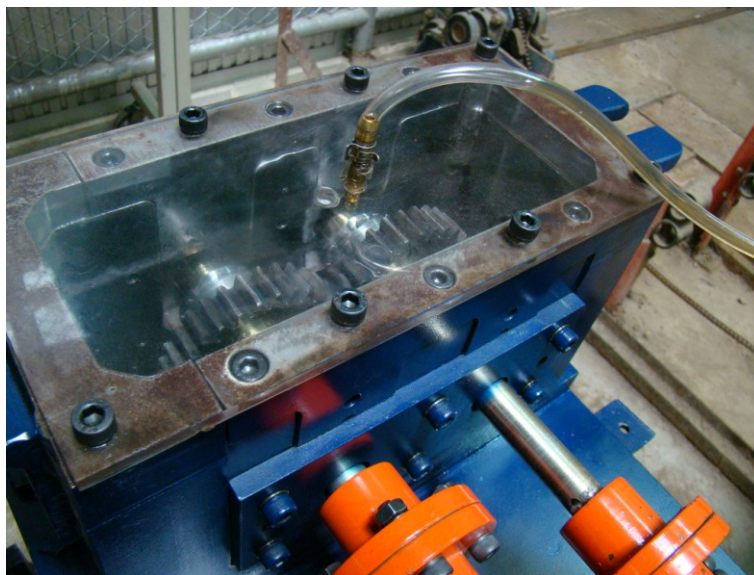
วิธีการทดลองหาค่าลัษณูเสียดภายในระบบชุดทดลอง

ค. วิธีการทดลองหาค่าลึงสูญเสียนภายในระบบชุดทดลอง

ในส่วนของการทดลองสามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วน คือ การทดลองหาค่าลึงสูญเสียนขณะไม่มีภาระ และการทดลองหาค่าลึงสูญเสียนขณะมีภาระ ซึ่งมีวิธีการทดลองดังนี้

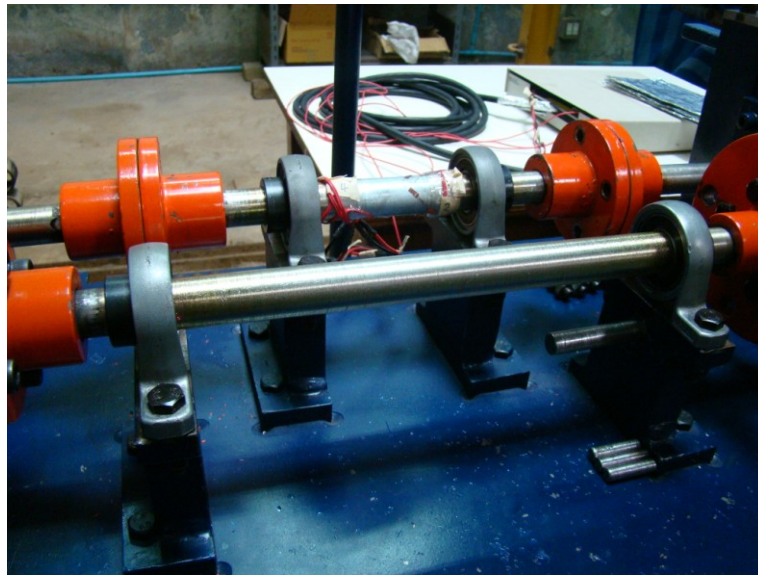
ค1. วิธีการทดลองหาค่าลึงสูญเสียนขณะไม่มีภาระ

1. ประกอบเฟืองในแต่ละกรณี ลงในห้องเกียร์แต่ละห้อง เช็กระดับ และศูนย์ของเพลลาของชุดทดลองด้วย dial guage ต่อสายไฟจากอุปกรณ์วัดแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์เข้ากับ DAQ ซึ่งจะเชื่อมต่อค้างไว้ตลอดการทดลอง
2. ปลดสลักเกลียวที่โหลดคัปปลิง สลักเกลียวที่คัปปลิงที่เชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับอุปกรณ์วัดแรงบิดเข้าห้องเกียร์ และสลักเกลียวที่ยึดคัปปลิงของเพลลาทางด้านในทั้งสองด้าน เพื่อคลายแรงบิดที่ค้างอยู่ในระบบ ต่อสายจากวงจร full bridge สเตอรนเกจ (อุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ) ที่เพลลาทางด้านในของชุดทดลองเข้ากับ DAQ เปิดโปรแกรม LABVIEW ตั้งค่าศูนย์ แล้วยึดสลักเกลียวของเพลลาทางด้านในกลับเหมือนเดิม



ภาพที่ ค.1 การประกอบเฟืองลงในห้องเกียร์

3. ประกอบและยึดสลักเกลียวของโหลดคัปปลิ่งในกรณีไม่มีภาวะ (คัปปลิ่งที่มีรูเจาะตรง ศูนย์) ทำให้เพลลาต่อเชื่อมกันภายในระบบ วัดค่าภาระภายในระบบ ซึ่งในกรณีไม่มีการให้ ภาระนั้น ค่าที่วัดได้จะมีค่าภาระแรงบิดต่ำมากซึ่งมีค่าอยู่ในช่วง ประมาณ 0-10 Nm ซึ่งเป็นช่วงที่ยอมรับได้ในการประมาณค่าเป็นกรณีไม่มีภาวะ
4. ถอดสายไฟจากวงจร full bridge ที่เพลากลาง ตั้งค่าศูนย์สำหรับอุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้า ห่องเกียร์ แล้วยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ่งซึ่งเชื่อมต่อเพลลาจากห่องเกียร์กับอุปกรณ์วัดแรงบิด ขาเข้าห่องเกียร์กลับเหมือนเดิม



ภาพที่ ค.2 การต่อสายวงจร full bridge เข้ากับ DAQ



ภาพที่ ค.3 การยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ่งที่เชื่อมต่อเพลลาจากห่องเกียร์กับอุปกรณ์วัดแรงบิด

5. เปิดระบบน้ำมันหล่อลื่นโดยควบคุมอัตราการไหลไว้ที่ 2 LPM (อัตราการไหลของแต่ละห้องเกียร์เท่ากับ 1 LPM) ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำมันสามารถทำได้โดยการปรับความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับปั้มน้ำมันซึ่งในนี้ตั้งไว้ที่ 40 Hz
6. เปิดฮีตเตอร์เพื่อให้ความร้อนกับน้ำมันหล่อลื่นก่อนเข้าห้องเกียร์ให้มีอุณหภูมิอยู่ช่วง 60-70 °C ซึ่งเป็นช่วงที่ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นแปรผันน้อย และควบคุมให้อยู่ในช่วงอุณหภูมิ 60-70 °C ตลอดการทดลองโดยการตั้งค่าที่ตัวควบคุมที่อยู่ในชุดอุปกรณ์ แสดงผลแบบดิจิตอล



ภาพที่ ค.4 ระบบน้ำมันหล่อลื่นควบคุมอัตราการไหลโดยการปรับความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับปั้มน้ำมัน



ภาพที่ ค.5 ชุดอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิแสดงผลแบบดิจิตอล

7. เดินเครื่องเป็นเวลาประมาณ 5 นาที (สำหรับเฟืองชุดใหม่ที่ยังไม่ผ่านการขบส่งกำลังใช้เวลา 10 นาที) ที่ความเร็วรอบ 2500 รอบต่อนาที
8. เมื่อครบเวลาตามกำหนด ทำการเดินเครื่องที่ความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที เป็นเวลา 2 นาที แล้วทำการเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ที่อุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์ โดยใช้โปรแกรม LABVIEW และค่าอุณหภูมิของน้ำมันก่อนเข้าห้องเกียร์ที่หน้าจอแสดงผลแบบดิจิทัล หลังจากนั้นเพิ่มความเร็วยังเป็น 1000 1500 2000 และ 2500 รอบต่อนาที ตามลำดับ โดยการเพิ่มความเร็วยังสามารถปรับค่าได้ความถี่จากตัวอินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับเคลื่อนชุดทดลอง และวัดความเร็วรอบเพลลาโดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Tachometer)



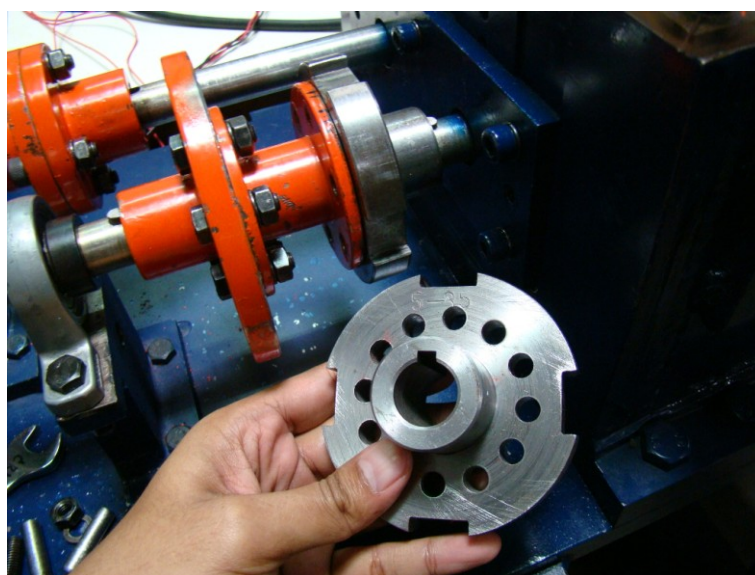
ภาพที่ ค.6 การเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์โดยใช้โปรแกรม LABVIEW ในการเก็บค่า



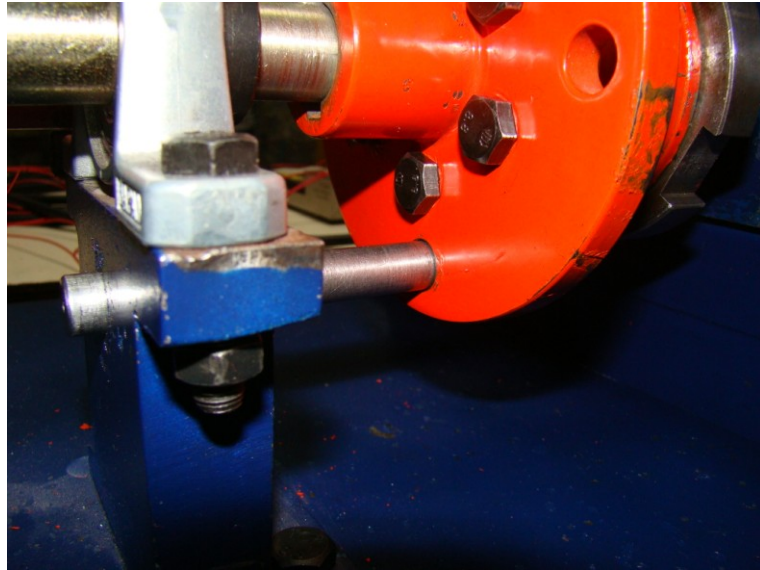
ภาพที่ ค.7 การวัดความเร็วรอบการหมุนของเพลลาโดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส

ค2. การทดลองหาค่าลึงสูญเสียนะมีภาวะ

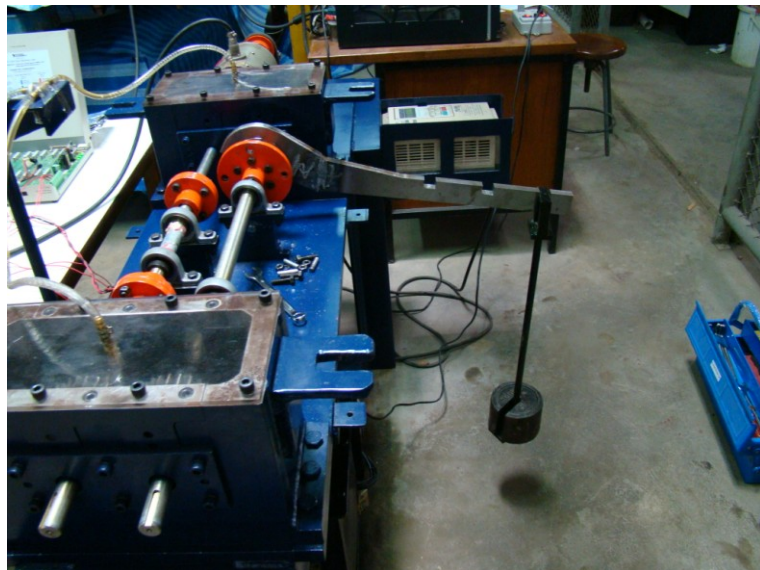
1. ปลดสลักเกลียวที่โหลดคัปปลิ้งและสลักเกลียวที่คัปปลิ้งที่เชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับ อุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์ เพื่อคลายแรงบิดที่ค้างอยู่ในระบบ ต่อสายจากวงจร full bridge สเตรนเกจที่เพลลาทางด้านในของชุดทดลองเข้ากับ DAQ เปิดโปรแกรม LABVIEW
2. ถอดเปลี่ยนโหลดคัปปลิ้งเป็นคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลาง โดยเริ่มจากคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลางน้อยที่สุดก่อน ทำการขันสลักไว้ที่ตุ้กดากับโหลดคัปปลิ้งด้านหนึ่ง เพื่อไม่ให้เกิดการหมุนตามของเพลลาขณะถ่วงน้ำหนักเพื่อให้เพลลาบิด หลังจากนั้นทำการบิดเพลลาโดยการใส่แขนถ่วงน้ำหนัก แล้วถ่วงน้ำหนักจนรูเจาะที่เยื้องมาตรงกัน แล้วทำการยึดสลัก และสลักเกลียวที่ตัวโหลดคัปปลิ้ง หลังจากยึดโหลดคัปปลิ้งเสร็จแล้วจะทำให้มีภาวะแรงบิดค้างเกิดขึ้นระบบ โดยการให้ภาวะแรงบิดภายในระบบจะกล่าวโดยละเอียดในหัวข้อถัดไป



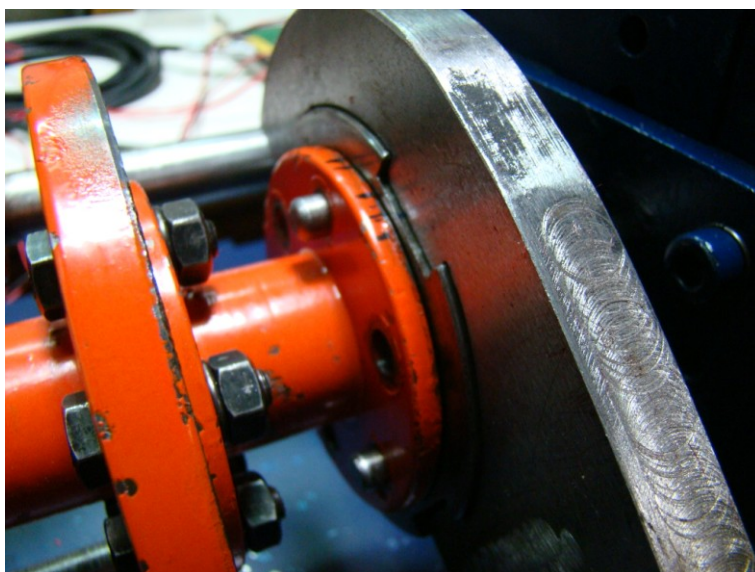
ภาพที่ ค.8 เปลี่ยนโหลดคัปปลิ้งเป็นคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลาง



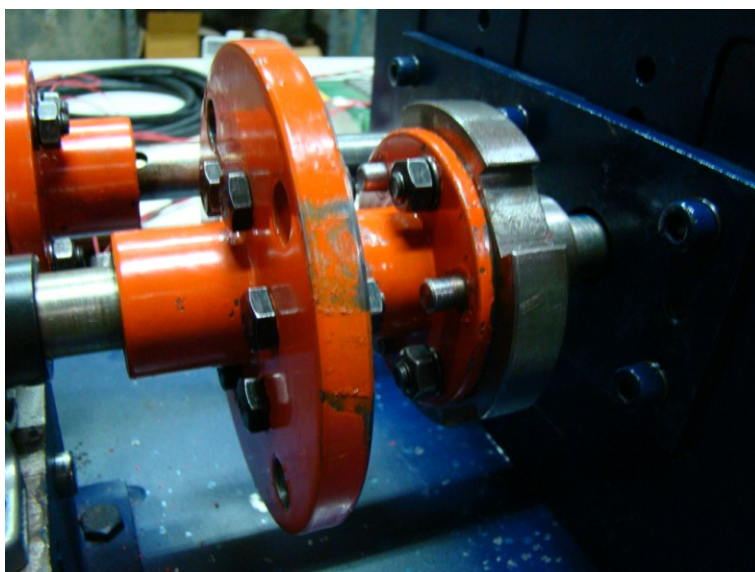
ภาพที่ ค.9 ขัดสลักไว้ที่ติดต่อกับไหลดคป์ปลิ่ง



ภาพที่ ค.10 ขั้นตอนการถ่วงน้ำหนักที่ไหลดคป์ปลิ่งที่ด้านที่มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลาง



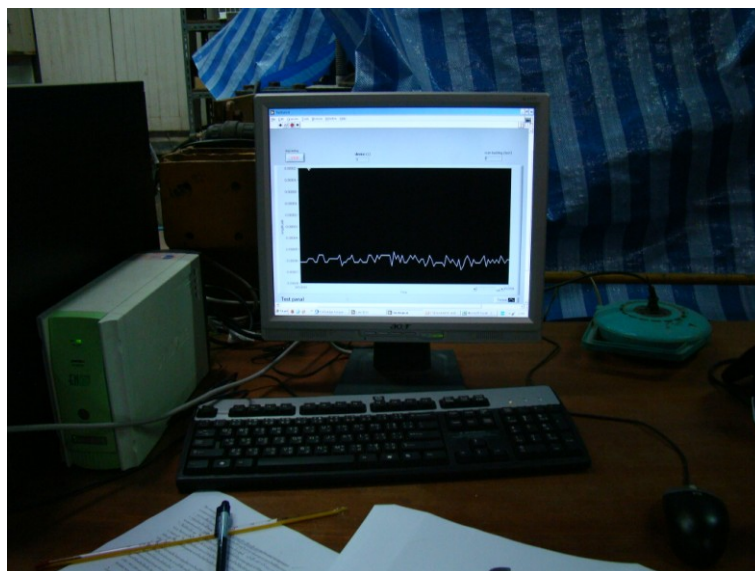
ภาพที่ ค.11 ไส้สลักเมื่อรูเจาะตรงกันขณะถ่วงน้ำหนัก



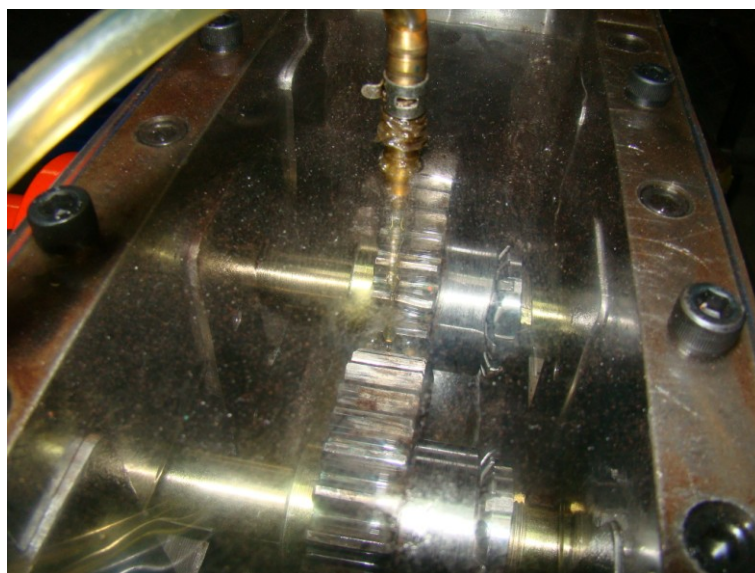
ภาพที่ ค.12 ยึดสลักเกลียวเพื่อให้เพลลาบิดค้ำงและเกิดแรงอัดที่หน้าฟัน

3. วัดค่าภาระแรงบิดภายในระบบที่เพลลาทางด้านในของชุดทดลอง โดยโปรแกรม LABVIEW ค่าภาระแรงบิดที่วัดได้ต้องมีค่าอยู่ในช่วงที่กำหนดไว้ข้างต้นในบทที่ 4 โดยค่าภาระแรงบิดต้องเริ่มจากช่วงภาระแรงบิดค่าน้อยไปยังช่วงที่มีค่ามาก

4. ถอดสายไฟจากวงจรบริดจ์ที่เพลากลาง แล้วยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ่งที่เชื่อมต่อเพลากับห้องเกียร์กับเครื่องวัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์กลับเหมือนเดิม
5. เปิดระบบน้ำมันหล่อลื่นโดยควบคุมอัตราการไหลไว้ที่ 2 LPM



ภาพที่ ค.13 วัดค่าแรงบิดภายในระบบโดยโปรแกรม LABVIEW

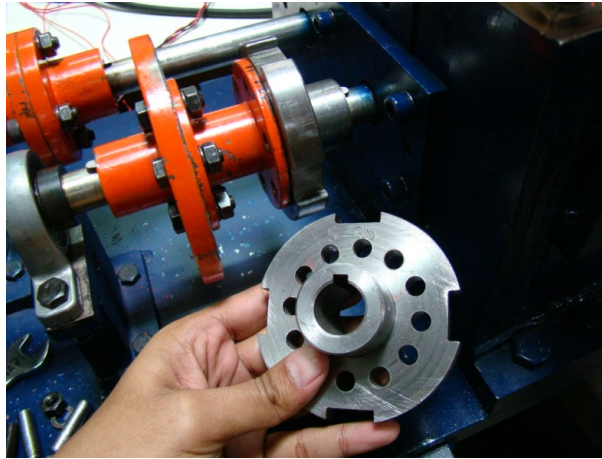


ภาพที่ ค.14 การหล่อลื่นเฟืองภายในห้องเกียร์ โดยการฉีดน้ำมันหล่อลื่นไปที่ตำแหน่งขอบของเฟือง

6. เปิดฮีตเตอร์และควบคุมอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นให้อยู่ในช่วง $60-70^{\circ}\text{C}$ ตั้งค่าการควบคุมอุณหภูมิที่ $60-70^{\circ}\text{C}$ ที่หน้าจอแสดงผลแบบดิจิทัล
7. เดินเครื่องเป็นเวลาประมาณ 5 นาที ที่ความเร็วรอบสูง ประมาณ 2500 รอบต่อนาที เพื่อเป็นการอุ่นเครื่อง
8. เมื่อครบเวลาตามกำหนด ทำการเดินเครื่องที่ความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที เป็นเวลา 2 นาที แล้วทำการเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ที่อุกรณ์วัดแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ โดยใช้โปรแกรม LABVIEW หลังจากนั้นเพิ่มความเร็วรอบเป็น 1000 1500 2000 และ 2500 rpm ตามลำดับ จากเครื่องอินเวอร์เตอร์ ของมอเตอร์ตัวขับเคลื่อน
9. หลังจากเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ได้ทุกความเร็วรอบแล้วทำการเพิ่มภาระแรงบิดในระบบ โดยการเปลี่ยนโหลดคัปปลิ่ง เป็นคัปปลิ่งที่มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลางมากขึ้น ทำการทดลองซ้ำจากขั้นตอนที่ 1. ถึงขั้นตอนที่ 8. ทำการทดลองจนได้ค่าภาระแรงบิดในระบบครบ 5 ช่วง ทุกความเร็วรอบ
10. เมื่อทำการทดลองจนได้ครบทุกช่วงภาระแรงบิดแล้ว ทำการเปลี่ยนรูปแบบของเฟืองเพื่อศึกษาในกรณีอื่นต่อไป



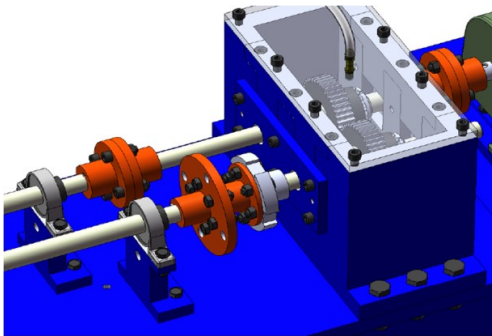
ภาพที่ ค.15 ปรับเปลี่ยนความเร็วรอบโดยอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความถี่ของมอเตอร์ตัวขับเคลื่อน



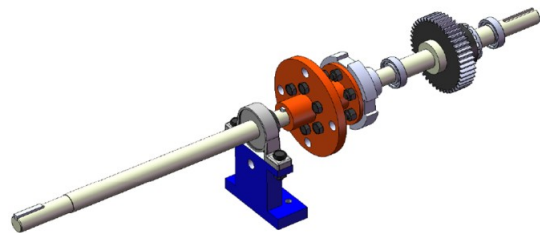
ภาพที่ ค.16 การเพิ่มภาระแรงบิดโดยเปลี่ยนโหลดคัปปลิ่งให้มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลางมากขึ้น

ค3. ขั้นตอนและวิธีการให้ภาระ

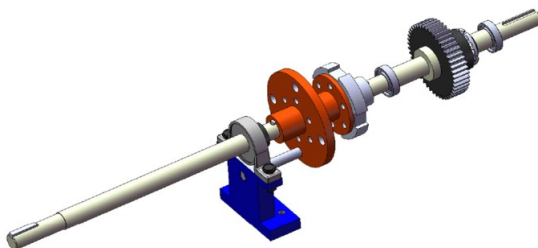
วิธีการให้ภาระกับชุดเฟืองสามารถแสดงได้ดังภาพ และมีขั้นตอนโดยละเอียดดังต่อไปนี้



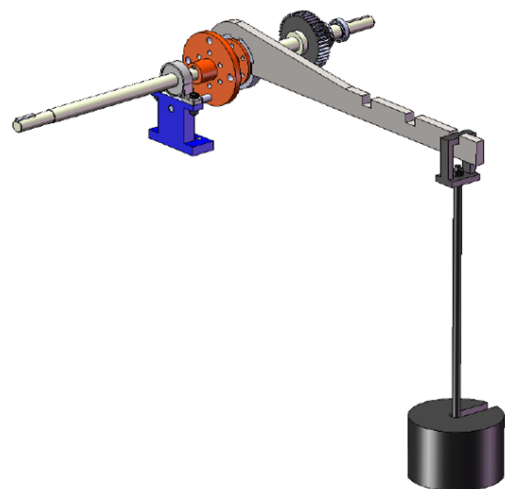
ภาพที่ ค.17 ตำแหน่งของโหลดคัปปลิ่ง



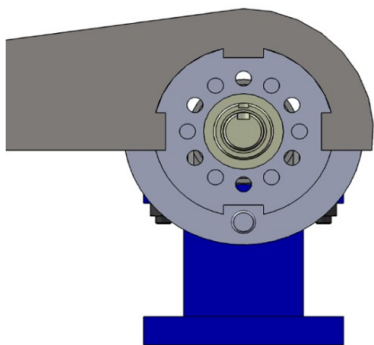
ภาพที่ ค.18 โหลดคัปปลิ่งในขณะใช้งาน



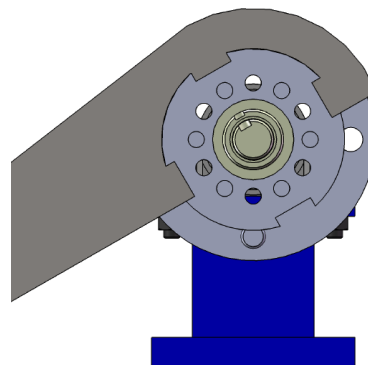
ภาพที่ ค.19 การขีดสลักเพื่อถ่วงน้ำหนัก



ภาพที่ ค.20 การถ่วงน้ำหนักบนแขนถ่วง



ภาพที่ ค.21 ตำแหน่งรูเจาะที่เอียงศูนย์



ภาพที่ ค.22 ตำแหน่งรูเจาะตรงศูนย์



ภาพที่ ค.23 ใส่สลักเกลียวในขณะที่รูเจาะตรงศูนย์

1. จากภาพที่ ค.17 และ ค.18 เป็นการทำงานของชุดทดสอบในขณะที่ไม่มีการให้ภาระ โดยยึดสลักเกลียวและน็อตที่ตัวคัปปลิ่งที่มีรูเจาะตรงศูนย์กันดังภาพ
2. ภาพที่ ค.19 ถอดสลักเกลียวและน็อตออก ใส่สลัก (Pin) เพื่อล็อกตำแหน่งคัปปลิ่งด้านหนึ่งไว้กับตัวตุ๊กตา ส่วนอีกด้านหนึ่งใส่คัปปลิ่งที่เจาะรูเอียงศูนย์
3. ภาพที่ ค.20 ใส่แขนให้ภาระที่คัปปลิ่งด้านที่เจาะรูเอียงศูนย์ และถ่วงน้ำหนักเพื่อให้ภาระแรงบิดตามช่วงภาระแรงบิดที่ต้องการจะทดสอบ
4. ภาพที่ ค.21 จากภาพจะเห็นว่าในขณะที่ยังไม่ได้ให้ภาระ คัปปลิ่งทั้งสองด้านจะมีรูสลักเกลียวที่เอียงศูนย์กันอยู่ แต่เมื่อเพิ่มน้ำหนักถ่วงที่แขนให้ภาระมากขึ้น เพลาด้านที่

มีคัปปลิ่งที่เยื้องศูนย์จะมีการบิด กระทบของสลักเกลียวของคัปปลิ่งทั้งสองด้านตรงกัน ดังในภาพที่ ค.22

5. ภาพที่ ค.23 เมื่อรูของคัปปลิ่งทั้งสองด้านตรงกันแล้ว ยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ่งทั้งสองด้านเข้าด้วยกัน หลังจากนั้นเอาแขนให้ภาระ น้ำหนักถ่วง และสลักล๊อคตำแหน่งออก เนื่องจากในขณะนี้เพลลาถูกเชื่อมต่อกันโดยมีการบิดตัวอยู่จึงเกิดแรงบิดค้ำในระบบ จึงเกิดภาระแรงกดที่พื้นเฟืองระหว่างการทำงานจริง

ภาคผนวก ง
ตารางผลการทดลอง

ง. ตารางผลการทดลอง

ตารางผลการทดลองในภาคผนวกนี้ จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ตารางผลการทดลองวัดแรงบิดในระบบของเฟือง A – E ที่ใช้ในการวัดกำลังสูญเสีย ตารางผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระ และ ตารางผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระ

ตารางที่ ง.1 ผลการทดลองวัดแรงบิดในระบบของเฟือง A – E ที่ใช้ในการวัดกำลังสูญเสีย

ลำดับการให้ ภาระ	แรงบิดในระบบ T_c (Nm)				
	ชุดเฟือง A	ชุดเฟือง B	ชุดเฟือง C	ชุดเฟือง D	ชุดเฟือง E
1	1.22	1.17	1.02	1.42	1.71
2	55	60	63	54	39
3	129	89	77	114	89
4	165	144	140	144	130
5	245	179	189	171	151
6	-	212	221	199	-

ตารางที่ ง.2 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระของเฟืองชุด A

ความเร็วรอบเพลา input (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจาก อุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา input (Nm)	กำลังสูญเสีย ที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0592	0.6809	35.6510
1000	104.72	-0.0656	0.7660	80.2115
1500	157.08	-0.0626	0.7269	114.1803
2000	209.44	-0.0573	0.6569	137.5793
2500	261.80	-0.0522	0.5884	154.0448

ตารางที่ 3 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระของเฟืองชุด B

ความเร็วรอบเพลา input (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจาก อุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา input (Nm)	กำลังสูญเสีย ที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0446	0.4872	25.5092
1000	104.72	-0.0400	0.4268	44.6932
1500	157.08	-0.0433	0.4701	73.8404
2000	209.44	-0.0409	0.4379	91.7070
2500	261.80	-0.0315	0.3141	82.2192

ตารางที่ ง.4 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระของเฟืองชุด C

ความเร็วรอบเพลา input (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจาก อุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา input (Nm)	กำลังสูญเสีย ที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0604	0.6970	36.4969
1000	104.72	-0.0548	0.6233	65.2749
1500	157.08	-0.0521	0.5872	92.2333
2000	209.44	-0.0428	0.4635	97.0757
2500	261.80	-0.0493	0.5495	143.8697

ตารางที่ ง.5 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระของเฟืองชุด D

ความเร็วรอบเพลา input (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจาก อุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา input (Nm)	กำลังสูญเสีย ที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0467	0.5149	26.9622
1000	104.72	-0.0416	0.4472	46.8304
1500	157.08	-0.0393	0.4176	65.5988
2000	209.44	-0.0353	0.3638	76.2029
2500	261.80	-0.0352	0.3626	94.9267

ตารางที่ ง.6 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระของเฟืองชุด E

ความเร็วรอบเพลา input (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจาก อุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา input (Nm)	กำลังสูญเสีย ที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0439	0.4777	25.0117
1000	104.72	-0.038	0.3998	41.8696
1500	157.08	-0.0336	0.3410	53.5695
2000	209.44	-0.0328	0.3308	69.2922
2500	261.80	-0.0181	0.1360	35.5952

ตารางที่ ง.7 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 55 Nm ของเฟืองชุด A

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1643	2.0776	35.6510	108.7851	73.1341	2.7686	33.7984
1000	104.72	-0.1519	1.9131	80.2115	200.3348	120.1234	5.5373	54.5244
1500	157.08	-0.1446	1.8162	114.1803	285.2908	171.1105	8.3059	77.2493
2000	209.44	-0.1365	1.7089	137.5793	357.9016	220.3222	11.0746	99.0866
2500	261.80	-0.1386	1.7367	154.0448	454.6652	300.6204	13.8432	136.4670

ตารางที่ 8 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาชั้บ 129 Nm ของเฟืองชุด A

ความเร็วรอบเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากอุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียรวม (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจากการขนส่งกำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3179	4.1186	35.6510	215.6503	179.9993	10.4273	79.5723
1000	104.72	-0.2893	3.7378	80.2115	391.4224	311.2110	20.8546	134.7509
1500	157.08	-0.2721	3.5100	114.1803	551.3527	437.1724	31.2820	187.3042
2000	209.44	-0.2588	3.3331	137.5793	698.0856	560.5063	41.7093	238.5439
2500	261.80	-0.2463	3.1669	154.0448	829.0992	675.0544	52.1366	285.3906

ตารางที่ ง.9 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาชั้บ 165 Nm ของเฟืองชุด A

ความเร็วรอบเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากอุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียรวม (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจากการขนส่งกำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3905	5.0829	35.6510	266.1431	230.4921	15.2338	100.0123
1000	104.72	-0.3617	4.6999	80.2115	492.1745	411.9630	30.4676	175.5140
1500	157.08	-0.3441	4.4663	114.1803	701.5606	587.3803	45.7013	247.9888
2000	209.44	-0.3283	4.2566	137.5793	891.5023	753.9230	60.9351	316.0264
2500	261.80	-0.3183	4.1239	154.0448	1079.6490	925.6047	76.1689	386.6335

ตารางที่ ง.10 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 245 Nm ของเฟืองชุด A

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5063	6.6210	35.6510	346.6740	311.0229	28.1228	127.3887
1000	104.72	-0.4664	6.0906	80.2115	637.8093	557.5978	56.2455	222.5534
1500	157.08	-0.4381	5.7151	114.1803	897.7320	783.5518	84.3683	307.4076
2000	209.44	-0.4150	5.4084	137.5793	1132.7370	995.1580	112.4911	385.0879
2500	261.80	-0.3898	5.0739	154.0448	1328.3570	1174.3120	140.6138	446.5424

ตารางที่ ง.11 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 60 Nm ของเฟืองชุด B

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1248	1.5530	25.5092	81.3174	55.8082	3.7891	26.0096
1000	104.72	-0.1112	1.3725	44.6932	143.7238	99.0306	7.5782	45.7262
1500	157.08	-0.1014	1.2423	73.8404	195.1454	121.3051	11.3673	54.9689
2000	209.44	-0.0854	1.0300	91.7070	215.7234	124.0164	15.1564	54.4300
2500	261.80	-0.0853	1.0283	82.2192	269.1989	186.9798	18.9455	84.0172

ตารางที่ ง.12 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาชั้บ 89 Nm ของเฟืองชุด B

ความเร็วรอบเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากอุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียรวม (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจากการขนส่งกำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1690	2.1397	25.5092	112.0326	86.5234	7.0179	39.7527
1000	104.72	-0.1495	1.8816	44.6932	197.0391	152.3459	14.0359	69.1550
1500	157.08	-0.1414	1.7735	73.8404	278.5833	204.7429	21.0538	91.8446
2000	209.44	-0.1260	1.5683	91.7070	328.4742	236.7672	28.0718	104.3477
2500	261.80	-0.1213	1.5068	82.2192	394.4858	312.2666	35.0897	138.5884

ตารางที่ ง.13 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลารับ 144 Nm ของเฟืองชุด B

ความเร็วรอบเพลารับ เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลารับ เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.2942	3.8031	25.5092	199.1290	173.6197	14.7547	79.4325
1000	104.72	-0.2596	3.3439	44.6932	350.1691	305.4759	29.5093	137.9833
1500	157.08	-0.2307	2.9596	73.8404	464.8874	391.0471	44.2640	173.3915
2000	209.44	-0.2158	2.7617	91.7070	578.4030	486.6959	59.0187	213.8386
2500	261.80	-0.2033	2.5955	82.2192	679.5054	597.2863	73.7733	261.7565

ตารางที่ ง.14 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 179 Nm ของเฟืองชุด B

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3439	4.4630	25.5092	233.6837	208.1745	20.6982	93.7381
1000	104.72	-0.2970	3.8399	44.6932	402.1174	357.4242	41.3965	158.0138
1500	157.08	-0.2671	3.4436	73.8404	540.9243	467.0839	62.0947	202.4946
2000	209.44	-0.2550	3.2823	91.7070	687.4552	595.7482	82.7930	256.4776
2500	261.80	-0.2425	3.1167	82.2192	815.9608	733.7416	103.4912	315.1252

ตารางที่ ง.15 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 212 Nm ของเฟืองชุด B

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.4193	5.4652	25.5092	286.1570	260.6477	26.8788	116.8845
1000	104.72	-0.3713	4.8271	44.6932	505.4910	460.7978	53.7576	203.5201
1500	157.08	-0.3385	4.3919	73.8404	689.8745	616.0341	80.6364	267.6989
2000	209.44	-0.3214	4.1645	91.7070	872.2070	780.5000	107.5152	336.4924
2500	261.80	-0.3026	3.9151	82.2192	1024.9657	942.7465	134.3940	404.1763

ตารางที่ ง.16 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 63 Nm ของเฟืองชุด C

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.2021	2.5793	36.4969	135.0512	98.5542	3.8072	47.3735
1000	104.72	-0.1734	2.1983	65.2749	230.2092	164.9343	7.6145	78.6599
1500	157.08	-0.1602	2.0232	92.2333	317.8075	225.5742	11.4217	107.0762
2000	209.44	-0.1422	1.7843	97.0757	373.6944	276.6187	15.2290	130.6949
2500	261.80	-0.1407	1.7645	143.8697	461.9482	318.0785	19.0362	149.5212

ตารางที่ ง.17 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 77 Nm ของเฟืองชุด C

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.2173	2.7824	36.4969	145.6869	109.1900	5.2278	51.9811
1000	104.72	-0.1859	2.3647	65.2749	247.6332	182.3582	10.4557	85.9513
1500	157.08	-0.1680	2.1264	92.2333	334.0092	241.7759	15.6835	113.0462
2000	209.44	-0.1582	1.9971	97.0757	418.2634	321.1876	20.9113	150.1382
2500	261.80	-0.1480	1.8617	143.8697	487.3887	343.5190	26.1392	158.6899

ตารางที่ ง.18 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 140 Nm ของเฟืองชุด C

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.4222	5.5036	36.4969	288.1669	251.6700	13.2652	119.2024
1000	104.72	-0.3588	4.6618	65.2749	488.1804	422.9055	26.5304	198.1876
1500	157.08	-0.3187	4.1292	92.2333	648.6182	556.3849	39.7956	258.2947
2000	209.44	-0.2984	3.8589	97.0757	808.2162	711.1404	53.0608	329.0398
2500	261.80	-0.3187	4.1292	143.8697	1081.0303	937.1606	66.3260	435.4173

ตารางที่ ง.19 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลารับ 189 Nm ของเฟืองชุด C

ความเร็วรอบเพลารับ เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลารับ เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5085	6.6496	36.4969	348.1751	311.6782	21.1251	145.2765
1000	104.72	-0.4412	5.7564	65.2749	602.8128	537.5379	42.2502	247.6439
1500	157.08	-0.4010	5.2215	92.2333	820.1891	727.9558	63.3753	332.2903
2000	209.44	-0.3744	4.8693	97.0757	1019.8176	922.7418	84.5004	419.1207
2500	261.80	-0.3537	4.5940	143.8697	1202.7096	1058.8399	105.6255	476.6072

ตารางที่ ง.20 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 221 Nm ของเฟืองชุด C

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5812	7.6163	36.4969	398.7900	362.2930	26.9434	167.6748
1000	104.72	-0.5165	6.7569	65.2749	707.5852	642.3103	53.8869	294.2117
1500	157.08	-0.4757	6.2146	92.2333	976.1856	883.9523	80.8303	401.5610
2000	209.44	-0.4425	5.7737	97.0757	1209.2435	1112.1677	107.7737	502.1970
2500	261.80	-0.4272	5.5697	143.8697	1458.1410	1314.2713	134.7171	589.7771

ตารางที่ ง.21 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 54 Nm ของเฟืองชุด D

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1438	1.8057	26.9622	94.5480	67.5858	3.1977	32.1941
1000	104.72	-0.1299	1.6209	46.8304	169.7379	122.9075	6.3953	58.2561
1500	157.08	-0.1203	1.4934	65.5988	234.5785	168.9797	9.5930	79.6934
2000	209.44	-0.1098	1.3543	76.2029	283.6471	207.4443	12.7906	97.3268
2500	261.80	-0.1036	1.2711	94.9267	332.7694	237.8428	15.9883	110.9272

ตารางที่ ง.22 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 114 Nm ของเฟืองชุด D

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.2719	3.5069	26.9622	183.6206	156.6583	10.2734	73.1925
1000	104.72	-0.2461	3.1643	46.8304	331.3663	284.5359	20.5468	131.9945
1500	157.08	-0.2209	2.8297	65.5988	444.4936	378.8948	30.8202	174.0373
2000	209.44	-0.2013	2.5694	76.2029	538.1295	461.9266	41.0936	210.4165
2500	261.80	-0.1978	2.5234	94.9267	660.6145	565.6878	51.3670	257.1604

ตารางที่ ง.23 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 144 Nm ของเฟืองชุด D

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3345	4.3387	26.9622	227.1723	200.2101	14.7436	92.7333
1000	104.72	-0.3057	3.9556	46.8304	414.2287	367.3983	29.4871	168.9556
1500	157.08	-0.2793	3.6058	65.5988	566.4011	500.8023	44.2306	228.2858
2000	209.44	-0.2564	3.3013	76.2029	691.4331	615.2303	58.9742	278.1280
2500	261.80	-0.2483	3.1931	94.9267	835.9513	741.0246	73.7177	333.6534

ตารางที่ ง.24 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 171 Nm ของเฟืองชุด D

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.4001	5.2098	26.9622	272.7829	245.8207	19.2251	113.2978
1000	104.72	-0.3670	4.7710	46.8304	499.6205	452.7901	38.4501	207.1700
1500	157.08	-0.3337	4.3287	65.5988	679.9473	614.3485	57.6752	278.3367
2000	209.44	-0.3148	4.0776	76.2029	854.0061	777.8033	76.9003	350.4515
2500	261.80	-0.2970	3.8402	94.9267	1005.3647	910.4380	96.1253	407.1564

ตารางที่ ง.25 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 199 Nm ของเฟืองชุด D

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.4408	5.7511	26.9622	301.1266	274.1644	24.3670	124.8987
1000	104.72	-0.4031	5.2495	46.8304	549.7327	502.9023	48.7339	227.0842
1500	157.08	-0.3704	4.8152	65.5988	756.3783	690.7796	73.1009	308.8393
2000	209.44	-0.3530	4.5847	76.2029	960.2275	884.0247	97.4678	393.2784
2500	261.80	-0.3356	4.3527	94.9267	1139.5329	1044.6062	121.8348	461.3857

ตารางที่ ง.26 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาชั้บ 39 Nm ของเฟืองชุด E

ความเร็วรอบเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากอุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลำเข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียรวม (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจากการขนส่งกำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.0877	1.0596	25.0117	55.4789	30.4673	1.9735	14.2469
1000	104.72	-0.0702	0.8275	41.8696	86.6509	44.7812	3.9469	20.4172
1500	157.08	-0.0641	0.7462	53.5695	117.2058	63.6363	5.9204	28.8580
2000	209.44	-0.0471	0.5205	69.2922	109.0112	39.7190	7.8938	15.9126
2500	261.80	-0.0450	0.4928	35.5952	129.0119	93.4167	9.8673	41.7747

ตารางที่ ง.27 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลารับ 89 Nm ของเฟืองชุด E

ความเร็วรอบเพลารับ เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลารับ เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3364	4.3640	25.0117	228.4971	203.4854	6.9534	98.2660
1000	104.72	-0.2902	3.7503	41.8696	392.7355	350.8659	13.9067	168.4796
1500	157.08	-0.2526	3.2508	53.5695	510.6306	457.0612	20.8601	218.1006
2000	209.44	-0.2379	3.0555	69.2922	639.9450	570.6528	27.8134	271.4197
2500	261.80	-0.2265	2.9036	35.5952	760.1721	724.5769	34.7668	344.9051

ตารางที่ ง.28 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 130 Nm ของเฟืองชุด E

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5226	6.8380	25.0117	358.0353	333.0236	12.5577	160.2330
1000	104.72	-0.4525	5.9060	41.8696	618.4783	576.6087	25.1153	275.7467
1500	157.08	-0.4038	5.2591	53.5695	826.1044	772.5350	37.6730	367.4310
2000	209.44	-0.3549	4.6102	69.2922	965.5513	896.2590	50.2307	423.0142
2500	261.80	-0.3229	4.1845	35.5952	1095.4997	1059.9045	62.7883	498.5581

ตารางที่ ง.29 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิดที่เพลาขับ 151 Nm ของเฟืองชุด E

ความเร็วรอบเพลา เข้าห้องเกียร์ (rpm)	ω_{input} (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียที่ ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ขึ้น กับภาระของตลับ ลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสียจาก การขนส่งกำลังของ เฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5484	7.1800	25.0117	375.9474	350.9357	15.9371	167.4993
1000	104.72	-0.4816	6.2932	41.8696	659.0260	617.1564	31.8742	292.6411
1500	157.08	-0.4331	5.6480	53.5695	887.1801	833.6107	47.8113	392.8997
2000	209.44	-0.3979	5.1811	69.2922	1085.1355	1015.8432	63.7484	476.0474
2500	261.80	-0.3710	4.8232	35.5952	1262.7065	1227.1113	79.6855	573.7129

ภาคผนวก จ

ข้อมูลชุดเฟืองที่ใช้ในการทดลองและแบบชุดทดลอง

จ. ข้อมูลชุดเฟืองที่ใช้ในการทดลองและแบบชุดทดลอง

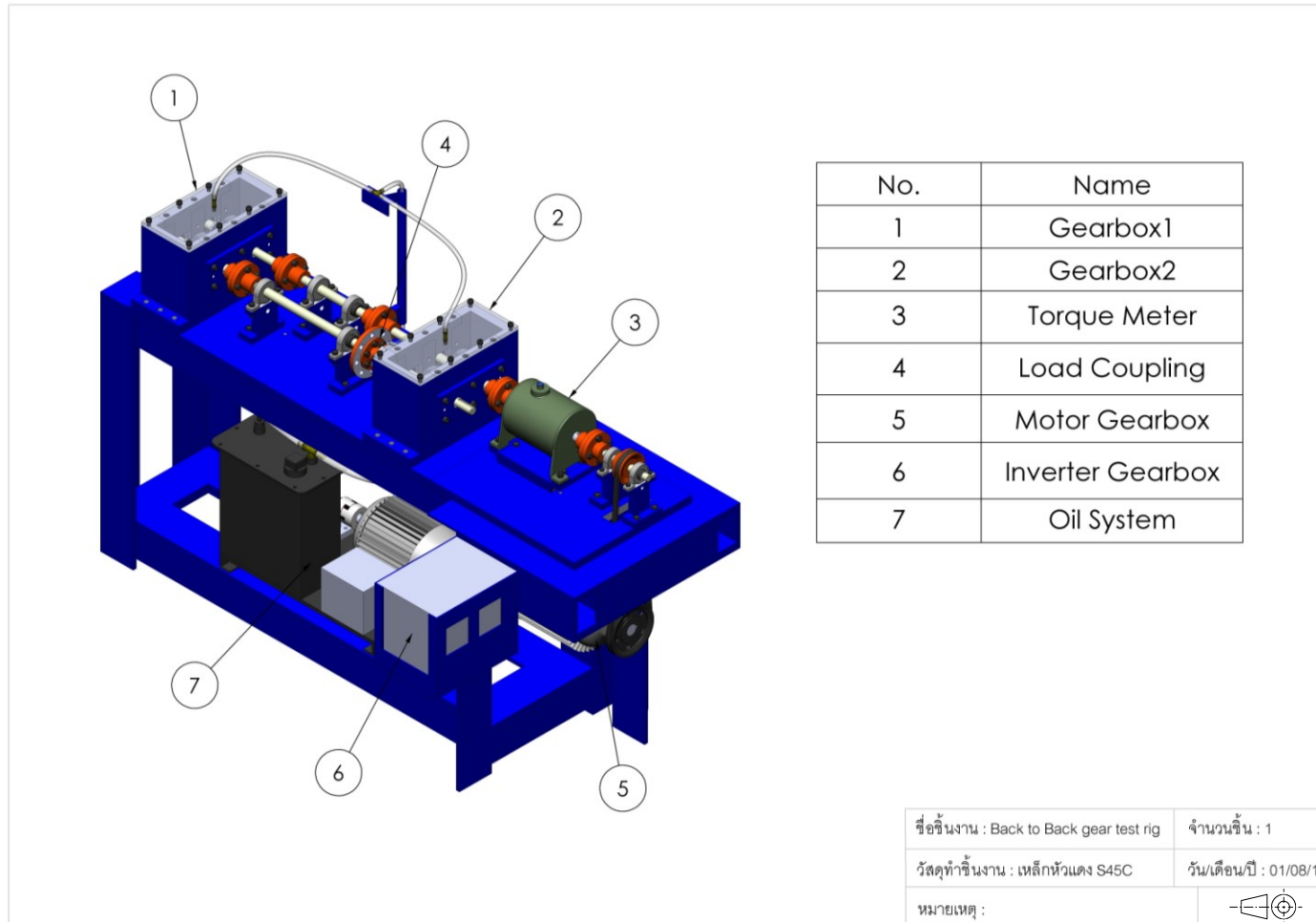
ภาคผนวกนี้จะแสดงข้อมูลของชุดเฟือง A – E ที่ใช้ในการทดลอง รวมถึงแบบชุดทดลองที่ประกอบด้วยแบบของ ห้องเกียร์ คัปปลิ่งและเพลลาแบบต่างๆ

จ1. ข้อมูลชุดเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

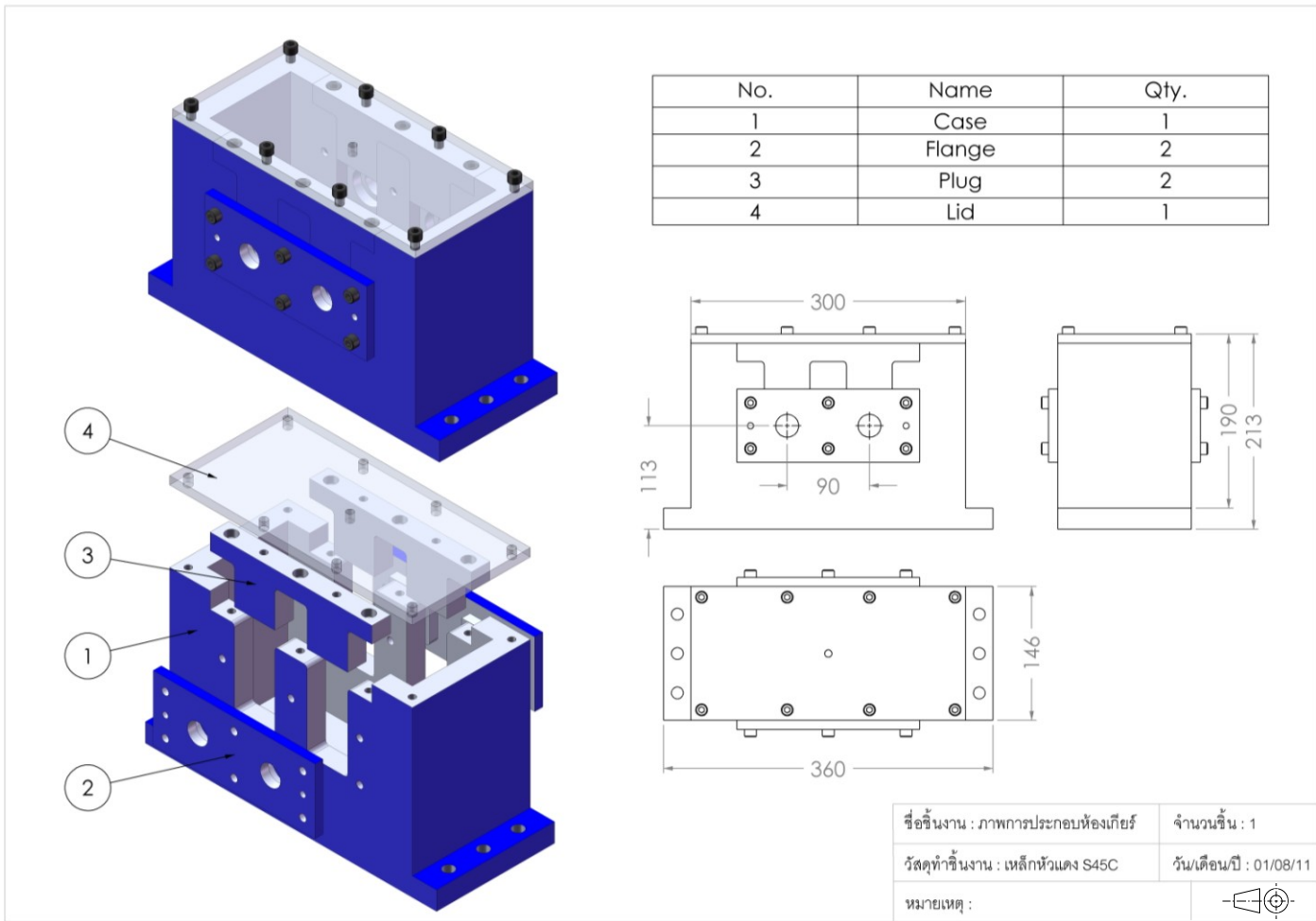
ตารางที่ จ.1 แสดงข้อมูลเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

Parameter	Gear Set				
	A	B	C	D	E
Number of Teeth	30	30	15	30	30
Normal Module (mm)	3	2.5	5	2.5	2.5
Module (mm)	3	3	6	3	3
Pressure Angle (degree)	20	20	20	14.5	20
Helix Angle (degree)	33.5	33.5	33.5	33.5	33.5
Face Width (mm)	20	20	20	20	40
Pitch Diameter (mm)	90	90	90	90	90
Gear Width (mm)	40	40	40	40	40
Hub Size (mm)	50	50	50	50	50
Bore Size (mm)	30	30	30	30	30
Key Size	8x7	8x7	8x7	8x7	8x7
Gear Material	SCM415	SCM415	SCM415	SCM415	SCM415
Hardening	induction	induction	induction	induction	induction
Slant Type	LH,RH	LH,RH	LH,RH	LH,RH	LH,RH
Quantity	4	4	4	4	4

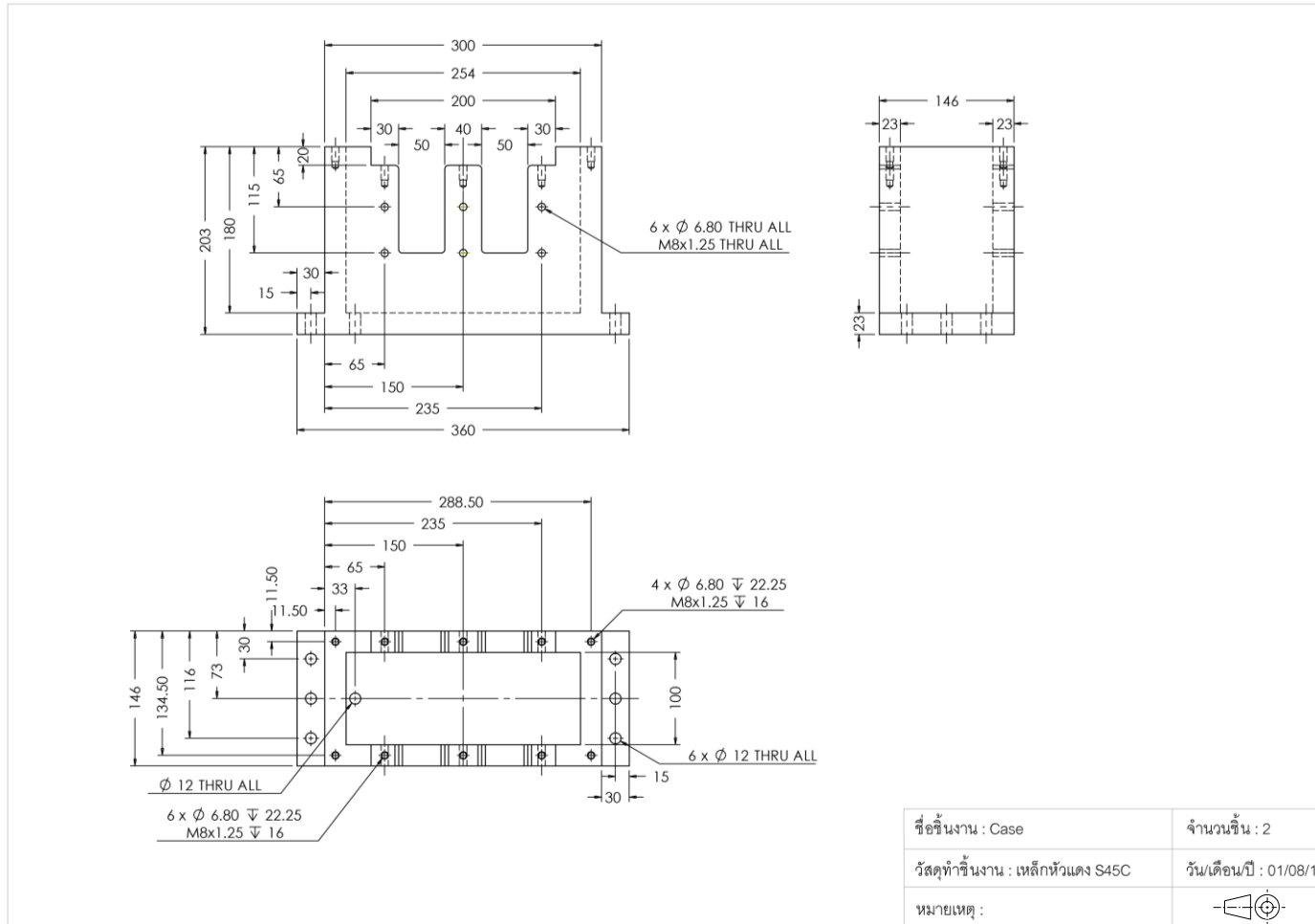
จ2. แบบชุดทดลอง



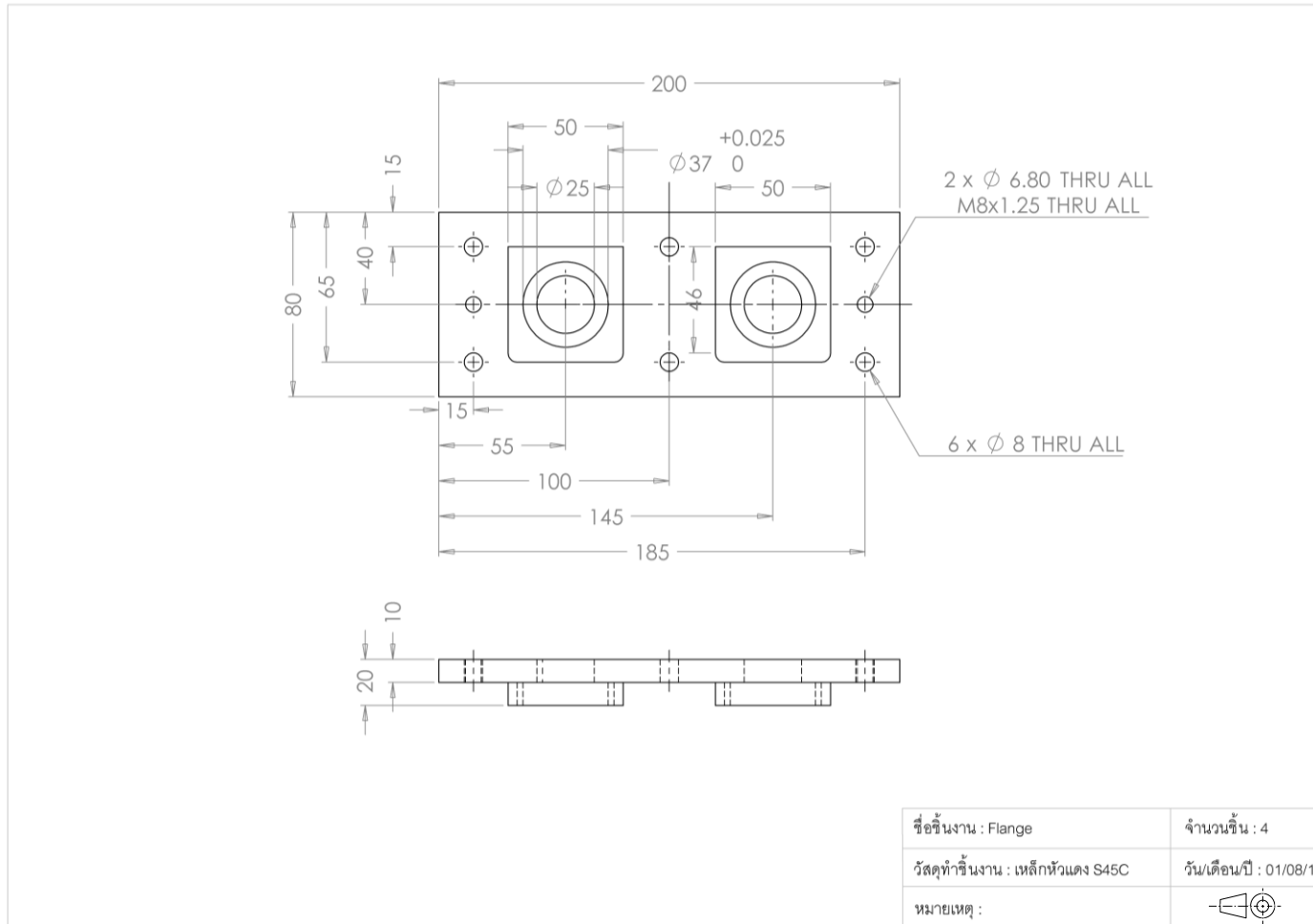
ภาพที่ จ.1 แบบชุดทดลองรวมทั้งหมด



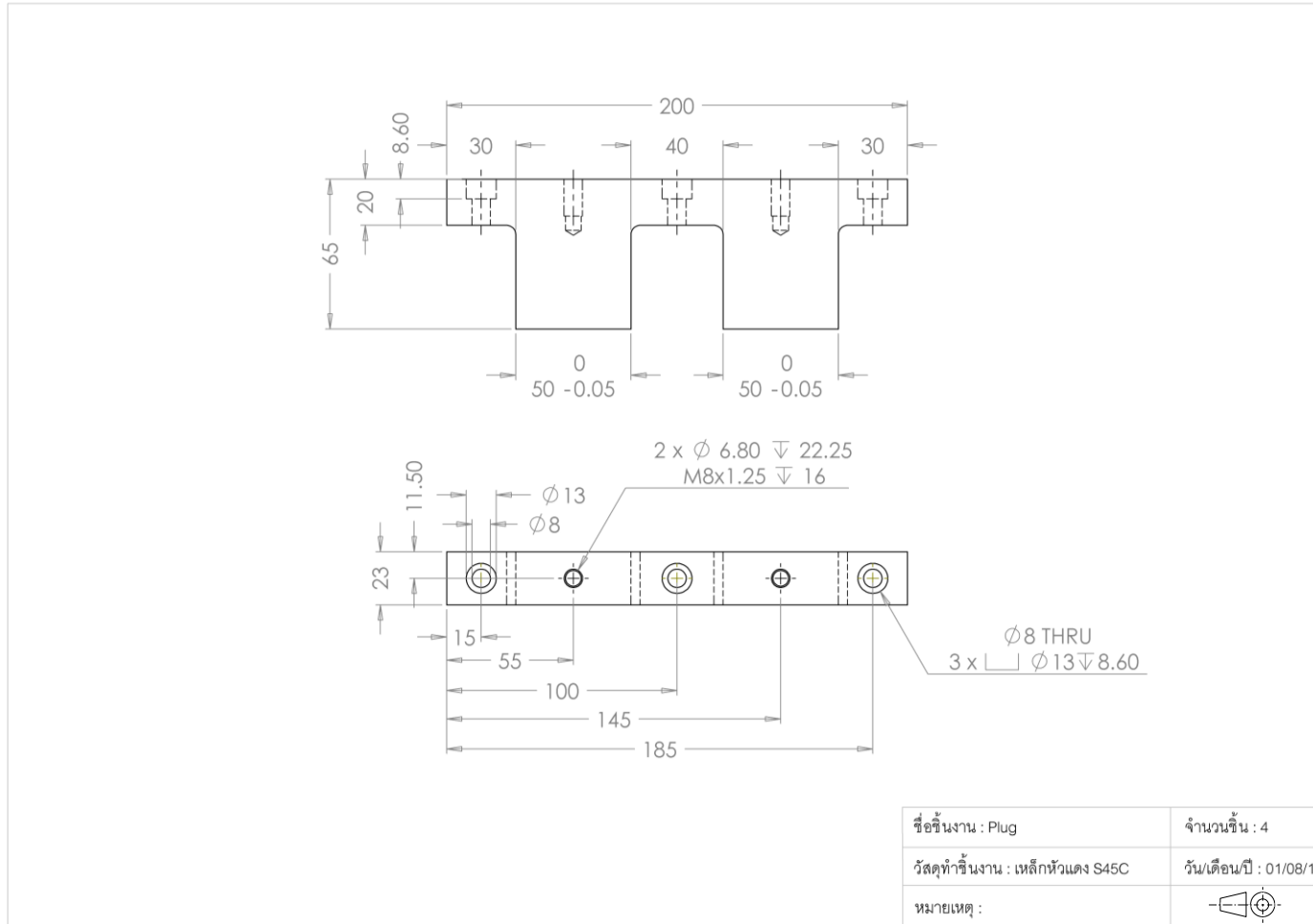
ภาพที่ จ.2 ภาพการประกอบห้องเกียร์



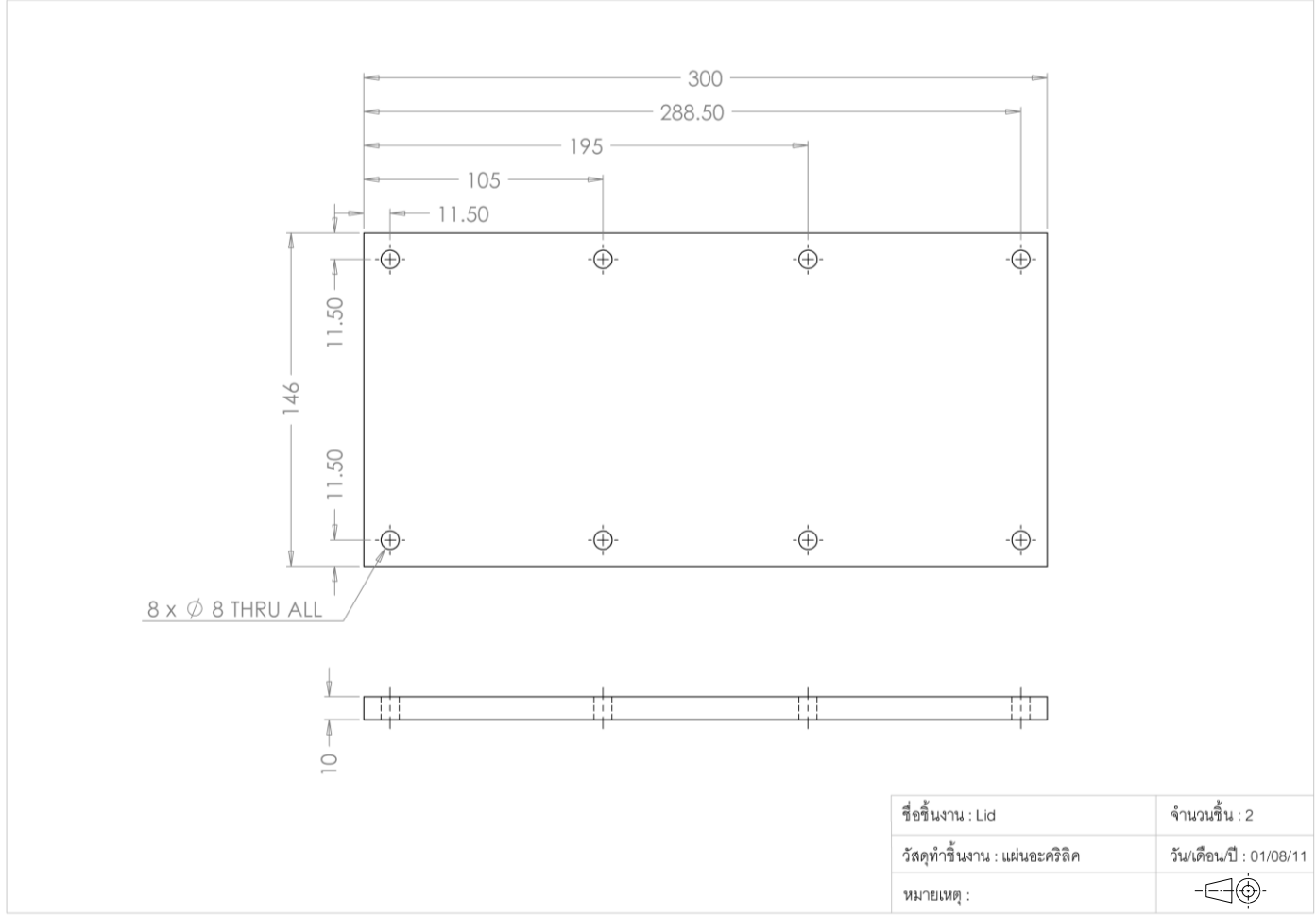
ภาพที่ จ.3 แบบ Case



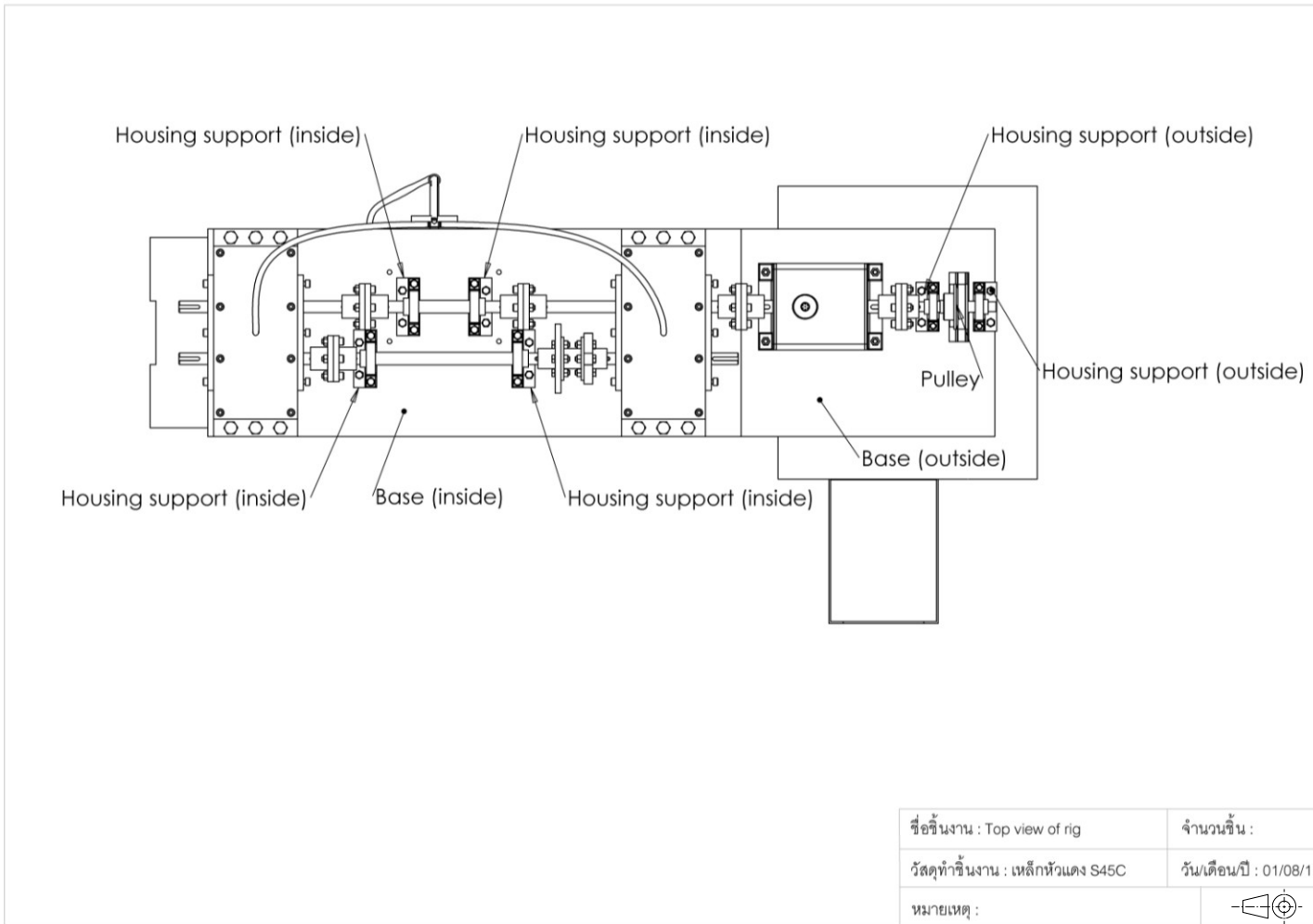
ภาพที่ ๑.4 แบบ Flange



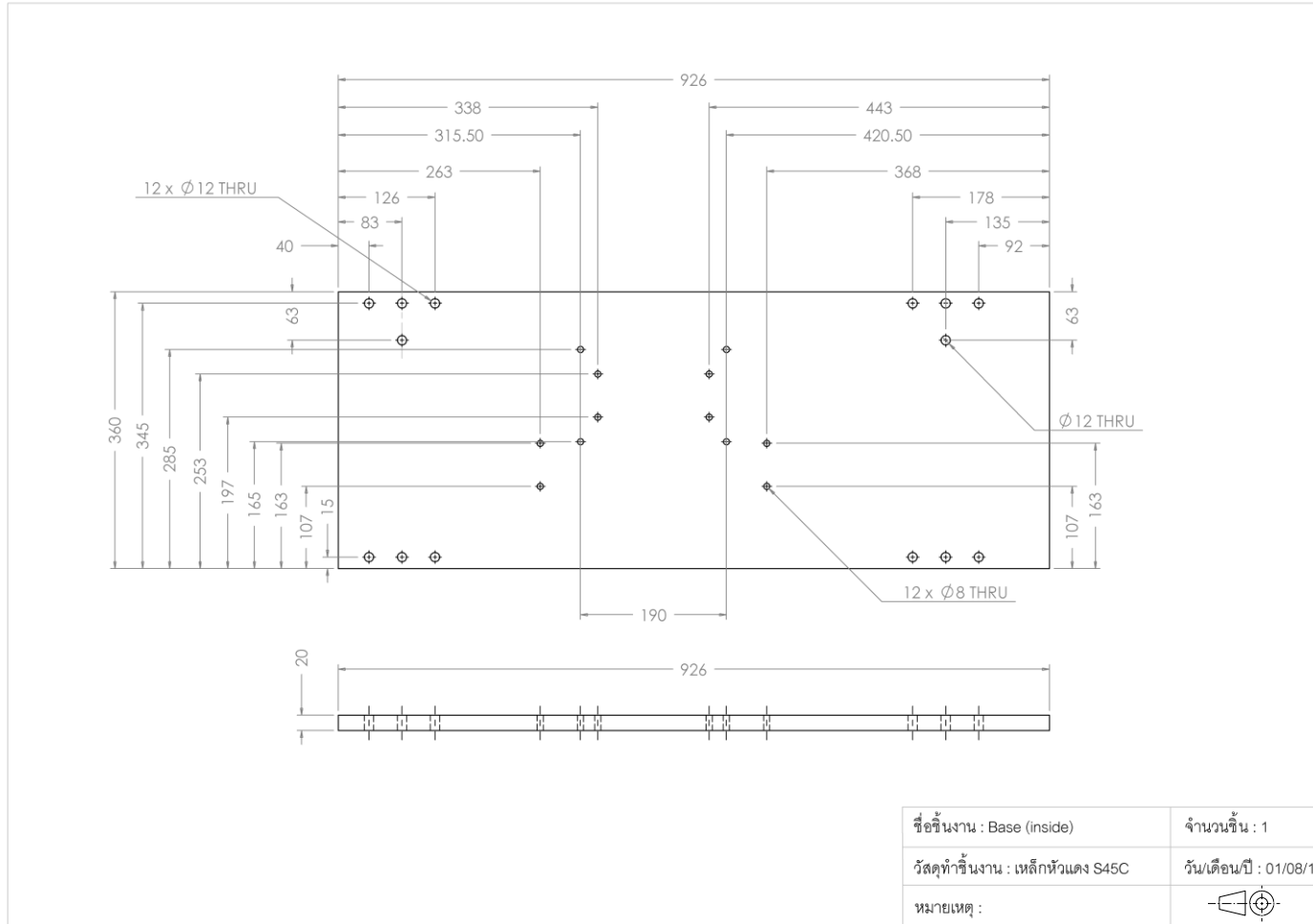
ภาพที่ จ.5 แบบ Plug



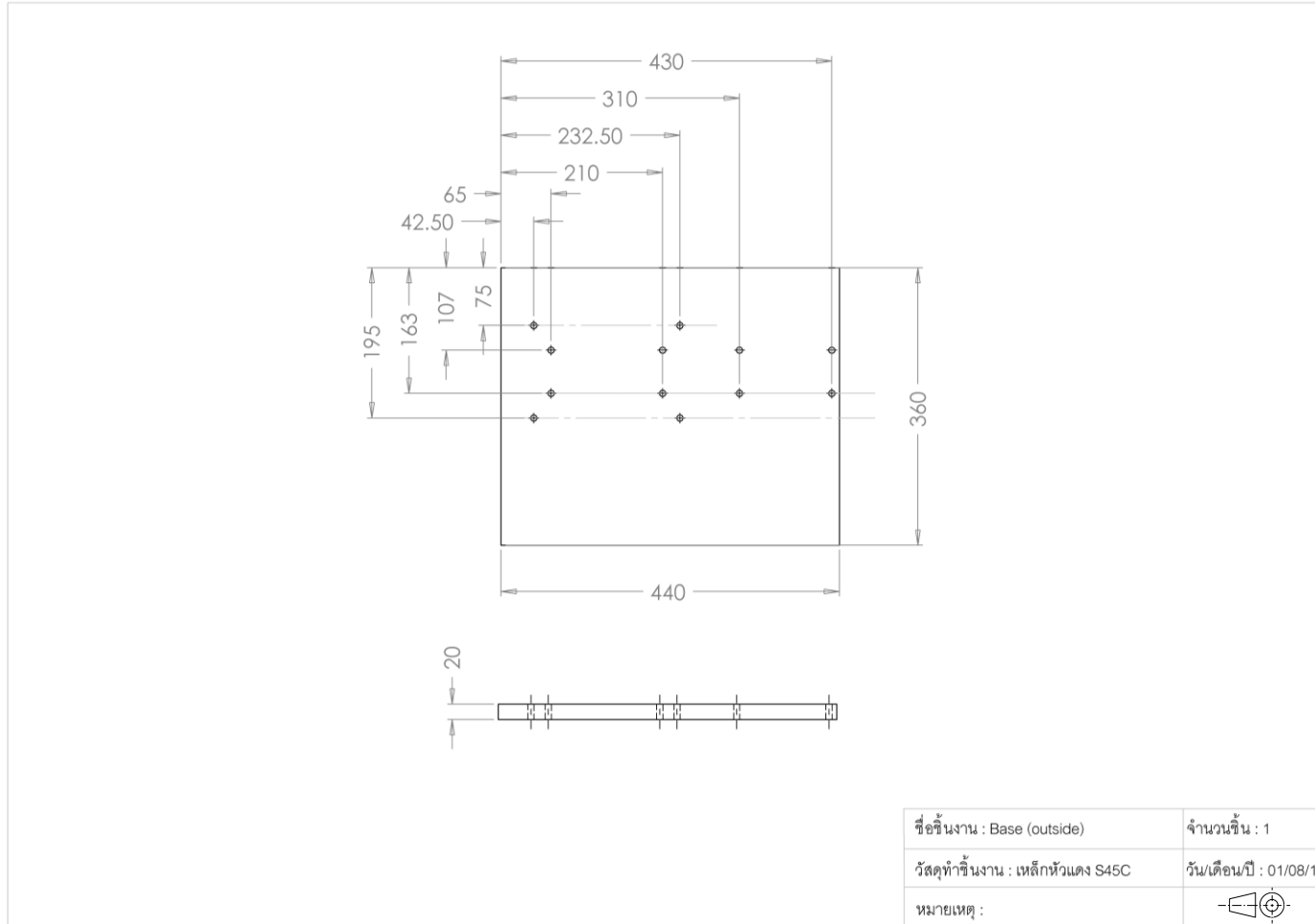
ภาพที่ ๑.6 แบบ Lid



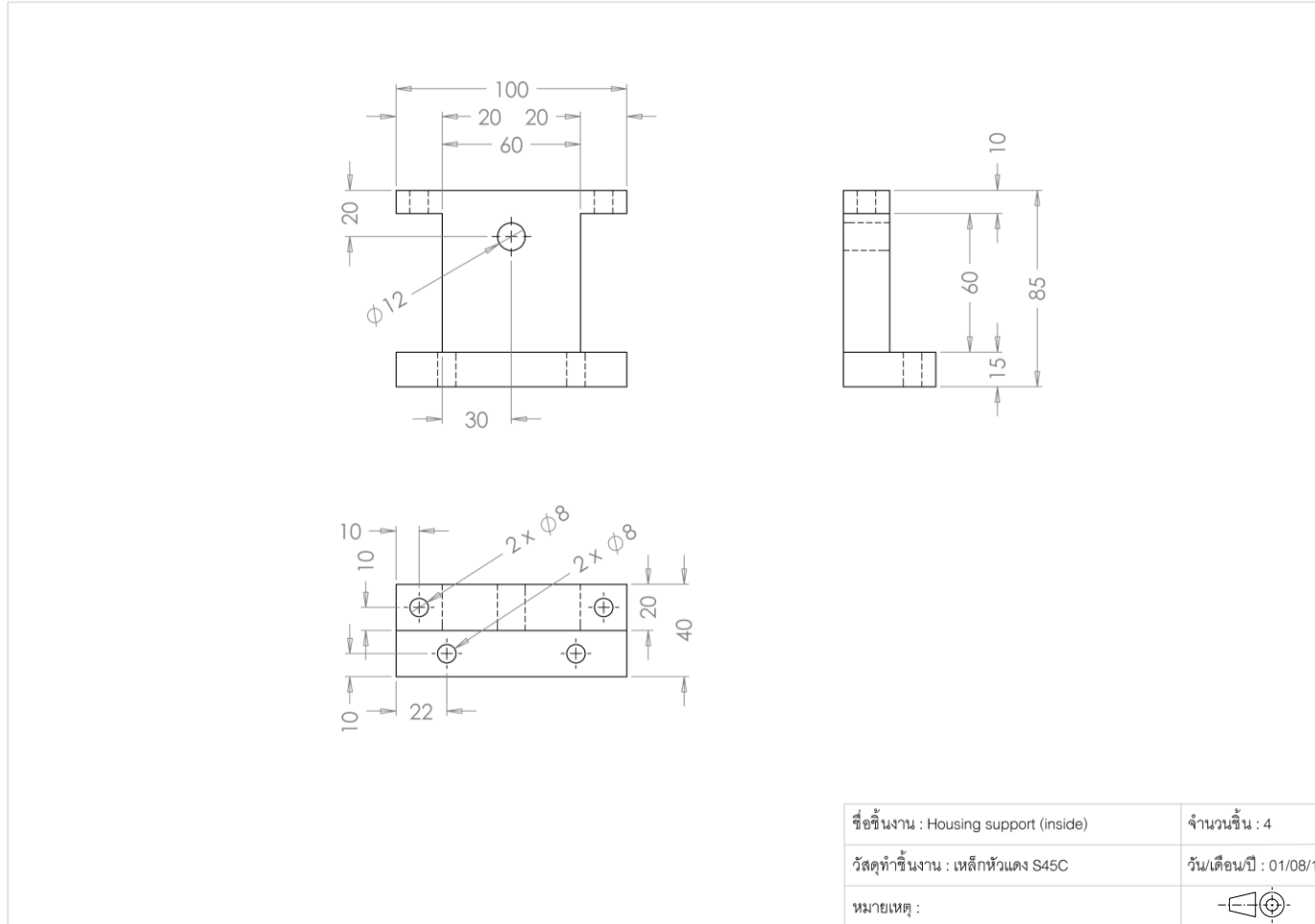
ภาพที่ ๑.7 แบบชุดทดลอง Top View



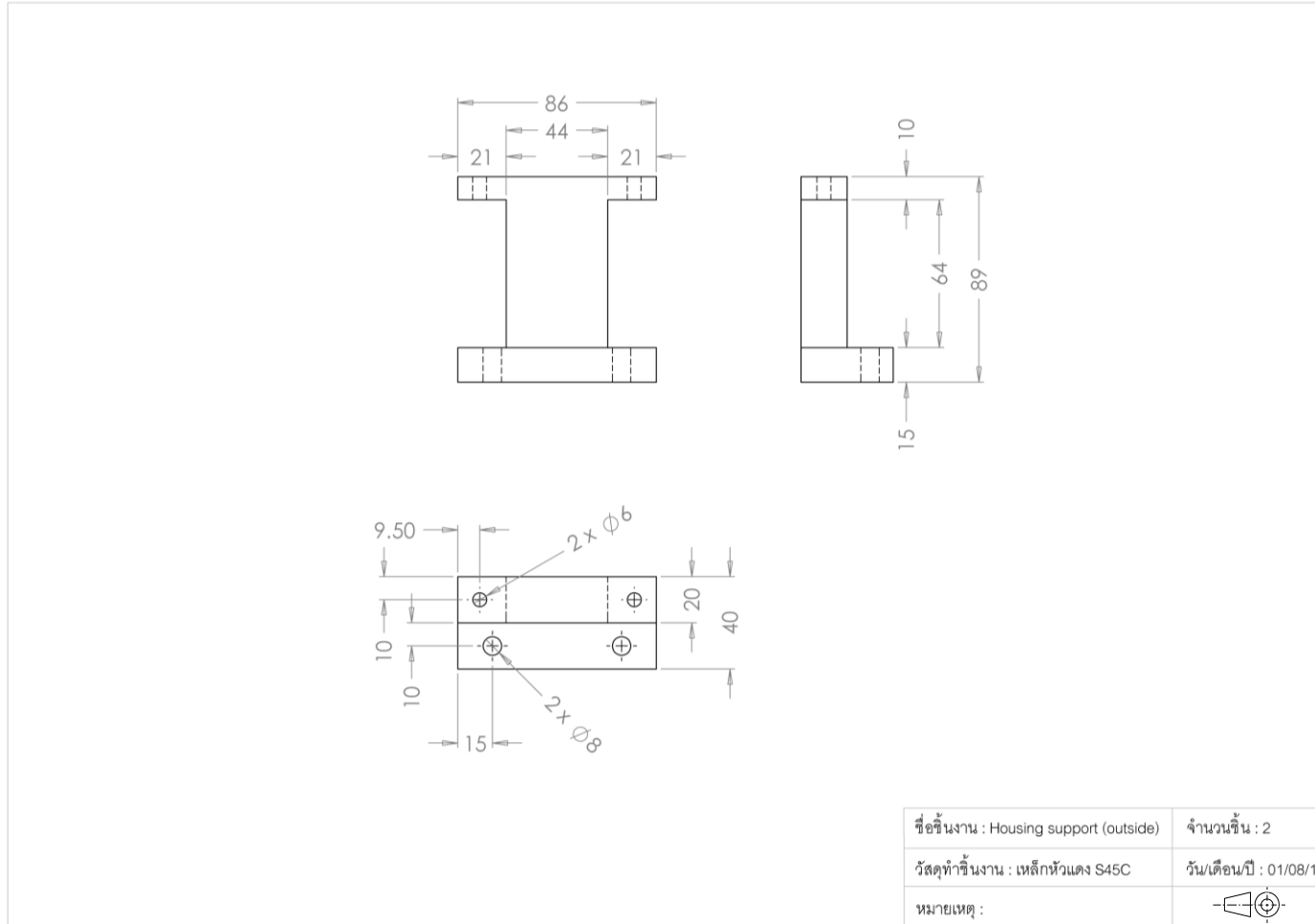
ภาพที่ ๑.8 แบบฐานชุดทดลอง Inside



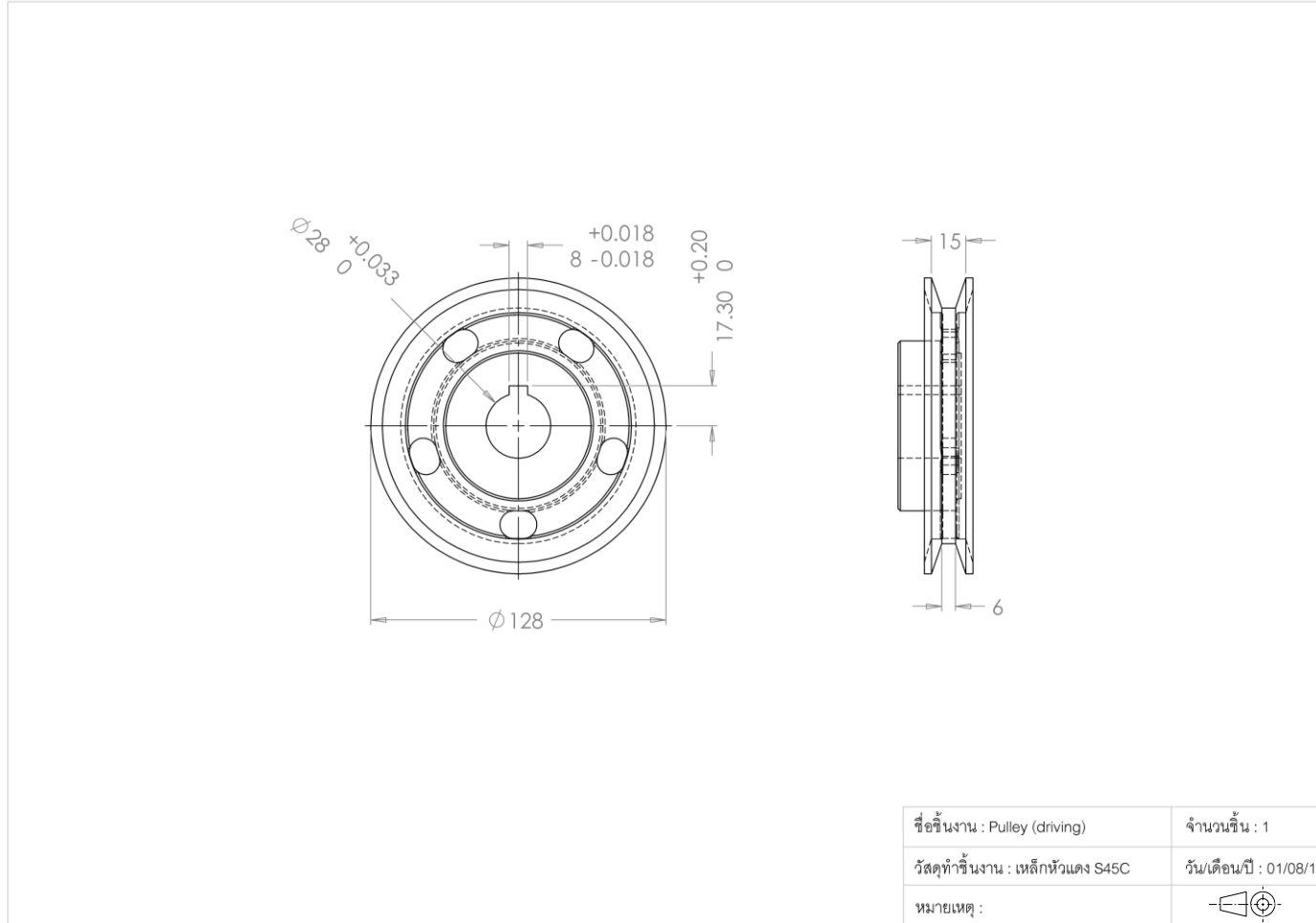
ภาพที่ จ.9 แบบฐานชุดทดลอง Outside



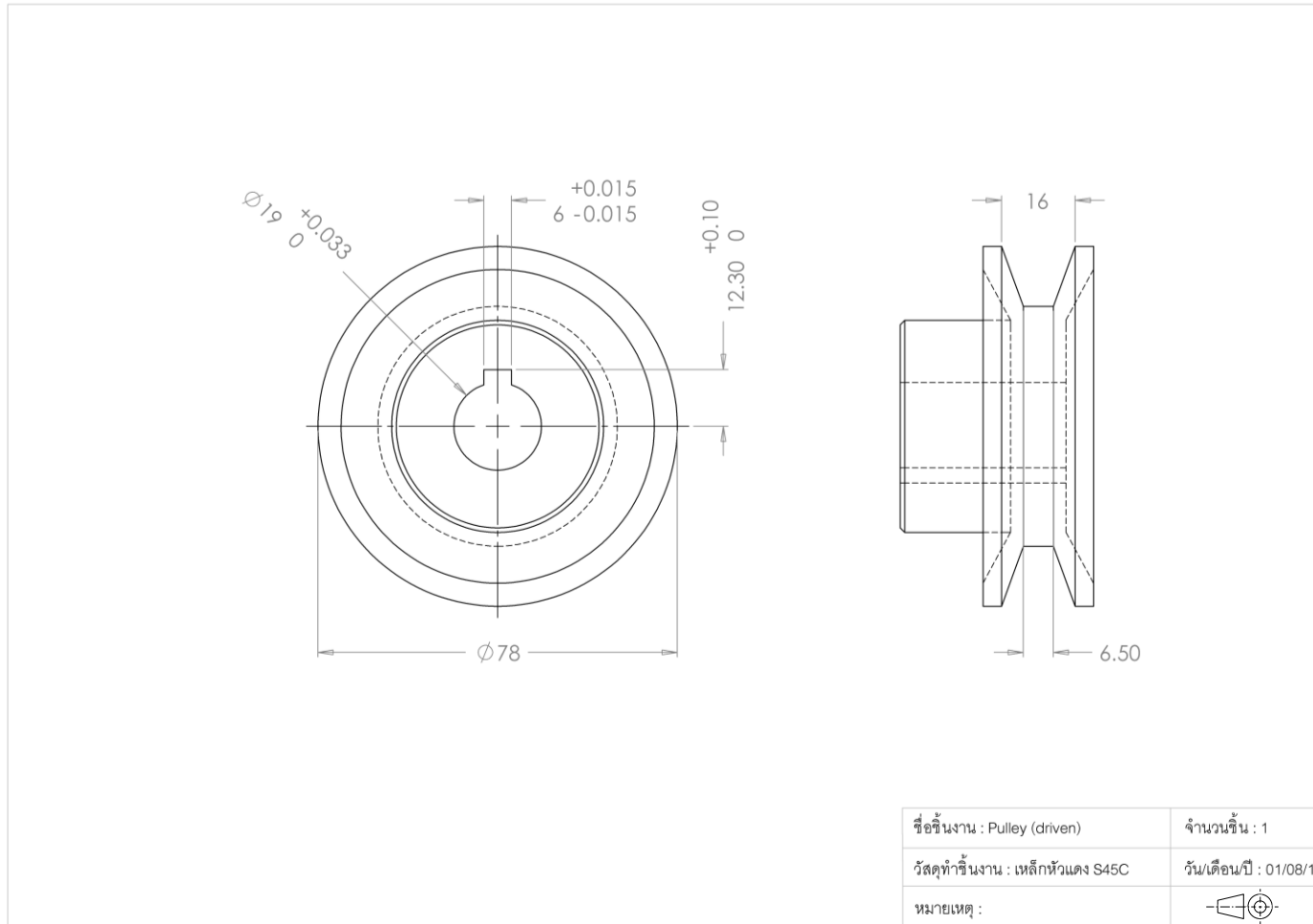
ภาพที่ ๑.10 แบบฐานตุ้กดตา Inside



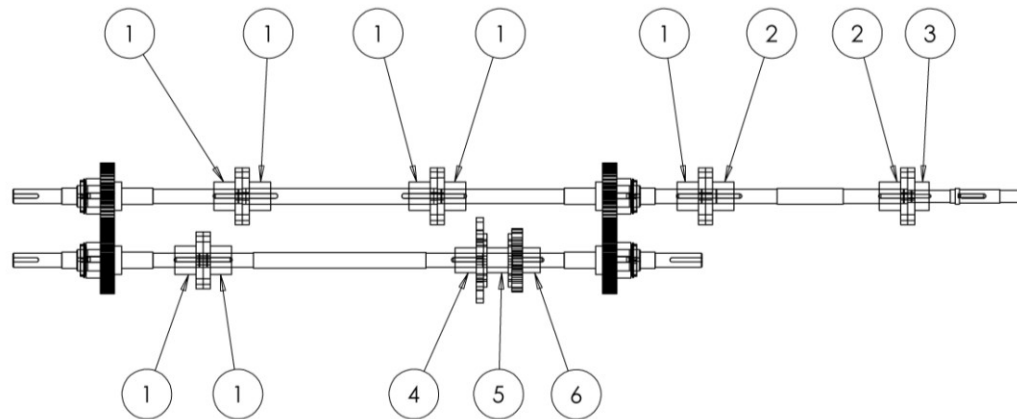
ภาพที่ จ.11 แบบฐานตุ้กตา Outside



ภาพที่ จ.12 แบบพูลเลย์ตัวขับ



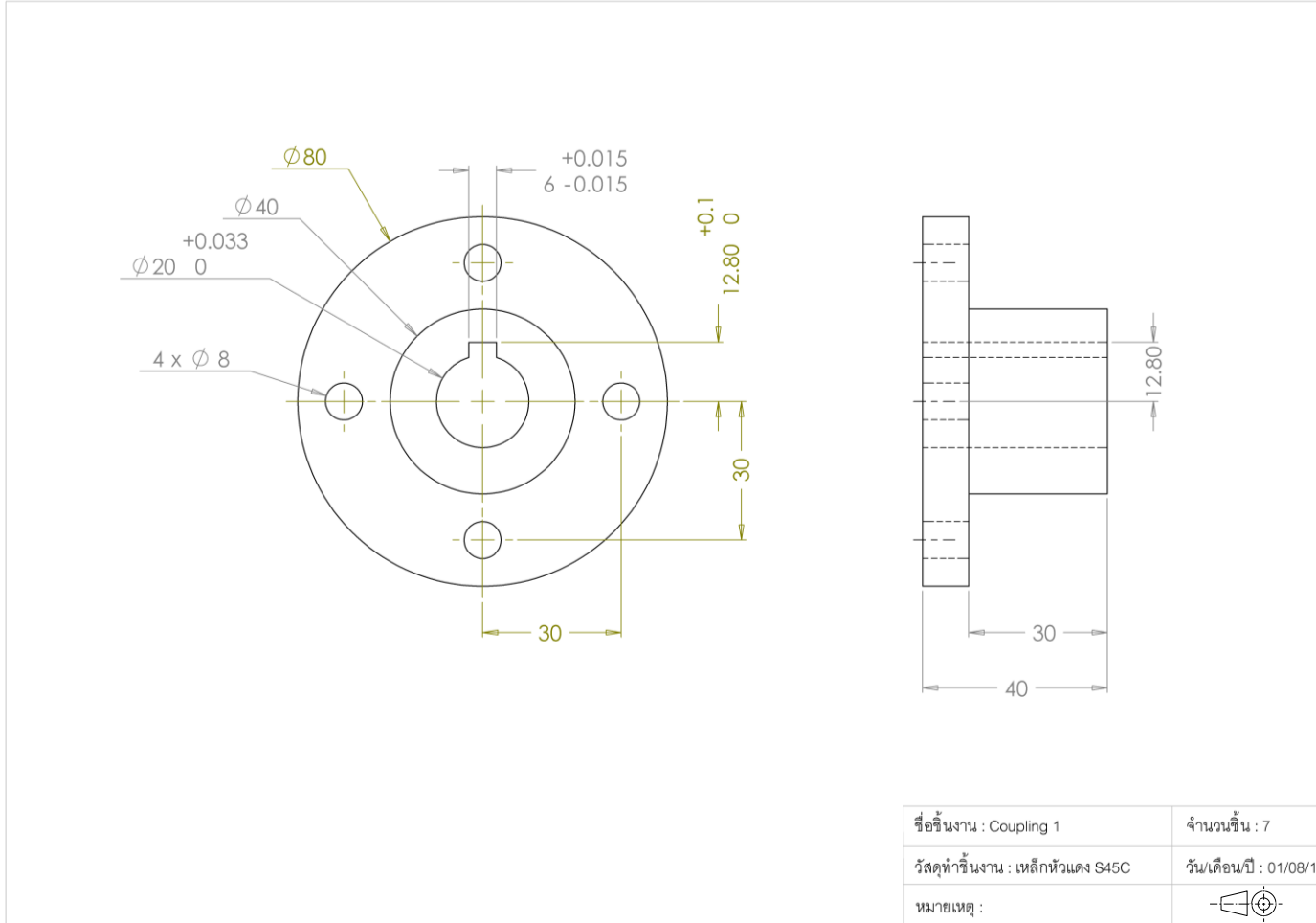
ภาพที่ จ.13 แบบพูล์ตัวตาม



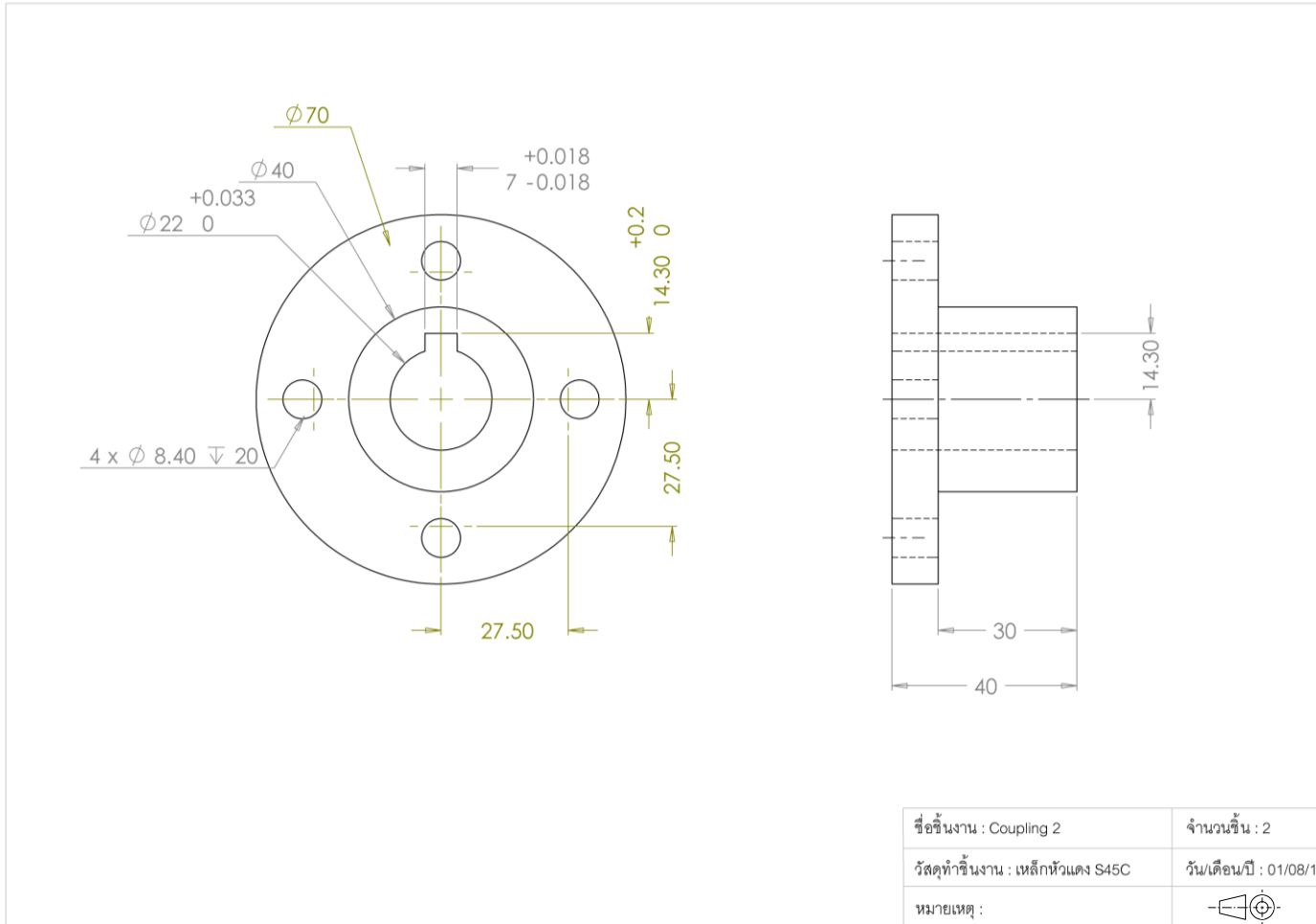
No.	Name	Qty.
1	Coupling 1	8
2	Coupling 2	2
3	Coupling 3	1
4	Disc	1
5	Dummy	1
6	Load Coupling	6

ชื่อชิ้นงาน : ภาพการจัดวางคัปปลิ่ง	จำนวนชิ้น :
วัสดุทำชิ้นงาน : เหล็กหัวแดง S45C	วัน/เดือน/ปี : 01/08/11
หมายเหตุ :	

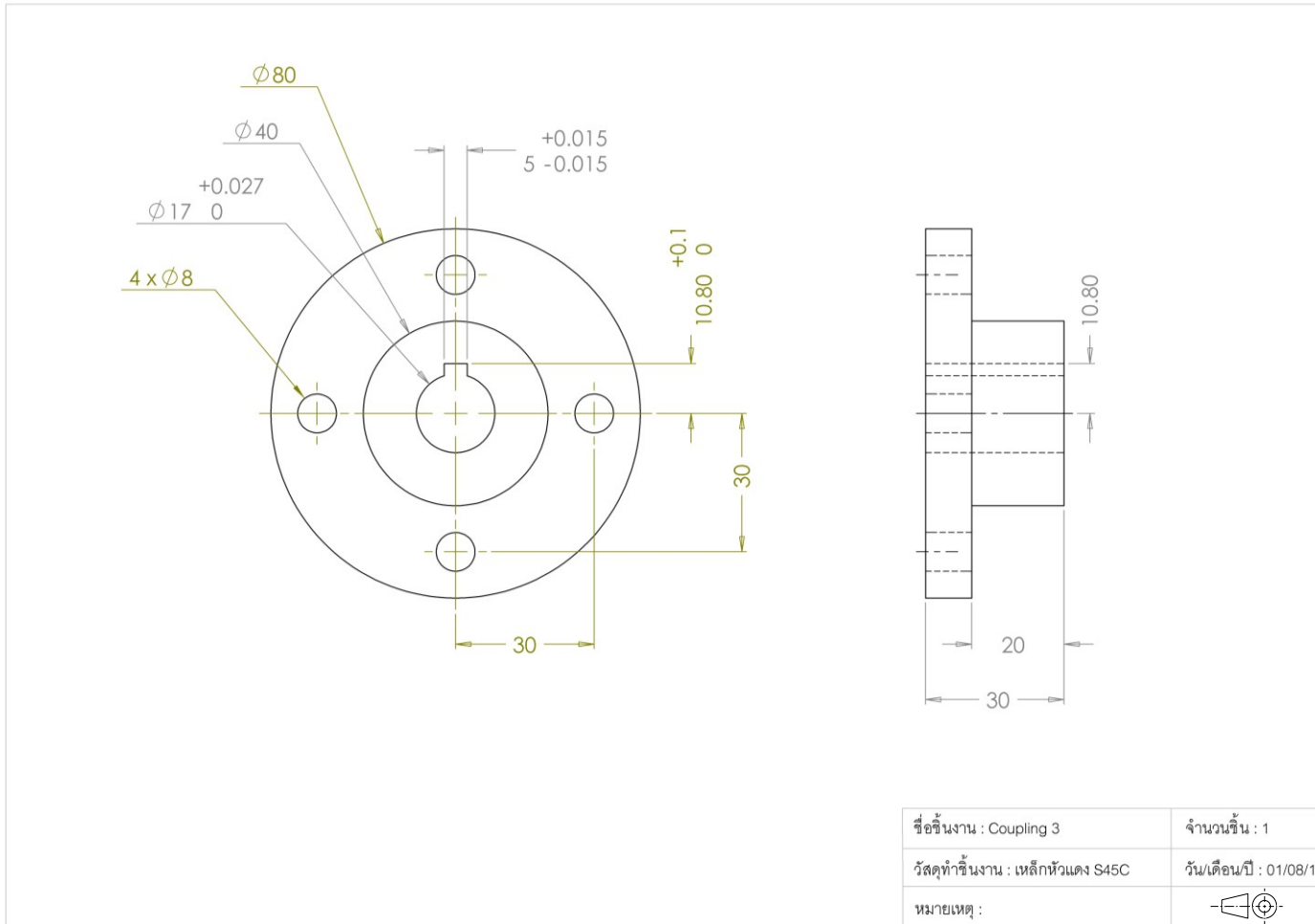
ภาพที่ จ.14 แบบการวางคัปปลิ่ง



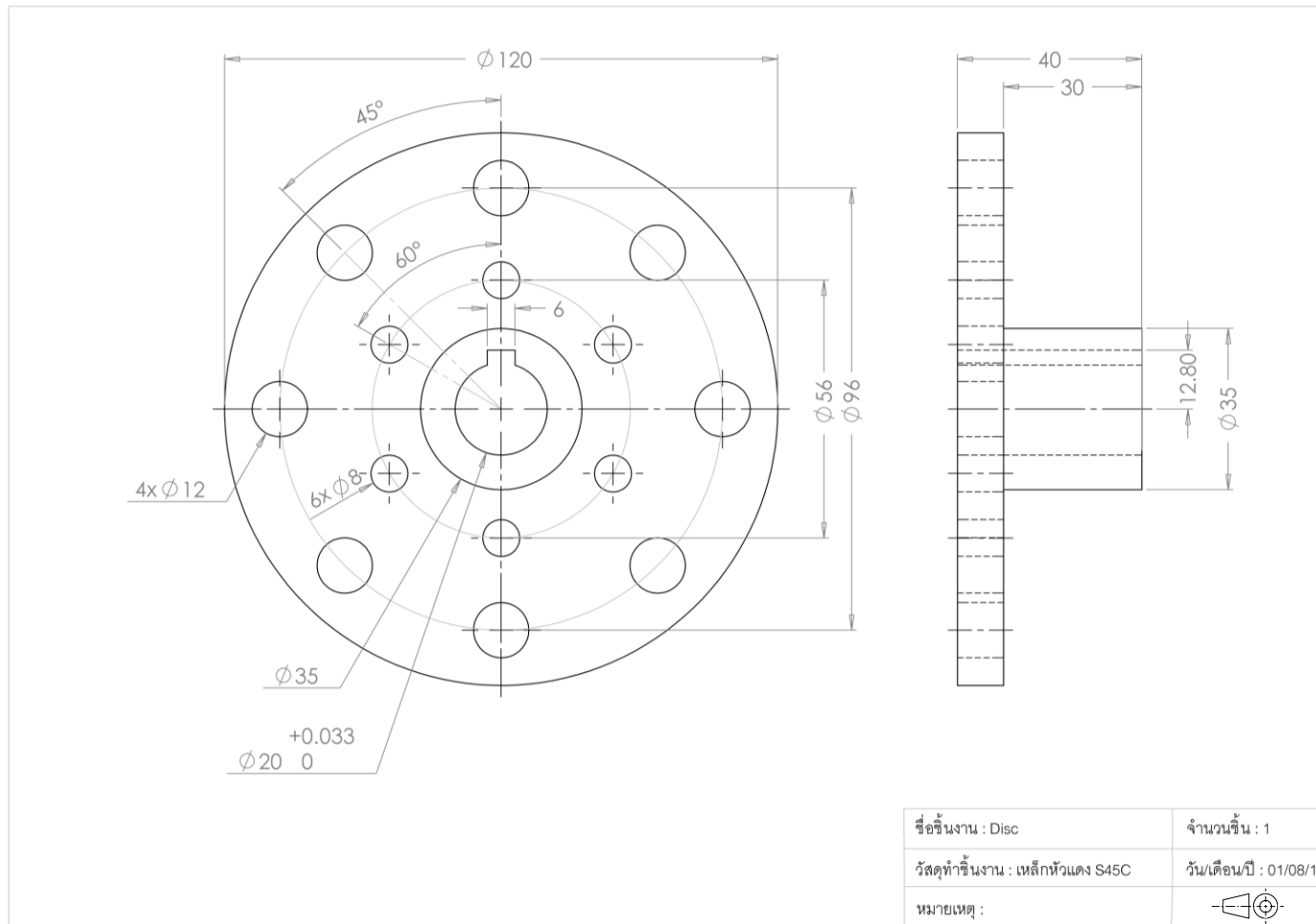
ภาพที่ จ.15 แบบคัปปลิ่ง 1



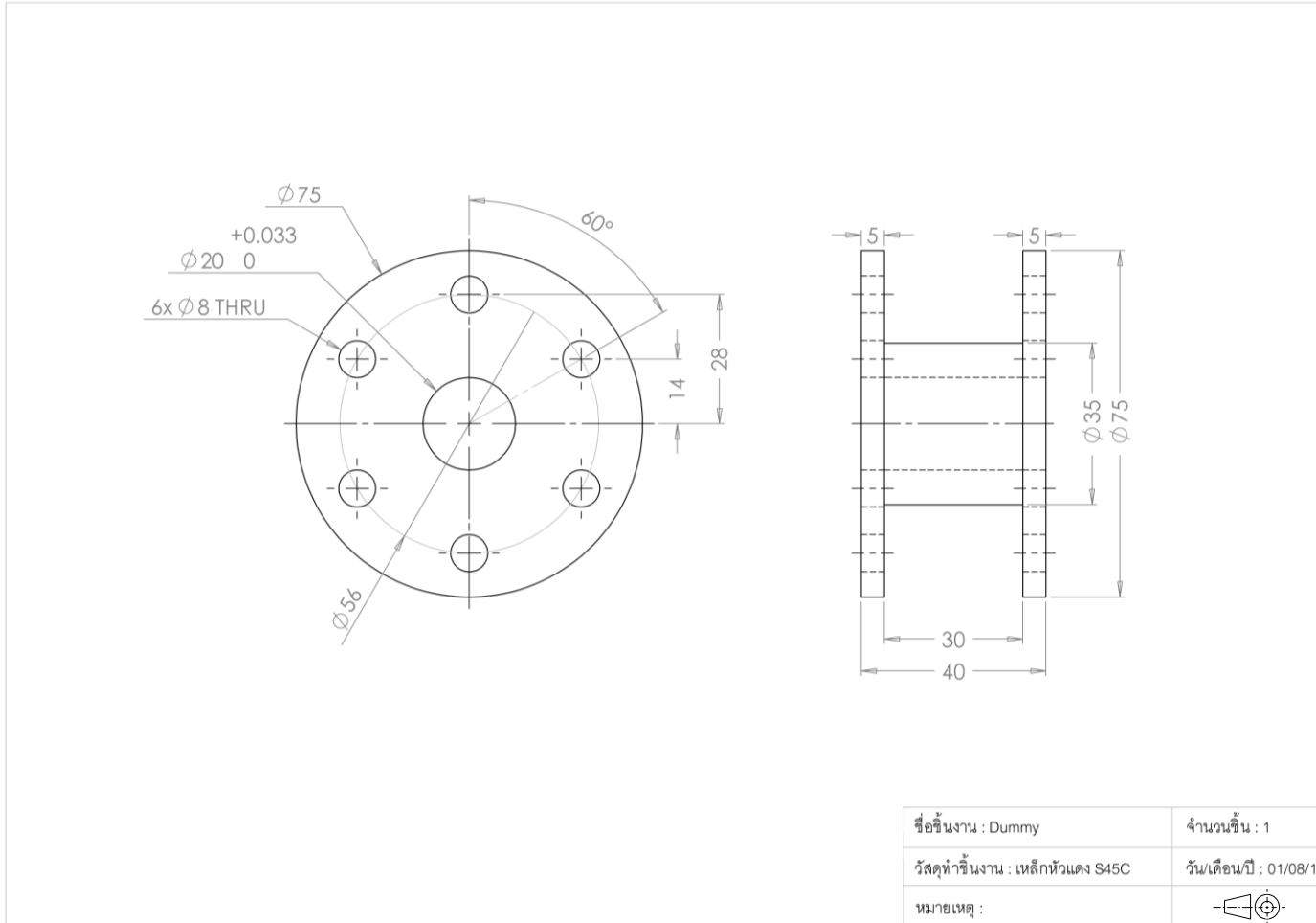
ภาพที่ จ.16 แบบคัปปลิง 2



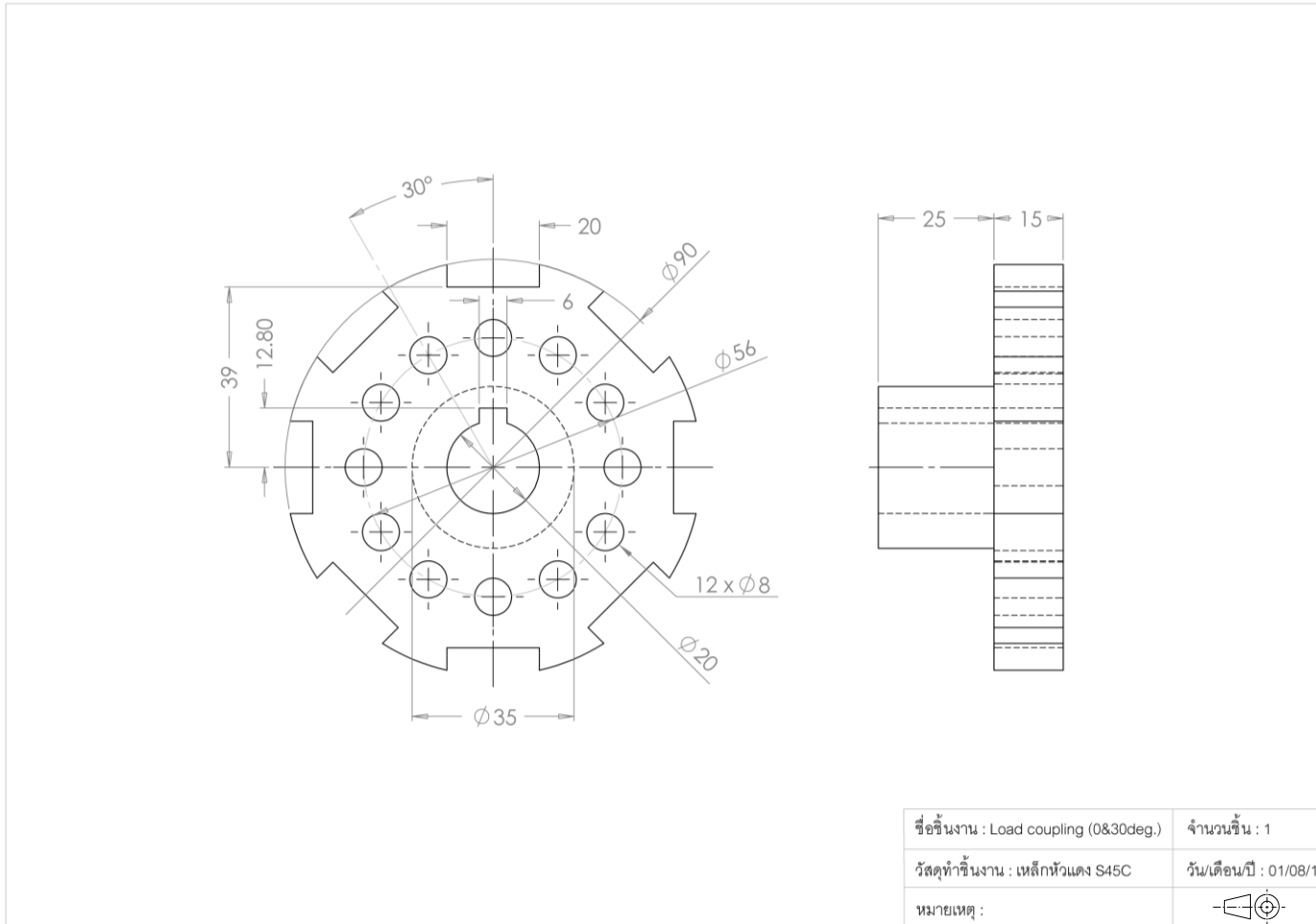
ภาพที่ จ.17 แบบคัปปลิง 3



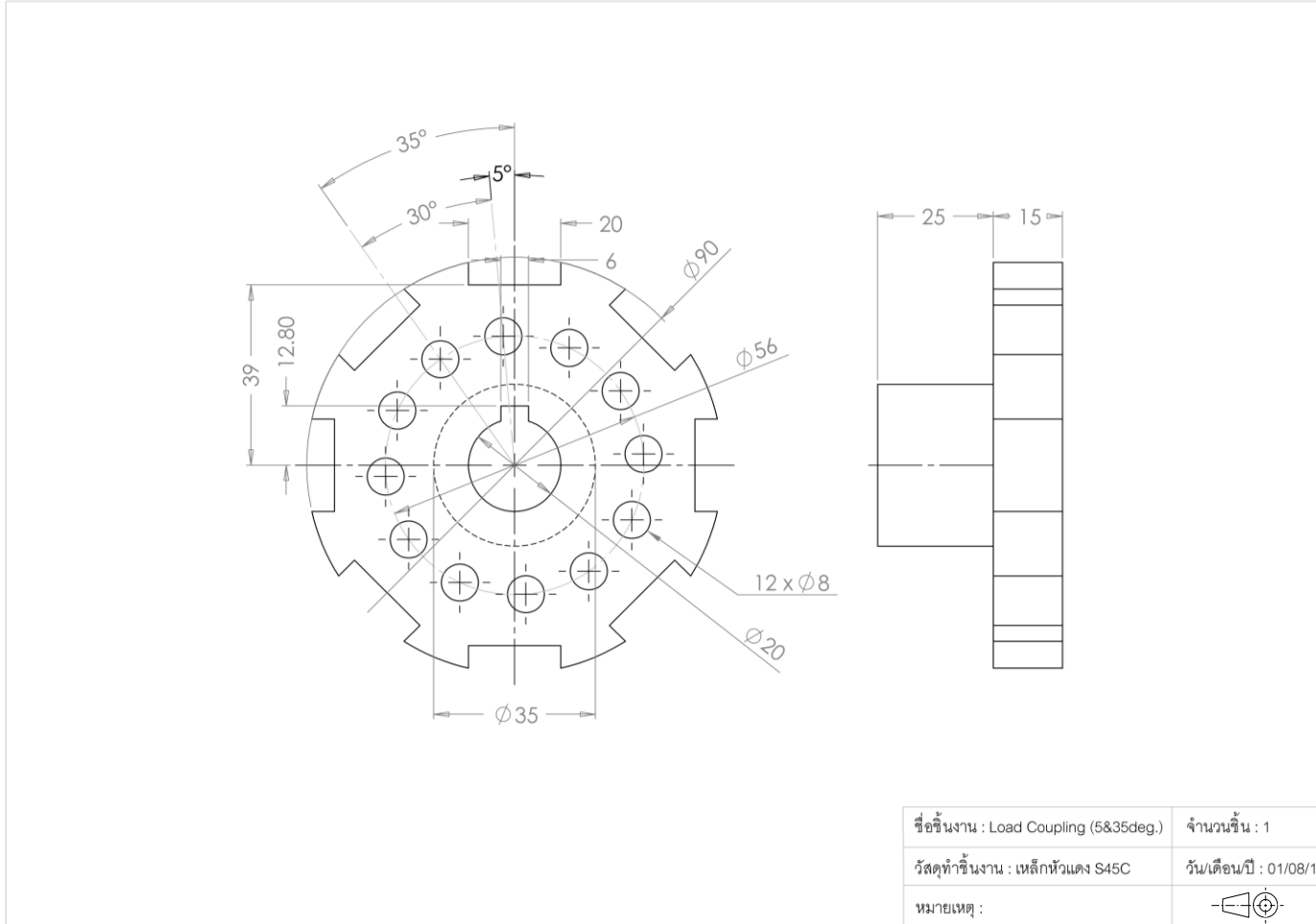
ภาพที่ จ.18 แบบคัปปลิ่ง Disc



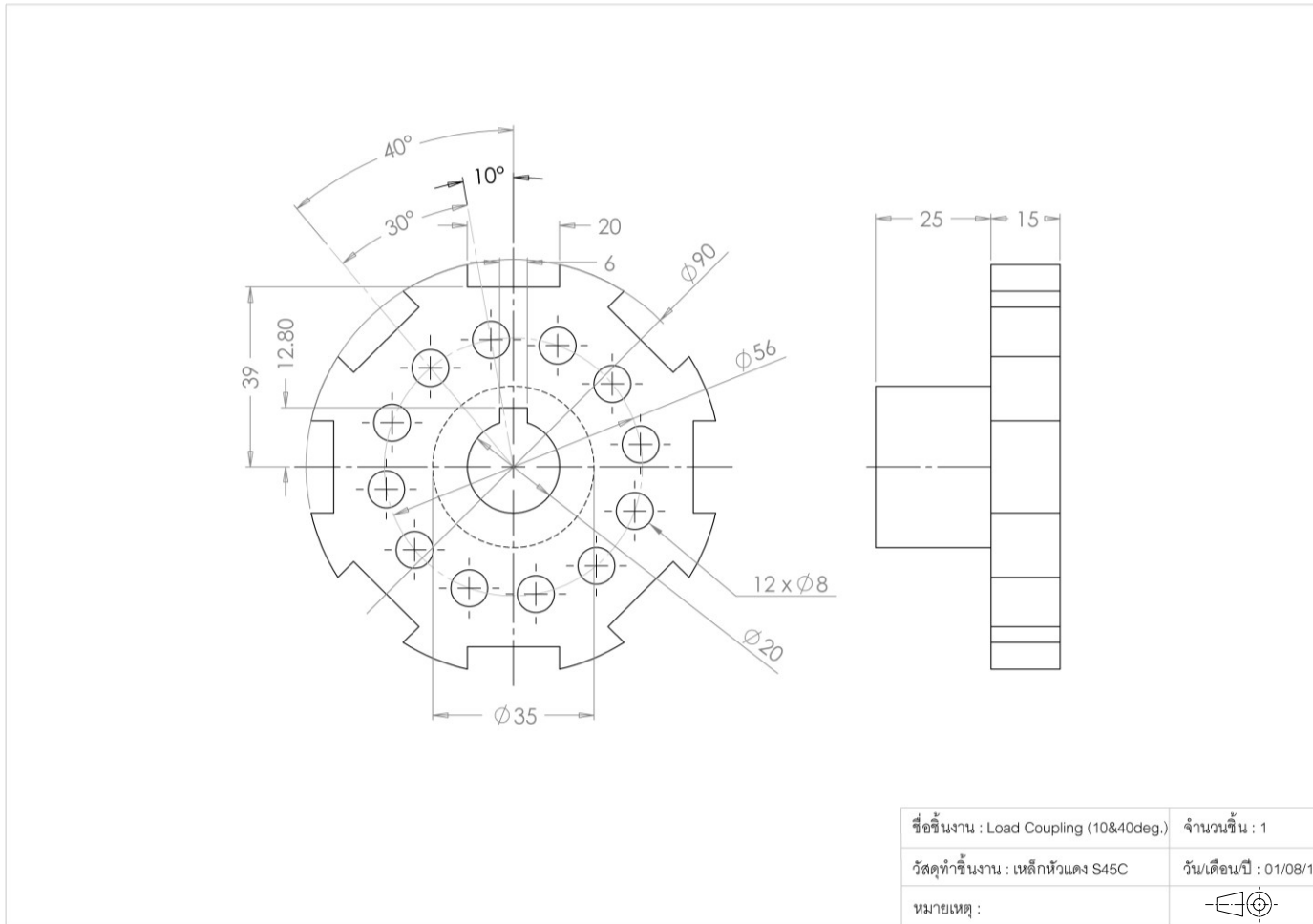
ภาพที่ ๑.19 แบบคัปปลิ่ง Dummy



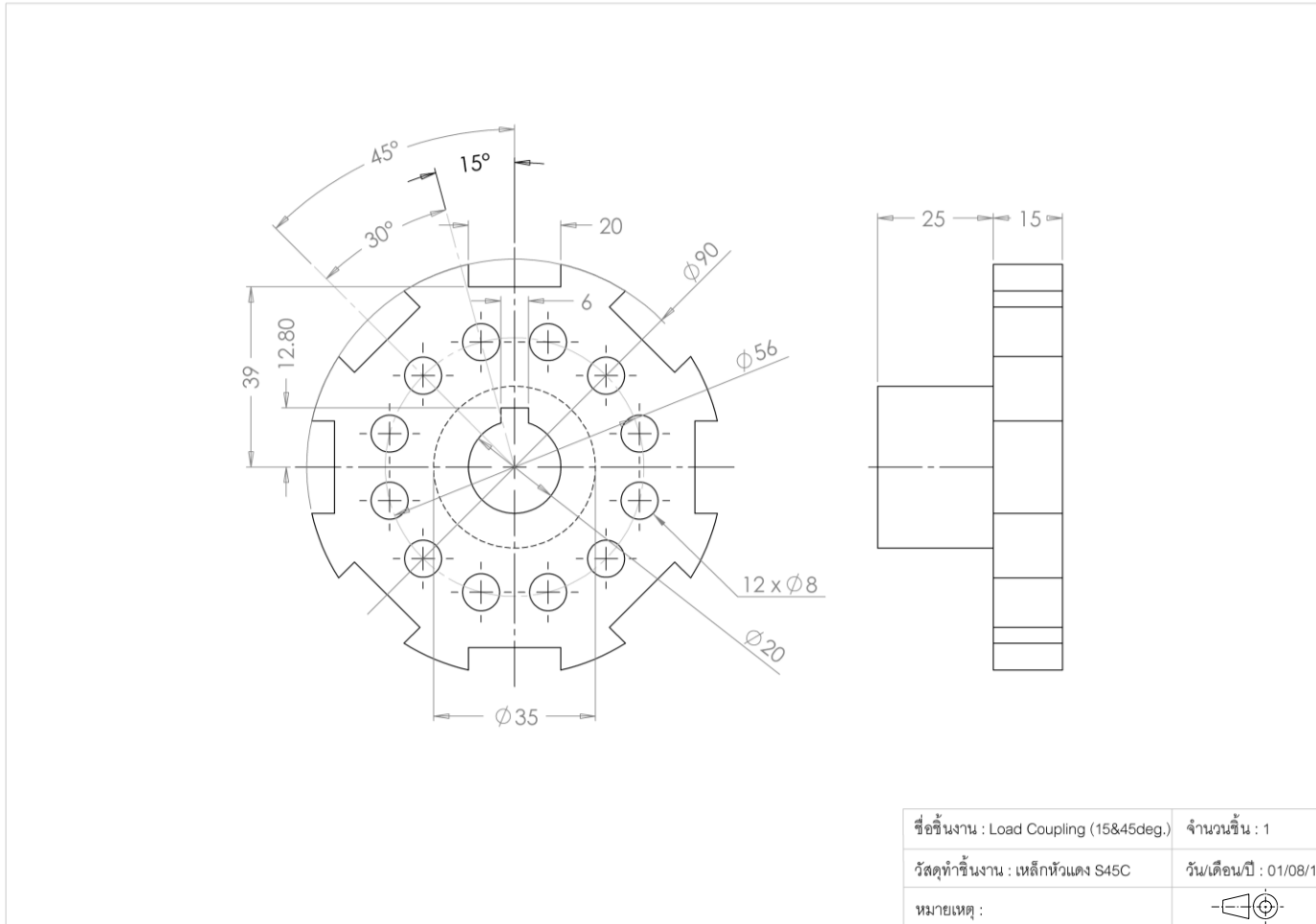
ภาพที่ จ.20 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (0, 30 องศา)



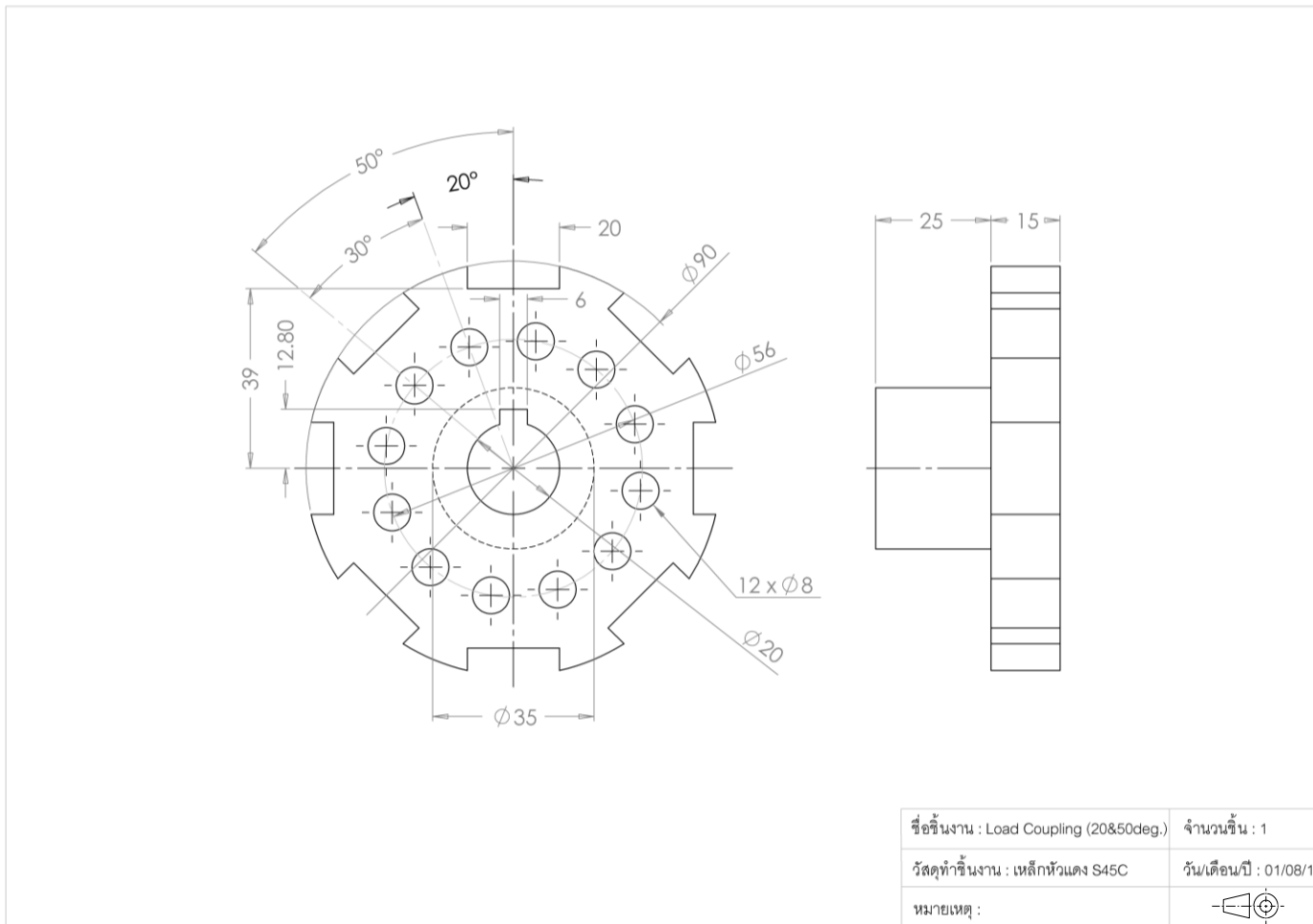
ภาพที่ จ.21 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (5, 35 องศา)



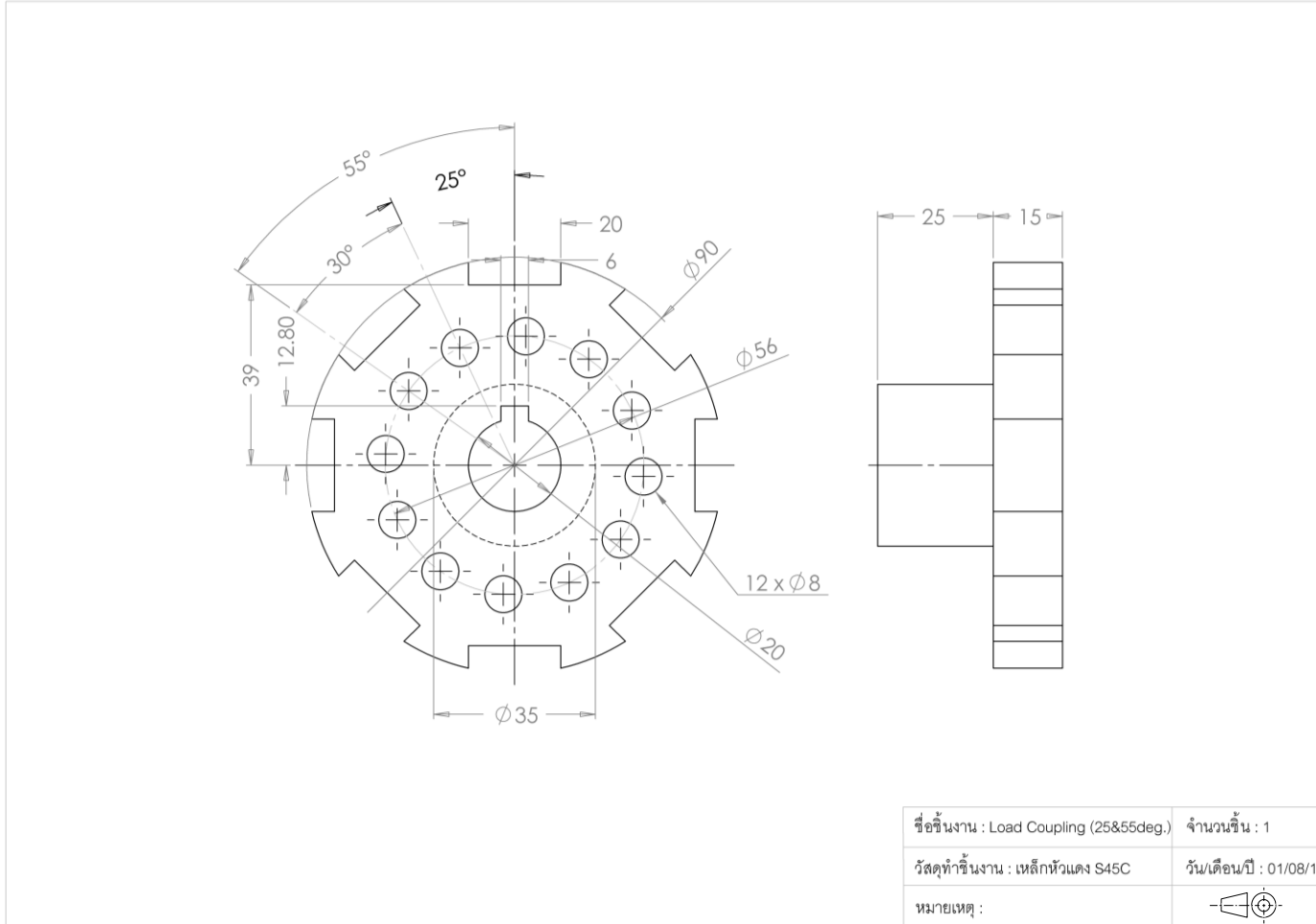
ภาพที่ จ.22 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (10, 40 องศา)



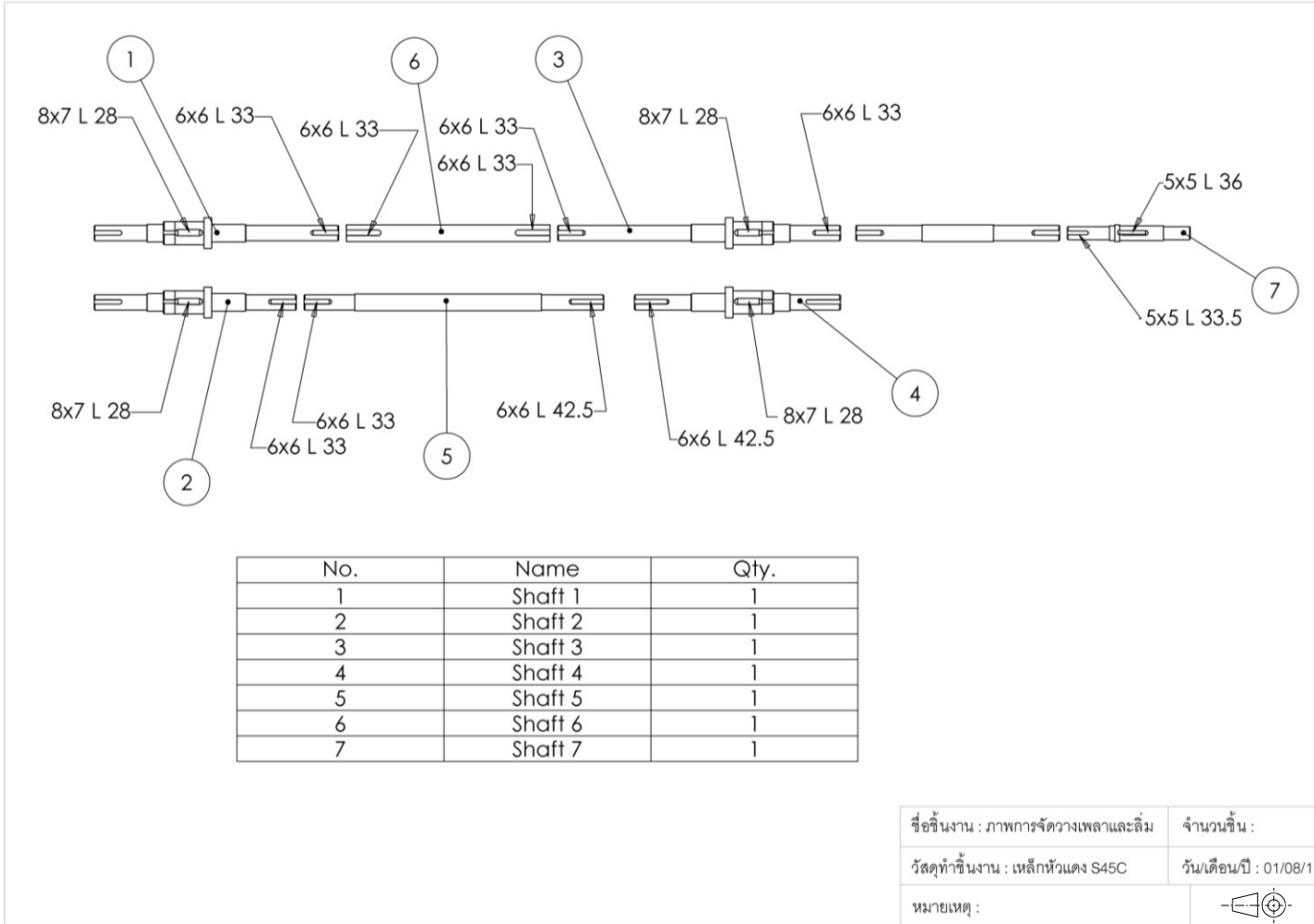
ภาพที่ จ.23 แบบคัปปลิง Load Coupling (15, 45 องศา)



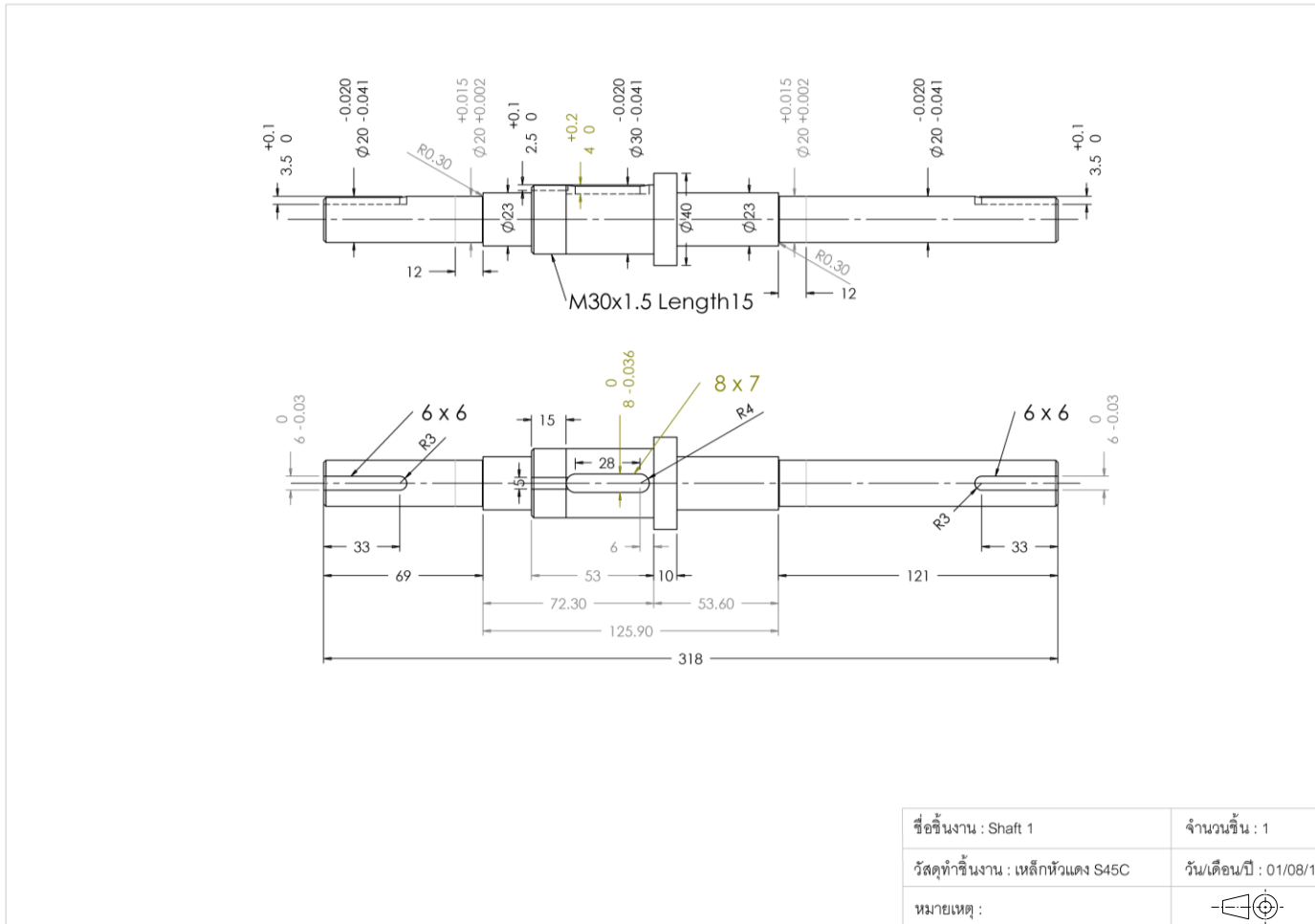
ภาพที่ จ.24 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (20, 50 องศา)



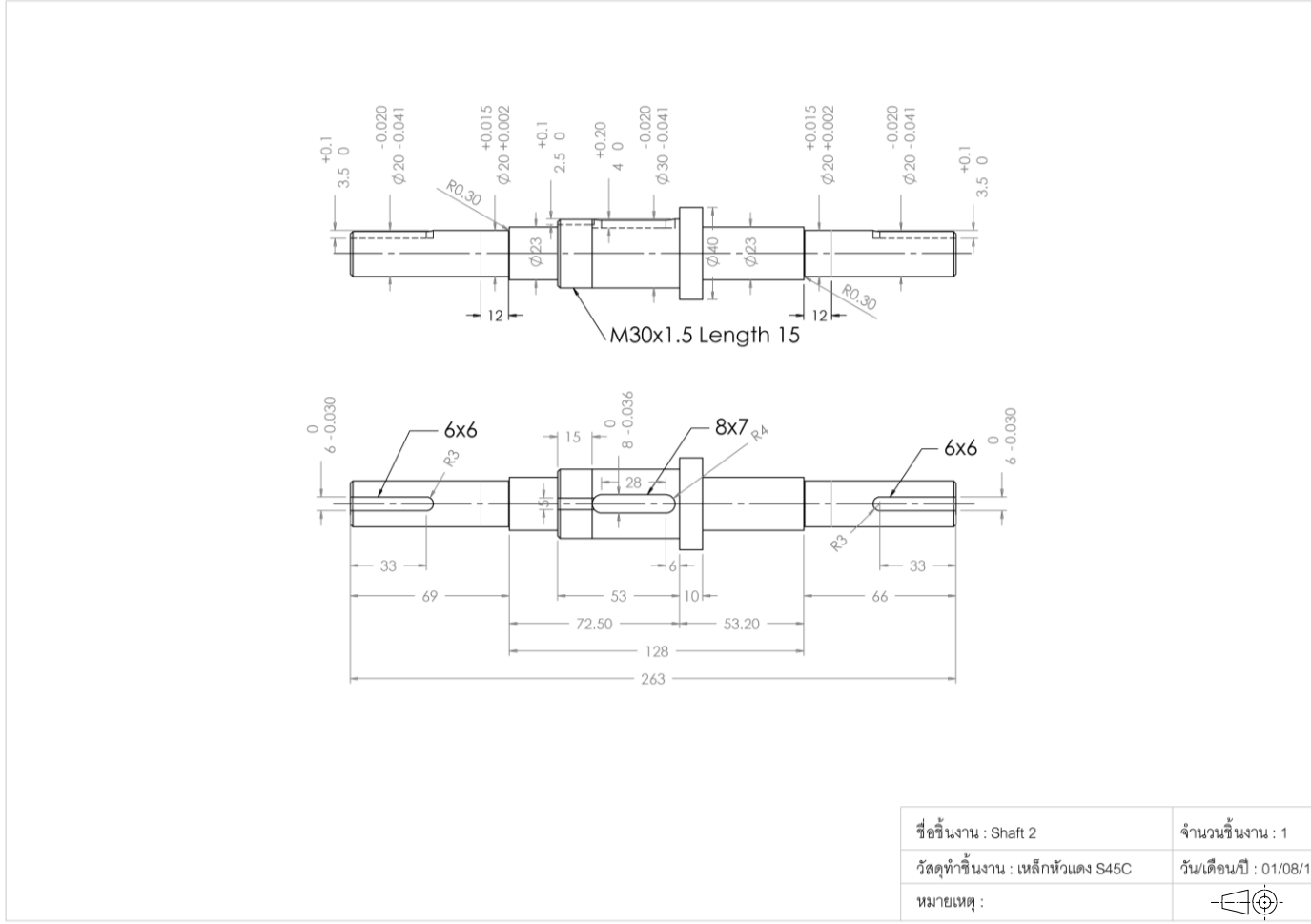
ภาพที่ จ.25 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (25, 55 องศา)



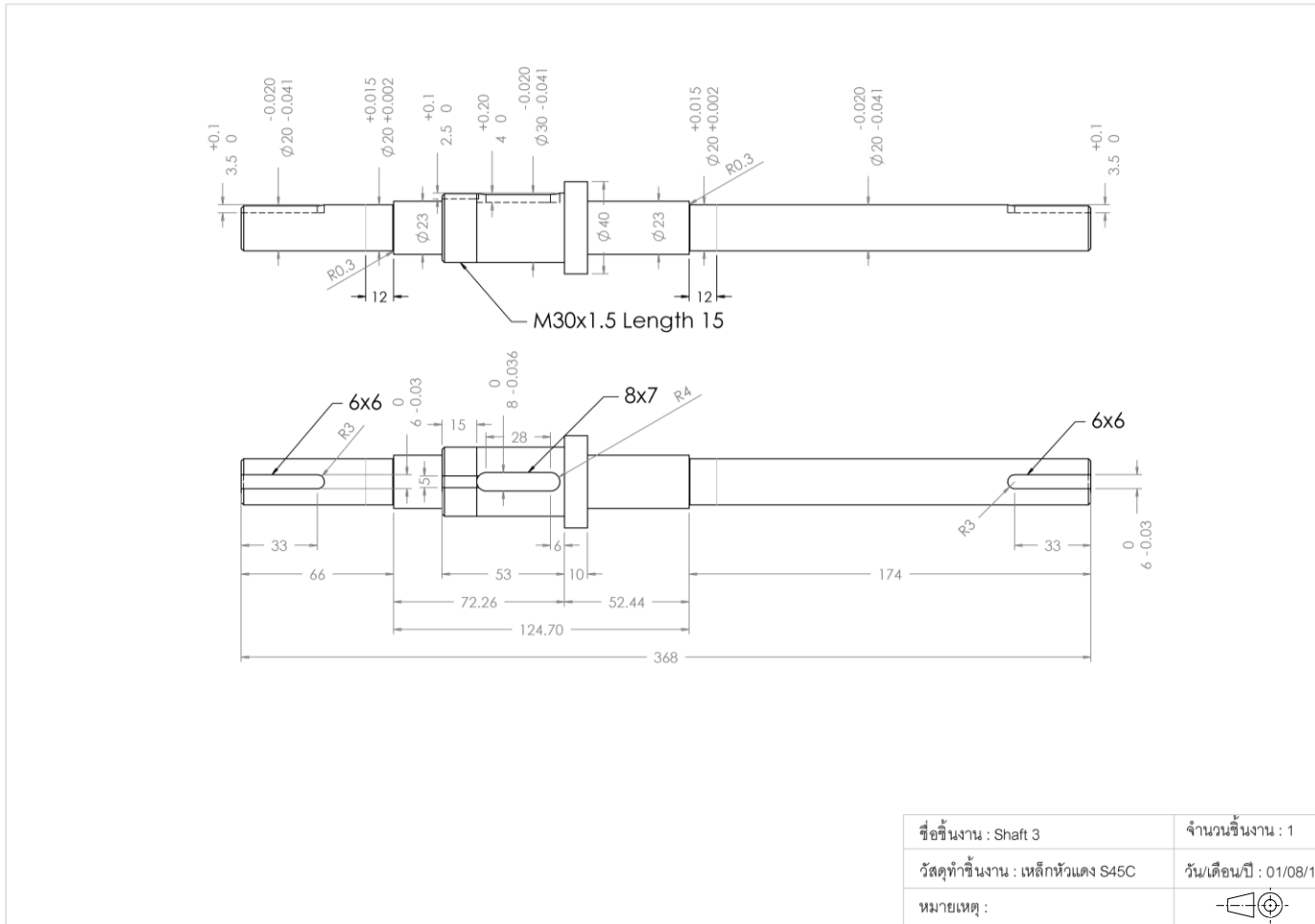
ภาพที่ จ.26 แบบการจัดวางเพลาและลิ้ม



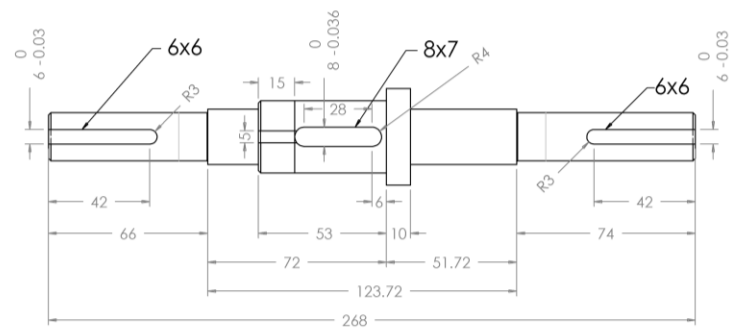
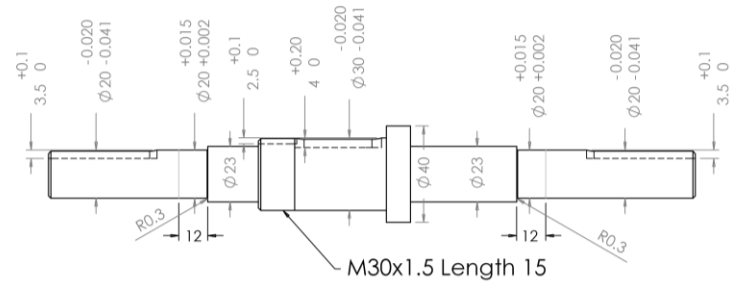
ภาพที่ จ.27 แบบเพลลา 1



ภาพที่ จ.28 แบบเพลลา 2

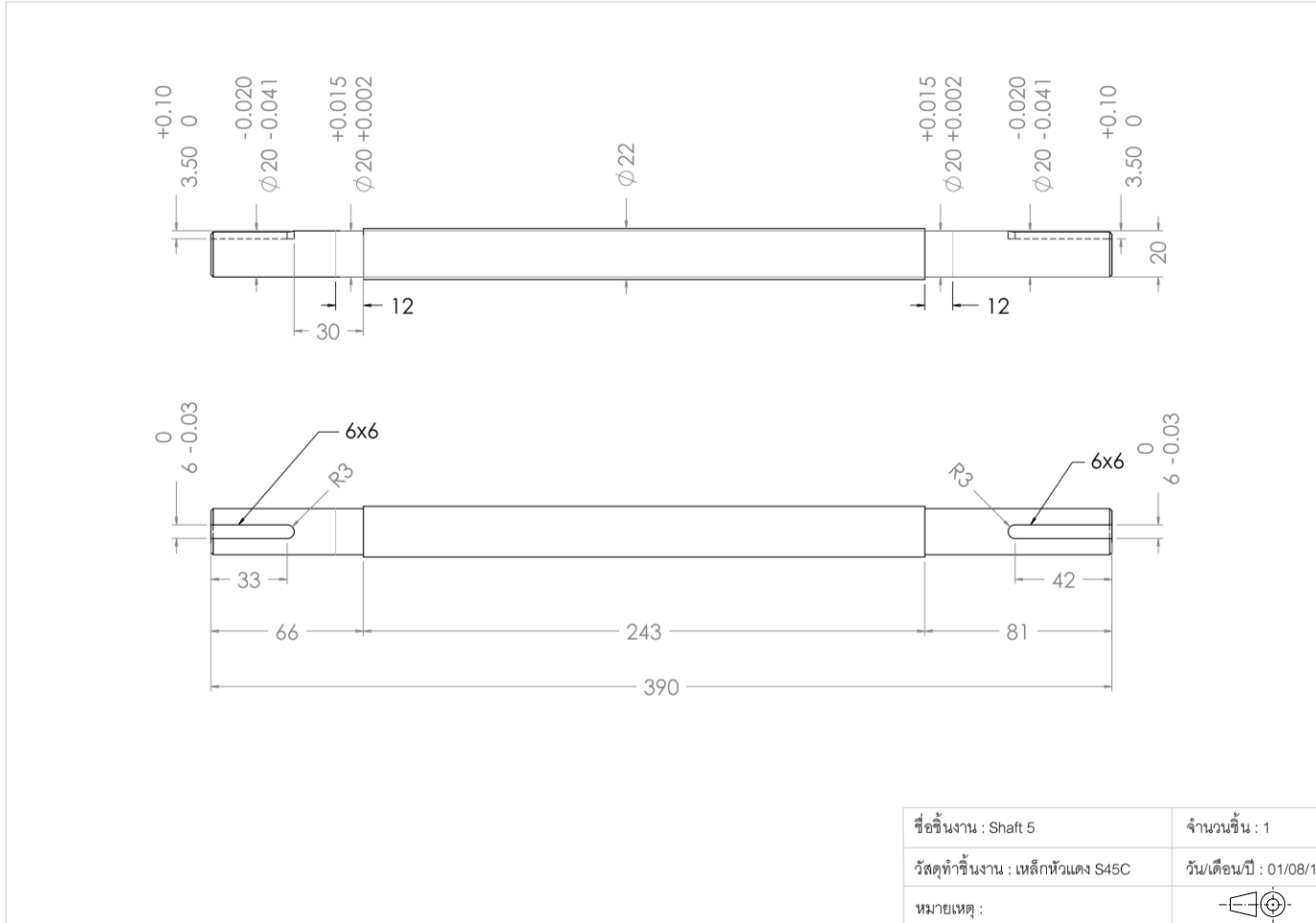


ภาพที่ จ.29 แบบเพลลา 3

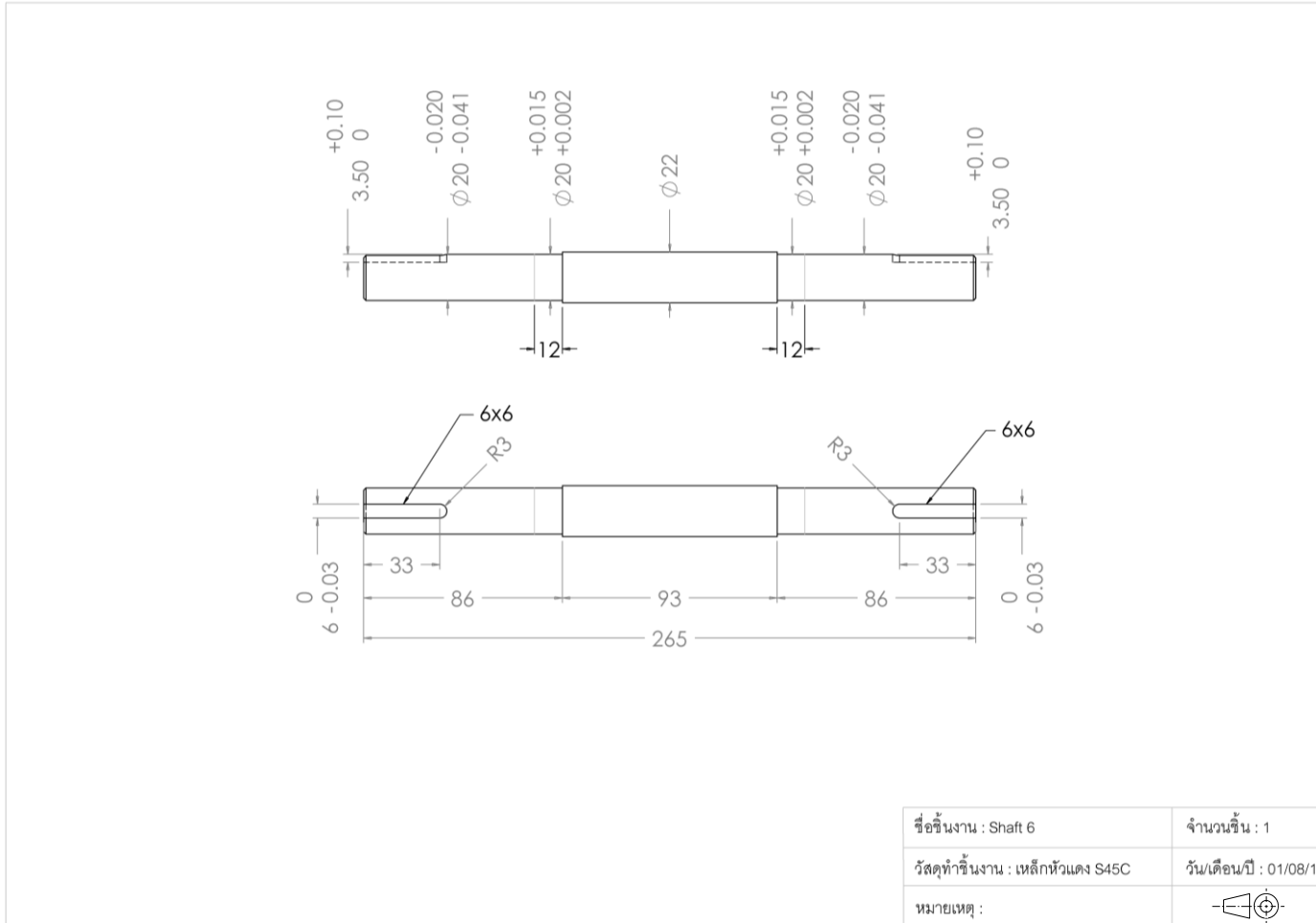


ชื่อชิ้นงาน : Shaft 4	จำนวนชิ้นงาน : 1
วัสดุทำชิ้นงาน : เหล็กหัวแดง S45C	วันเดือนปี : 01/08/11
หมายเหตุ :	

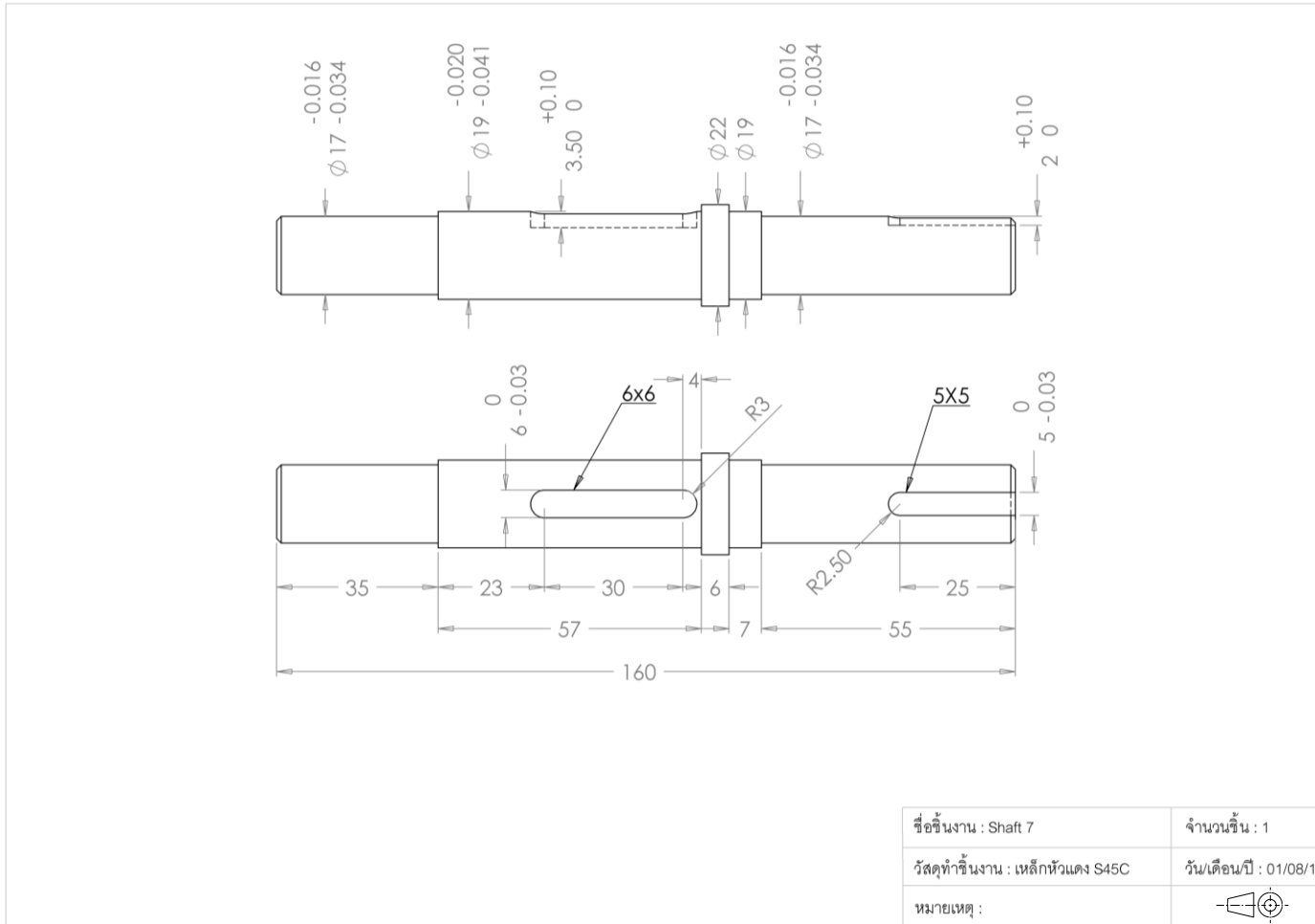
ภาพที่ จ.30 แบบเพลลา 4



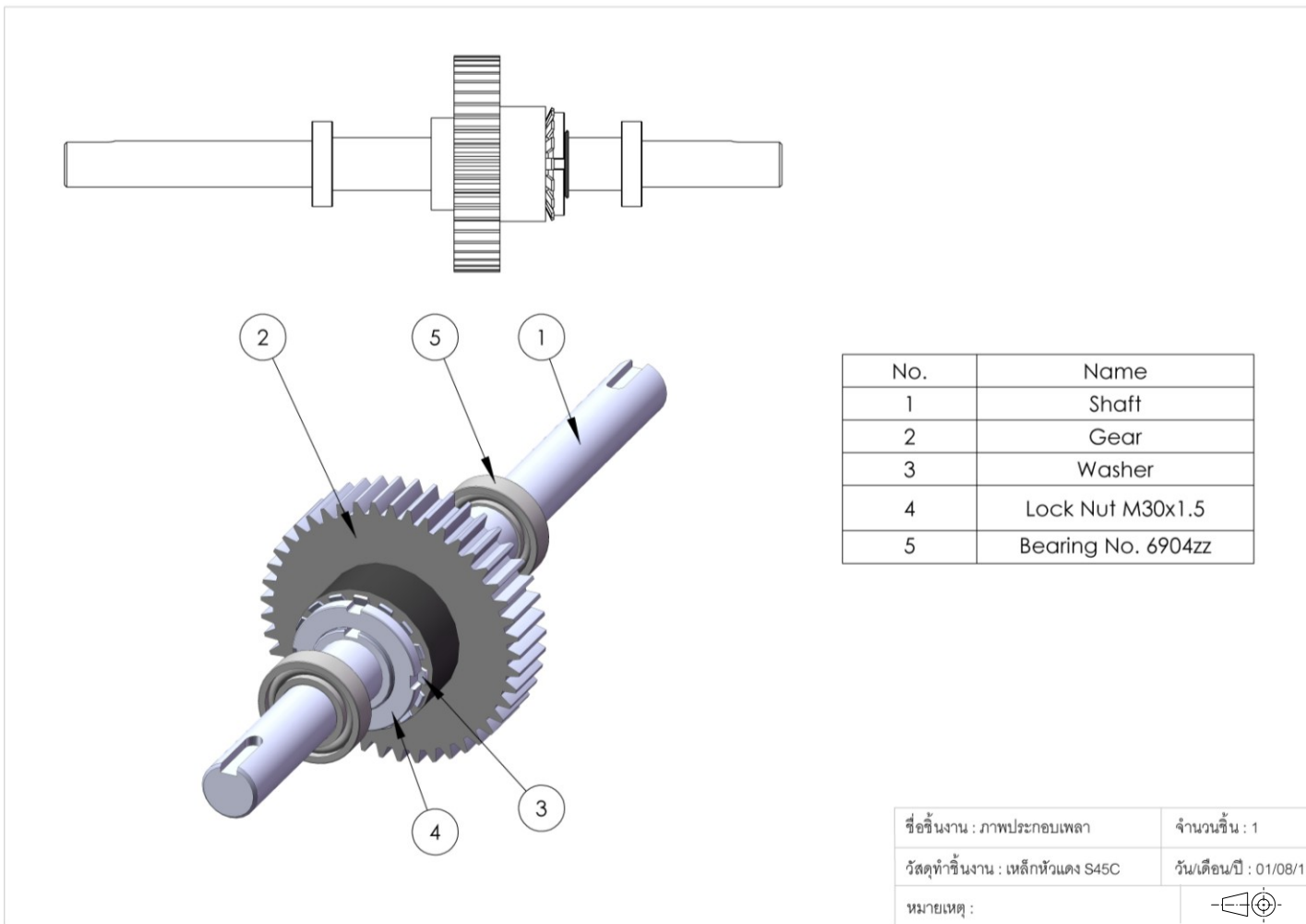
ภาพที่ จ.31 แบบเพลลา 5



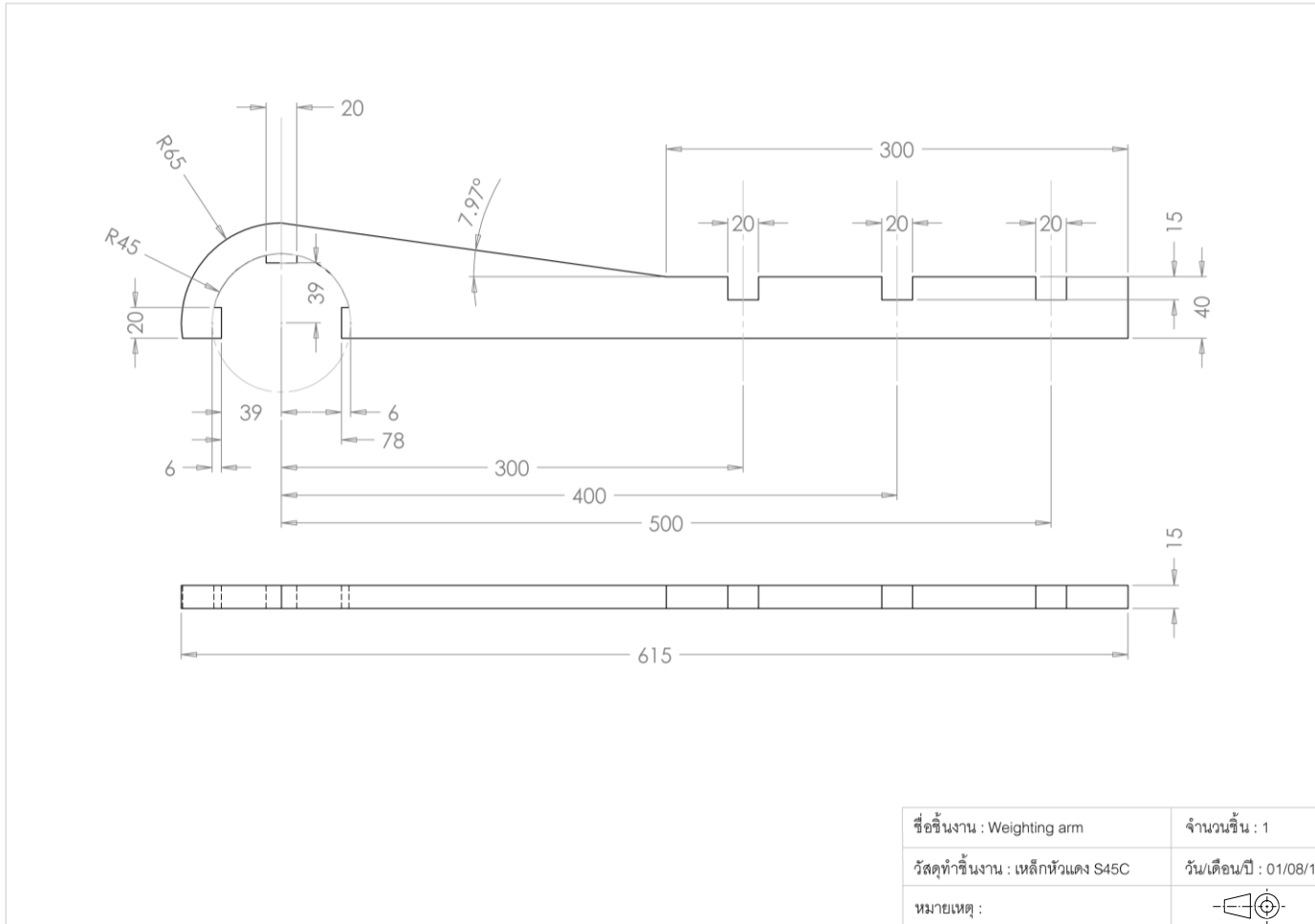
ภาพที่ จ.32 แบบเพลลา 6



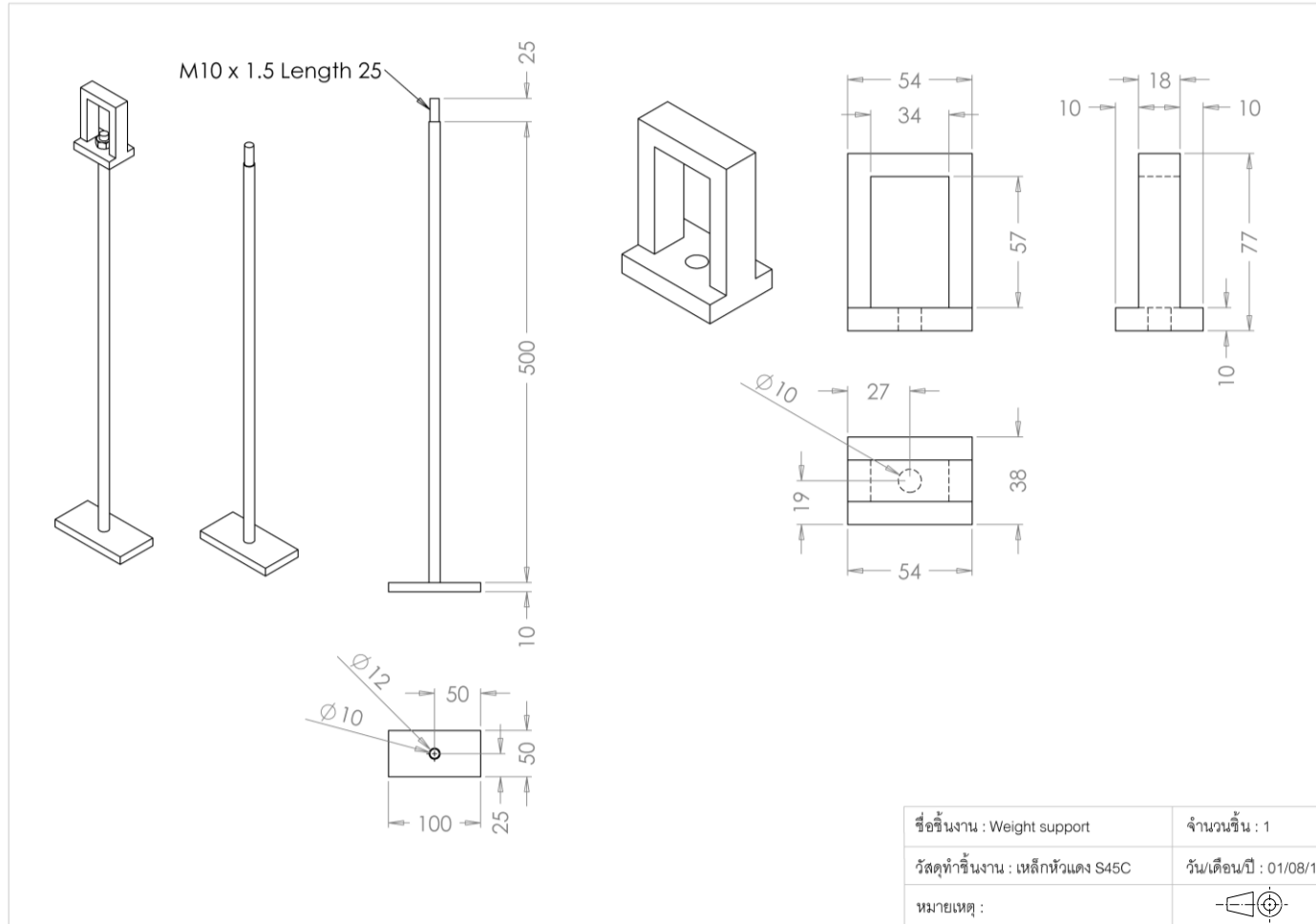
ภาพที่ จ.33 แบบเพลลา 7



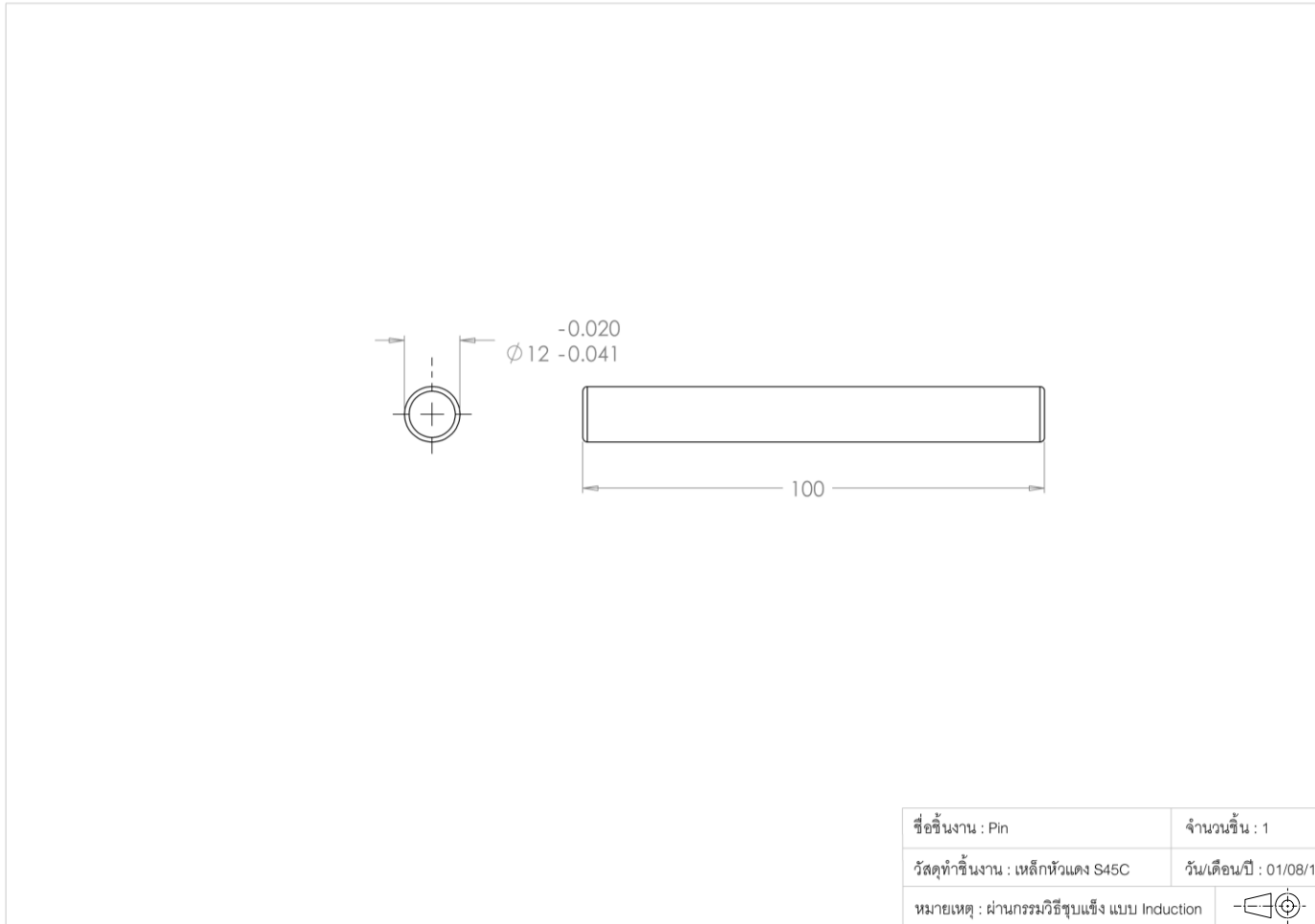
ภาพที่ ๑.34 การประกอบเพลา



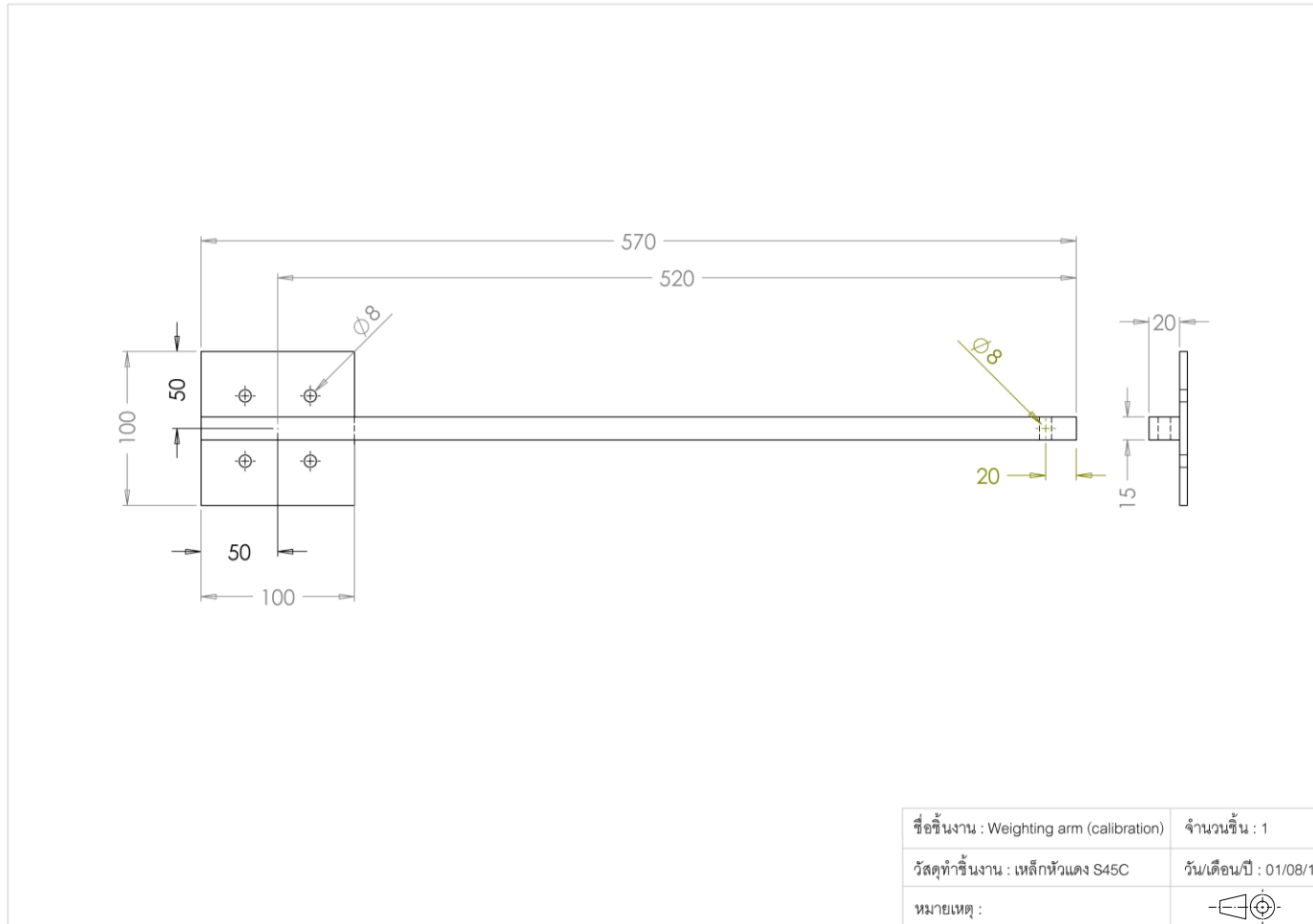
ภาพที่ จ.35 แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิด



ภาพที่ จ.36 แบบฐานถ่วงน้ำหนัก



ภาพที่ จ.37 แบบ Pin ไซด์ระบบ



ภาพที่ จ.38 แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิดสำหรับการสอบเทียบ

ภาคผนวก จ

รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองและเครื่องมือวัดต่างๆ

จ. รายละเอียดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองและเครื่องมือวัดต่างๆ

1. มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส (Induction Motor) ตัวขับเคลื่อนทดลอง

Power: 2.2 kW

Power factor: 0.83



ภาพที่ จ.1 มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส

2. Inverter ควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับเคลื่อนทดลอง

Brand: TECO

Model: SPEECON 7200 MA



ภาพที่ จ.2 Inverter

3. เครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer)

Brand: DIGICON

Model: DT-250TP

Measuring range: 0.5 – 100,000 rpm



ภาพที่ ๓.3 เครื่องวัดความเร็วรอบ

4. Torque Transducer

Brand: KYOWA

Model: TP-5KMCB

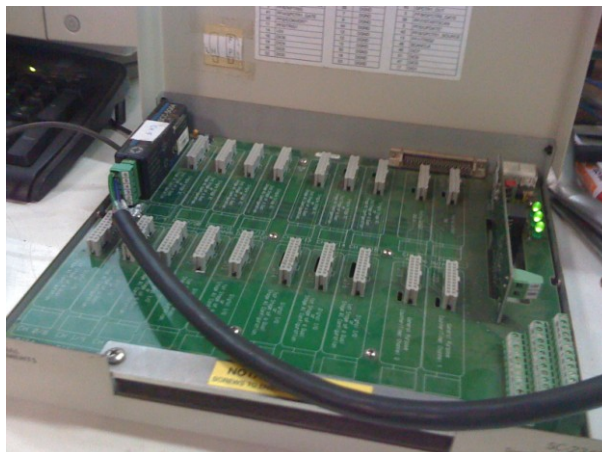


ภาพที่ ๓.4 เครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer)

5. Strain amplifier module

Brand: NATIONAL INSTRUMENT

Model: SC-2345



ภาพที่ ๕.5 Strain amplifier module

6. ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น (Rotary pump)

Brand: WLP

Model: ROP11A



ภาพที่ ๕.6 ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น

7. มอเตอร์ไฟฟ้า (Induction Motor) ตัวขับเคลื่อนน้ำมันหล่อลื่น



ภาพที่ ๗.7 มอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับเคลื่อนน้ำมัน

8. Inverter ควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับเคลื่อน

Brand : TECO

Model : SPEECON 7200JA



ภาพที่ ๗.8 Inverter ควบคุมมอเตอร์ขับเคลื่อนน้ำมัน

9. ฮีตเตอร์แบบจุ่ม (Immersion Heater)

Brand : SANGI

Series : SG

ขนาด : 1,000 วัตต์



ภาพที่ ๙. 9 Heater

10. เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

Brand : SK

Model : JB-30S

Type : K



ภาพที่ ๑๐. 10 Thermocouple

11. ชุดอุปกรณ์แสดงผลและควบคุมอุณหภูมิ (Temperature controller)

Brand : DIGICON

Type : MD-400-101



ภาพที่ ๑.11 ชุดอุปกรณ์แสดงผลและควบคุมอุณหภูมิ

12. Dial gage



ภาพที่ ๑.12 Dial gage

ภาคผนวก ช

พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและ
โปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลในคู่อู๋เพียงเฉียง

ข. พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและโปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลในคู่เฟืองเฉียง

สำหรับภาคผนวกนี้จะแสดงพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในโปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียเพื่อเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินกับการทดลอง รวมถึง Code โปรแกรมคำนวณที่ใช้ประเมินกำลังสูญเสียจากการไหลในคู่เฟืองเฉียง

ข1. พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง

ตารางที่ ข.1 พารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟืองที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง

Parameters	Gear set				
	A	B	C	D	E
Number of Teeth	30	30	30	30	15
Transverse Module m_t (mm)	3	3	3	3	6
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	20	14.5	20	20
Helix Angle Ψ (deg)	0	33.5	33.5	33.5	33.5
Face Width FW (mm)	20	20	20	40	20
Pitch Diameter (mm)	90	90	90	90	90
Pinion Young's Modulus E_1 (GPa)	206	206	206	206	206
Gear Young's Modulus E_2 (GPa)	206	206	206	206	206
Pinion Poisson's Ratio ϵ_1	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Gear Poisson's Ratio ϵ_2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Surface Roughness RMS S' (μm)	0.8255	0.8255	0.8255	0.8255	0.8255

ตารางที่ ข.2 คุณสมบัติของสารหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลอง

Property at 70°C	SAE Grade 80w90
Dynamic viscosity ν (cP)	24.87333
Kinematic viscosity ν_k (cSt)	28.7
Density ρ (kg/m^3)	866.67

ท2. Code โปรแกรม MATLAB ที่ใช้คำนวณแบบจำลองกำลังสูญเสียของคู่เฟืองเฉียง

Code โปรแกรม MATLAB ที่ใช้คำนวณแบบจำลองกำลังสูญเสียของคู่เฟืองเฉียงมีดังนี้

```
clear; %ลบตัวแปรทั้งหมด
col(1,:)=[.9 .0 .0]; %ประกาศสี(7สี)
col(2,:)=[.9 .0 .9];
col(3,:)=[.0 .0 .9];
col(4,:)=[.0 .9 .9];
col(5,:)=[.0 .9 .0];
col(6,:)=[.9 .9 .0];
col(7,:)=[.9 .5 .0];
code = 2; %ลำดับของโปรแกรม
%=====

%Gear Design Parameters

z1 = 30; %number of teeth of pinion
z2 = 30; %number of teeth of gear
m = 3; %Gear module (mm)
PDP = m*z1; %Pitch diameter Pinion (mm)
PDG = m*z2; %Pitch diameter Gear (mm)
PAdeg = 20; %Pressure angle (degree)
PA = PAdeg*pi/180; %Pressure angle (rad)
HAdeg = 33.5; %Helix angle (degree)
HA = HAdeg*pi/180; %Helix angle (rad)
FW= 20; %Face width (mm)
Srms = 0.8255; %Surface roughness (micro-m)
v1 = 0.3; %poisson's ratio of pinion
v2 = 0.3; %poisson's ratio of gear
E1 = 2.0593965*power(10,11); %young's modulus of pinion(SCM415)
(GPa)
E2 = 2.0593965*power(10,11); %young's modulus of gear(SCM415)
(GPa)

%=====

%Operating Condition

T=[59.88 89.12 143.94 179.07 211.95]; %Torque (N-m)
N_=[500 1000 1500 2000 2500]; %Rotationa speed (rpm)
vo = 24.87333; %Dynamic viscosity (cP)
vk = 28.7; %Kinematic viscosity (cSt)

%=====

nst = 20; %จำนวนคู่ฟัน
ns = 100; %จำนวน section

%=====

rat = z1/z2 ; %อัตราส่วนการขบ
Rp1 = m*z1/2 ; %รัศมีpitch ของเฟืองขับ
Rp2 = m*z2/2 ; %รัศมีpitch ของเฟืองตาม
Rb1 = Rp1*cos(PA); %รัศมีbase ของเฟืองขับ
```

```

Rb2    = Rp2*cos(PA);   %รัศมีbase ของเฟืองตาม
pitchb = 2*pi*Rb1/z1;  %basepitch (base)
pitchc = 2*pi*Rp1/z1;  %basepitch (pitch)
BHA    = atan(Rb1*tan(HA)/Rp1); %basehelix (rad)
BHAdeg = BHA*180/pi;  %basehelix (deg)
FA     = FW*tan(BHA);  %Face advance

%=====

n1p = Rp1*sin(PA); %N1P
n2p = Rp2*sin(PA); %N2P
ap  = sqrt((Rp2+m)^2-Rb2^2)-n2p; %AP
bp  = sqrt((Rp1+m)^2-Rb1^2)-n1p; %BP

%=====

step = pitchb/200; %แบ่งจุดกรคำนวณ
nn1  = (0:-step:-ap)./n1p; %array AP
nnn1 = fliplr(nn1); %กลับหัวท้าย
nn2  = (0:step:bp)./n2p; %array BP
lnn1 = length(nn1); %length array AP
lnn2 = length(nn2); %length array BP
nnnn1 = nnn1(1:(lnn1-1)); %ลบ 0 ออก
nn     = cat(2,nnnn1,nn2); %รวมarray กราฟV
LL     = length(nn); %length ของarray กราฟV
%ประกาศMatrix ไว้กับตัวแปรสำหรับคำนวณSliding Loss

allQ(1:length(N_),1:length(T))=0;

runT = 1; %ประกาศTorque ลำดับที่1
runN = 1; %ประกาศSpeed ลำดับที่1
LPLH %program include คำนวณLength of contact
LPL=dgraph(1:LL); %Length of contact

%=====

plot Length of contact, ช่วงเวลาต่างๆ

figure(2);
xlabel('Meshing Position');
ylabel('Length of Contact');
box on
hold on
P2=plot((1:length(LPL)),LPL,'k');

saveas(P2,'H1_CONST_1_Length_of_contact.tif');

%=====

for (runT=1:length(T)) %Loop Torque
for (runN=1:length(N_)) %Loop Speed

%=====

rc1 = [n1p:-step:n1p-ap]; %คำนวณรัศมีความโค้งเฟืองขับ
rc2 = [n1p+step:step:n1p+bp];

```

```

r1 = cat(2, fliplr(rc1), rc2); %รัศมีความโค้งเพื่องขับ
rc1 = [n2p:+step:n2p+ap]; %กำหนดรัศมีความโค้งเพื่องตาม
rc2 = [n2p-step:-step:n2p-bp];
r2 = cat(2, fliplr(rc1), rc2); %รัศมีความโค้งเพื่องตาม

W0 = (T(runT))./(Rp1.*(LPL).*0.001.*0.001); %Load parameters (N/m)
u1 = 2*pi*N_(runN)/60*r1; %Rolling velocity เพื่องขับ(mm/s)
u2 = 2*pi*N_(runN)/60*r2; %Rolling velocity เพื่องตาม(mm/s)
Vr = (u1 + u2)*0.001; %Sum of Rolling velocity (m/s)
Vs = abs((u1 - u2)*0.001); %Sliding velocity (m/s)
R = ((r1.*r2)./(r1+r2))*0.001; %Equivalent radius of curvature(m)
E0 = 2/(((1-power(v1,2))/E1)+((1-power(v2,2))/E2));
%Equivalent modulus of elasticity (Pa,N/m2)
Pmax = sqrt((W0.*E0)./(2.*pi.*R)); %Load parameters (Pa,N/m2)

%=====

กำหนด Friction COEF

for(i=1:lnn1+lnn2);
    FA1=0.224809;%N-lbf
    FA2=39.370079;%m-in
    FA3=0.005710149;%N/m-lbf/in
    fcoef=0.0127*(50/(50-
    (Srms.*FA2))).*log10((3.17*power(10,8).*(W0.*FA3))./(vo.*(Vs.*FA2).*p
    ower((Vr.*FA2),2)));
end

%=====

%program include plot Friction COEF, ช่วงเวลาต่างๆ

figure(3);
set(gcf, 'PaperPositionMode', 'manual');
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches');
set(gcf, 'PaperPosition', [0.25 2.5 10.0 6.0]);
set(gcf, 'PaperUnits', 'centimeters');
set(gcf, 'PaperSize', [25 29]);
xlabel('Meshing Position');
ylabel('Friction Coefficient');
if(runN==length(N_)&&runT==length(T))
    legend('show','Location','NorthEastOutside');
end
box on
hold on
P3=plot(1:length(fcoef), fcoef);
if(runT==1)

set(P3, 'Color', col(mod(runN,7)+1,:), 'LineStyle', ':', 'DisplayName', (str
rcat('Load', int2str(T(runT)), ' Speed', int2str(N_(runN))));
elseif(runT==2)
    set(P3, 'Color', col(mod(runN,7)+1,:), 'LineStyle', '-
.', 'DisplayName', (strcat('Load', int2str(T(runT)), '
Speed', int2str(N_(runN))));
elseif(runT==3)

```

```

        set(P3, 'Color', col(mod(runN, 7)+1, :), 'LineStyle', '--',
        ', 'DisplayName', (strcat('Load', int2str(T(runT)), '
Speed', int2str(N_(runN)))));
    else
        set(P3, 'Color', col(mod(runN, 7)+1, :), 'LineStyle', '-
        ', 'DisplayName', (strcat('Load', int2str(T(runT)), '
Speed', int2str(N_(runN)))));
    end

    if(runN==length(N_) && runT==length(T))
        clf reset
    end

%=====

%factor สำหรับคำนวณ Sliding loss ratio

fac1 = power(tan(PA)*fcoef(1:length(nnnn1))*(1+rat), -1);
fac2 = power(tan(PA)*fcoef(1:length(nnnn1)), -1);
fac3 = power(tan(PA)*fcoef(length(nnnn1)+1:length(fcoef))*(1+rat), -
1);
fac4 = power(tan(PA)*fcoef(length(nnnn1)+1:length(fcoef)), -1);

%=====

%คำนวณ Sliding loss ratio ของการขบ 1 คู่ฟัน

lossratio1 = (-nnnn1./fac1)./(1-(nnnn1+1)./fac2);
Llossratio1 = size(lossratio1);
Llossratio1 = Llossratio1(2);
lossratio2 = (nn2./fac3)./(1+(nn2+1)./fac4);
Llossratio2 = size(lossratio2);
Llossratio2 = Llossratio2(2);
lossratio2(1) = 0;

lossratio = cat(2, lossratio1, lossratio2); %Sliding loss ratio

%=====

plot Sliding loss ratio, ช่วงเวลาต่างๆ

figure(4);
set(gcf, 'PaperPositionMode', 'manual');
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches');
set(gcf, 'PaperPosition', [0.25 2.5 10.0 6.0]);
set(gcf, 'PaperUnits', 'centimeters');
set(gcf, 'PaperSize', [25 29]);
xlabel('Meshing Position');
ylabel('Sliding Loss Ratio');
if(runN==length(N_) && runT==length(T))
    legend('show', 'Location', 'NorthEastOutside');
end
box on
hold on
P4=plot(1:length(lossratio), lossratio);
if(runT==1)

```

```

set (P4, 'Color', col (mod (runN, 7)+1, :), 'LineStyle', ':', 'DisplayName', (st
rconcat ('Load', int2str (T (runT)), ' Speed', int2str (N_ (runN)))));
elseif (runT==2)
    set (P4, 'Color', col (mod (runN, 7)+1, :), 'LineStyle', '-
.', 'DisplayName', (strcat ('Load', int2str (T (runT)), '
Speed', int2str (N_ (runN)))));
elseif (runT==3)
    set (P4, 'Color', col (mod (runN, 7)+1, :), 'LineStyle', '--
', 'DisplayName', (strcat ('Load', int2str (T (runT)), '
Speed', int2str (N_ (runN)))));
else
    set (P4, 'Color', col (mod (runN, 7)+1, :), 'LineStyle', '-
', 'DisplayName', (strcat ('Load', int2str (T (runT)), '
Speed', int2str (N_ (runN)))));
end

if (runN==length (N_) &&runT==length (T))
    clf reset
end

%=====

%ชั้นเฟืองตรงข้อ

n3 = length (0:step:FW)-1; %array facewidth
Pb = length (0:step:pitchb)-1; %array basepitch
n1 = length (0:step:FA)-1; %array face advance

gap = n1/(ns-1); %1 section width
Llossratio = length (lossratio); %Length กราฟV

alllength=(gap*(ns-1)+Pb*(nst-1))+Llossratio; %สร้างความยาวของ column
all (1:ns*nst, 1:alllength)=-1;
%สร้างบ่อรองรับ V ทั้งบ่อเต็มไปด้วยค่า-1 (หมายความว่าไม่มีข้อมูล)

Vstart=1;
countnst=1;

for (countnst=1:nst); %Loop กราฟV
    index=(Pb*(countnst-1)+1); %กำหนด offset ของ V แต่ละตัวเพื่อการวางข้อมูล
    for (i=Vstart:Vstart+ns-1); %ดูปางข้อมูลตามจำนวน number of section ที่ขอ V
        if (round (Llossratio+index-1)-round (index)==Llossratio)
            all (i, round (index):round (Llossratio+index-2))=lossratio; %
นำข้อมูล V วางในบ่อ
        else
            all (i, round (index):round (Llossratio+index-1))=lossratio; %
นำข้อมูล V วางในบ่อ (fix bug)
        end
        index=(index+gap); %กำหนด offset ของ V แต่ละตัวเพื่อ plot graph
    end

    index=(Pb*(countnst-1)+1);
    for (i=Vstart:Vstart+ns-1); %Loop วาดข้อมูลตามจำนวน number of section ที่ขอ
V
        hold on
        index=(index+gap); %ปรับ offset ของ V สำหรับวาดเส้น V ตัวต่อไป

```

```

end
Vstart=Vstart+ns;    %ปรับ row ของ V สำหรับวาดเส้น V ชุดต่อไป
end

%คำนวณและวาดกราฟเฉลี่ย

for (i=1:alllength);
    k=size(find(all(:,i) >= 0)); %นับข้อมูลที่มี value
    z=size(find(all(:,i) == -1)); %นับข้อมูลที่ว่างเปล่า
    if (k(1,1)>0) %เช็คจำนวนเส้น ถ้าเส้นใน shot นั้นมีมากกว่า 0 เส้นให้คำนวณตามปกติ
        newgraph(1,i)=(sum(all(:,i)) - (-1*z(1,1)))/k(1,1); %คำนวณหาค่าเฉลี่ยตาม
        จำนวนเส้น V ใน shot นั้น
    else
        newgraph(1,i)=0; %คำนวณค่าเฉลี่ยได้ 0
    end
end
newgraph5(1,1:alllength)=sum(newgraph)/(alllength-1); %คำนวณค่าเฉลี่ยรวม

%=====

plot กราฟช้อน, ช่วงเวลาต่างๆ

figure(5);
subplot(length(T),length(N_), (runT-1)*length(N_)+runN)

for (i=1:ns*nst);
    hold on
    P5=plot(find(all(i,:) +1),all(i,find(all(i,:) +1)));
    set(P5, 'Color', col(mod(ceil(i/ns), 7) +1, :));
end
hold on
saveas(P5, 'P5.tif');

%=====

%นับLoopทLoopนี้
for (i=1:nst);
    offset=(Pb*i)+Llossratio1;
    if (offset>(gap*(ns-1))+Llossratio1+Llossratio2+1) %ถ้า offset ไปจนถึงช่วง
    ที่ V แรกกำลังจะหมดไปและ V ใหม่ขึ้นมาพอดี ข้อมูลจะครบถ้วนเริ่มจากจุดนั้น และทำให้เกิด loop
        offset=i-1; %จำไว้ว่านับไปแล้วก็ถูกลบ
        break;
    end
end

%คำนวณหาค่า offset เริ่มดูจากถูกลบที่นับได้

%ถือว่าจุดนั้นเป็นจุดเริ่มต้นของคลื่น หรือคลื่นลูกแรก
offset_st=(Pb*offset)+Pb-Llossratio1+Llossratio1+1;
%คำนวณหาค่า offset สุดท้ายของ loop หรือคลื่นลูกสุดท้าย
offset_en=alllength-offset_st;

newall=all(:,offset_st:offset_en); %ตัดข้อมูลจากบ่อด้วยค่า offset ที่หามา

%คำนวณและวาดกราฟเฉลี่ย

```

```

for(i=1:length(newall(1,:)));
    k(:,i)=length(find(newall(:,i) >= 0));
    if(k==0)k=1;end %ให้ตัวหารเป็น 1 เมื่อไม่พบข้อมูลใดๆ(fix bug divide overflow)
        newallgraph(i)=sum(newall(:,i)+(newall(:,i)<0))/k(:,i); %คำนวณหา
ค่าเฉลี่ยตามจำนวนเส้น V ใน shot นั้น
end

%=====

plot Total Sliding loss ratio, ช่วงเวลาต่างๆ

nag=newallgraph(1:2*length(0:step:pitchb)-1);
figure(6);
set(gcf, 'PaperPositionMode', 'manual');
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches');
set(gcf, 'PaperPosition', [0.25 2.5 10.0 6.0]);
set(gcf, 'PaperUnits', 'centimeters');
set(gcf, 'PaperSize', [25 29]);
xlabel('Meshing Position');
ylabel('Total Sliding Loss Ratio');
if(runN==length(N_) && runT==length(T))
    legend('show', 'Location', 'NorthEastOutside');
end
box on
hold on
P6=plot(1:2*length(0:step:pitchb)-1,nag);
if(runT==1)

set(P6, 'Color', col(mod(runN,7)+1,:), 'LineStyle', ':', 'DisplayName', (strcat('Load',int2str(T(runT)), ' Speed',int2str(N_(runN))));
elseif(runT==2)
    set(P6, 'Color', col(mod(runN,7)+1,:), 'LineStyle', '-.', 'DisplayName', (strcat('Load',int2str(T(runT)), ' Speed',int2str(N_(runN))));
elseif(runT==3)
    set(P6, 'Color', col(mod(runN,7)+1,:), 'LineStyle', '--', 'DisplayName', (strcat('Load',int2str(T(runT)), ' Speed',int2str(N_(runN))));
else
    set(P6, 'Color', col(mod(runN,7)+1,:), 'LineStyle', '- ', 'DisplayName', (strcat('Load',int2str(T(runT)), ' Speed',int2str(N_(runN))));
end

if(runN==length(N_) && runT==length(T))
    clf reset
end

%=====

ASLR2(1,1:length(newall(1,:)))=sum(ASLR)/(length(newall(1,:))-1);
if(runT==length(T) && runN==length(N_))
    ASLR(runT,runN) = ASLR2(1) %เก็บค่าเฉลี่ยรวมลง matrix และ trace ค่า เมื่อทำการคำนวณค่าสุดท้าย
ของชุด input
else
    ASLR(runT,runN) = ASLR2(1); %เก็บค่าเฉลี่ยรวมลง matrix
end
allQ(runN,runT) = ASLR2(1); %เก็บค่าเฉลี่ยรวมลง matrix

```

```

%=====
T_H1 %Total powerloss จากการทดลอง
%คำนวณ Bearing loss

%=====
=====
%Bearing Loss Parameter
z = 0.0007;
y = 0.55;
Cs = 3700; %Basic static load rating (N)
dm = 0.0285; %Mean bearing diameter (m)
bn = 8; %Number of bearing

%=====
=====
%Bearing Loss Calculation

Ft1=(2000*T(runT)/PDP)/2; %Tangential Force Pinion (N)
Fr1=Ft1*tan(PA); %Radial Force Pinion (N)
Fa1=Ft1*tan(HA); %Axial Force Pinion (N)
Ft2=(2000*T(runT)/PDG)/2; %Tangential Force Gear (N)
Fr2=Ft2*tan(PA); %Radial Force Gear (N)
Fa2=Ft2*tan(HA); %Axial Force Gear (N)

%=====
=====
%Static Equivalent Load (N)

if (Fa1/Fr1>0.8) %Pinion
    Fs1=0.6*Fr1+0.5*Fa1;
else
    Fs1=Fr1;
end
if (Fa2/Fr2>0.8) %Gear
    Fs2=0.6*Fr2+0.5*Fa2;
else
    Fs2=Fr2;
end

%=====
=====
%Load Parameter (N)

if (HA==0) %Pinion
    Fb1=Fr1;
else
    Fb1=(3*Fa1)-(0.1*Fr1);
end
if (HA==0) %Gear
    Fb2=Fr2;
else
    Fb2=(3*Fa2)-(0.1*Fr2);
end

%=====
=====
F1=z*((Fs1/Cs)^y); %Load factor Pinion

```



```

F2=z*((Fs2/Cs)^y); %Load factor Gear
M1=F1*Fb1*dm; %Bearing mechanical torque loss Pinion (N-m)
M2=F2*Fb2*dm; %Bearing mechanical torque loss Gear (N-m)
OMG1=2*pi*N_(runN)/60; %Rotational Speed Pinion (rad/s)
OMG2=rat*OMG1; %Rotational Speed Gear (rad/s)
BLP(runT,runN)=M1*OMG1; %Bearing loss Pinion (W)
BLPA=BLP.*bn/2;
BLG(runT,runN)=M2*OMG2; %Bearing loss Gear (W)
BLGA=BLG.*bn/2;
BLA=BLPA+BLGA;

%=====

end
end

%=====

%คำนวณ Sliding loss จาก T,N ต่างๆ

T=round(T);
N_=round(N_);

figure(7);%Plot Sliding loss,Torque
for(j=1:length(N_))
    allV=zeros(1,max(T));
    allV(T(1))=allQ(j,1)*T(1)*N_(j)*2*pi/60;
    for(i=2:length(T))
        allV(T(i))=allQ(j,i)*T(i)*N_(j)*2*pi/60;
        step2=(allV(T(i))-allV(T(i-1)))/(T(i)-T(i-1));
        allV(T(i-1):T(i))=(allV(T(i-1)):step2:allV(T(i)));
    end
    xlabel('Load (N-m)');
    ylabel('Powerloss (W)');
    box on
    hold on
    P7=plot(min(T):length(allV),allV(min(T):length(allV)));
    if(j==1)

set(P7,'Color',col(mod(j,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Speed',int2str(N_(j)), 'rpm')));
        elseif(j==2)

set(P7,'Color',col(mod(j,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Speed',int2str(N_(j)), 'rpm')));
        elseif(j==3)

set(P7,'Color',col(mod(j,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Speed',int2str(N_(j)), 'rpm')));
        else

set(P7,'Color',col(mod(j,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Speed',int2str(N_(j)), 'rpm')));
        end
        if(j==length(N_))
            legend('show','Location','SouthEast');
        end
    end
end
allQ=transpose(allQ);

```

```

saveas(P7, 'H1_CONST_5_Powerloss_1.tif');

figure(8); %Plot Sliding loss, Torque
for(r=1:length(T))
    allV=zeros(1,max(N_));
    allV(N_(1))=allQ(r,1)*N_(1)*T(r)*2*pi/60;
    Powerloss(r,1)=allV(N_(1));
    for(i=2:length(N_))
        allV(N_(i))=allQ(r,i)*N_(i)*T(r)*2*pi/60;
        Powerloss(r,i)=allV(N_(i));
        step2=(allV(N_(i))-allV(N_(i-1)))/(N_(i)-N_(i-1));
        allV(N_(i-1):N_(i))=(allV(N_(i-1)):step2:allV(N_(i)));
    end
    box on
    hold on
    xlabel('Speed (rpm)');
    ylabel('Powerloss (W)');

    P8=plot(min(N_):length(allV),allV(min(N_):length(allV)));
    if(r==1)

set(P8, 'Color', col(mod(r,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Load',int2str
(T(r)), 'N-m')));
        elseif(r==2)

set(P8, 'Color', col(mod(r,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Load',int2str
(T(r)), 'N-m')));
        elseif(r==3)

set(P8, 'Color', col(mod(r,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Load',int2str
(T(r)), 'N-m')));
        elseif(r==4)

set(P8, 'Color', col(mod(r,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Load',int2str
(T(r)), 'N-m')));
        else

set(P8, 'Color', col(mod(r,7)+1,:), 'DisplayName', (strcat('Load',int2str
(T(r)), 'N-m')));
        end
        if(r==length(T))
            legend('show', 'Location', 'SouthEast');
        end
    end
end

saveas(P8, 'H1_CONST_6_Powerloss_2.tif');

%=====

Slidingloss=Powerloss
A_Meanloss=ASLR;
A_Slidingloss_Estimation=Powerloss;
A_Slidingloss_Experiment=(T_powerloss-BLA)./2;

%=====

```

```
%Check การคำนวณด้วย contact ratio
F_CRTR=(ap+bp)/pitchb;
F_CRFA=(FW*tan(BHA))/pitchb;
F_CR =F_CRTR+F_CRFA;
fprintf('formula transverse contact ratio = %f\n',F_CRTR);
fprintf('formula face contact ratio = %f\n',F_CRFA);
fprintf('formula contact ratio = %f\n',F_CR);

G_CRTR=Llossratio/Pb;
G_CRFA=(gap*(ns-1))/Pb;
G_CR =G_CRTR+G_CRFA;
fprintf('graph transverse contact ratio = %f\n',G_CRTR);
fprintf('graph face contact ratio = %f\n',G_CRFA);
fprintf('graph contact ratio = %f\n',G_CR);
```

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายภูวดล อัสวพิชญโชติ เกิดเมื่อวันที่ 24 พฤศจิกายน พ.ศ. 2530 ที่จังหวัดนนทบุรี สำเร็จปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตบางเขน เมื่อวันที่ 9 มีนาคม 2552 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์ มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2552

ผลงานทางวิชาการ

สัมมนาวิชาการในประเทศ

ชนัดต์ รัตนสุมาวงศ์ และ ภูวดล อัสวพิชญโชติ, แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง, การประชุมวิชาการเครือข่ายเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24, 20 – 22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี

สัมมนาวิชาการระหว่างประเทศ

C. Ratanasumawong, P. Asawapichayachot, H. Houjoh and S. Matsumura, Estimation of Sliding Loss in a Parallel-Axis Gear Pair, Proceedings of The 4th International Conference on Manufacturing, Machine Design and Tribology, Gamagori, Aichi, Japan, (2011.4).

บทความตีพิมพ์ในวารสารวิชาการ (Accepted)

Chanat Ratanasumawong, Puwadon Asawapichayachot, Surin Phongsupasamit, Haruo Houjoh and Shigeki Matsumura, Estimation of Sliding Loss in a Parallel-Axis Gear Pair, Special Issue on ICMDT 2011 - Advances in Manufacturing, Machine Design and Tribology (Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing)