

การวัดและการประยุกต์ใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์หากำลังสูญเสียของเฟืองตรง

นายชาคริต เย็นที่

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.

MEASUREMENT AND APPLICATION OF A MATHEMATICAL MODEL FOR  
DETERMINING POWER LOSS OF SPUR GEARS

Mr. Chakrit Yenti

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



ชาคริต เย็นที่ : การวัดและการประยุกต์ใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์หาค่ากำลังสูญเสียของเฟืองตรง (MEASUREMENT AND APPLICATION OF A MATHEMATICAL MODEL FOR DETERMINING POWER LOSS OF SPUR GEARS)

อ. ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผศ. ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์, 202 หน้า.

วิทยานิพนธ์นี้เสนอการศึกษาเบื้องต้นเกี่ยวกับปัจจัยต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของคู่เฟืองตรง โดยได้แบ่งการศึกษาเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การประยุกต์ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์และการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในการส่งกำลังของคู่เฟืองตรงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของคู่เฟืองตรงในงานวิจัยนี้จะใช้แบบจำลองซึ่งปรับปรุงจากแบบจำลองที่เสนอโดย ชนัตต์ ในส่วนของการทดลองนั้น ได้จัดสร้างชุดทดลอง back-to-back gearbox system ในการวัดกำลังสูญเสีย ชุดทดลองนี้เป็นชุดทดลองแบบไม่มีกำลังขาออก กำลังที่ใส่เข้าไปจะไหลวนอยู่ในระบบเพื่อชดเชยแรงเสียดทานและกำลังสูญเสียต่างๆ ในระบบ ปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงที่พิจารณาในที่นี้ ได้แก่ โมดูล มุมกดหน้าฟัน อัตราทด ความเร็วรอบหมุน และภาระแรงบิด

จากผลการประเมินโดยใช้แบบจำลองและผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียพบว่า เฟืองที่มีโมดูลใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีโมดูลเล็ก ผลของการศึกษามุมกดหน้าฟันพบว่า กำลังสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อมุมกดหน้าฟันลดลง และการศึกษาผลของอัตราทดพบว่า คู่เฟืองที่มีอัตราทดมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าคู่เฟืองที่มีอัตราทدن้อย โดยกำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบและภาระแรงบิด การเปรียบเทียบแนวโน้มของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองและกำลังสูญเสียจากการทดลองมีแนวโน้มสอดคล้องกัน โดยผลการประเมินจากแบบจำลองซึ่งใช้สูตรอย่างง่ายที่เหมาะสมในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน สามารถทำนายกำลังสูญเสียได้ใกล้เคียงกับผลการทดลอง โดยมีค่าความแตกต่างเทียบกับผลการทดลองไม่เกิน 0.2 กิโลวัตต์

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



# # 5170283221 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : / POWER LOSS / SPUR GEAR / BACK TO BACK GEAR TEST

CHAKRIT YENTI: MEASUREMENT AND APPLICATION OF A MATHEMATICAL  
MODEL FOR DETERMINING POWER LOSS OF SPUR GEARS.

ADVISOR: ASST. PROF. CHANAT RATANASUMAWONG, Ph.D., 202 pp.

This thesis presents the preliminary study on parameters affecting to power losses in spur gears. This study is separated into two parts that are application of a mathematical model and experiment for determining power loss of spur gears, gear meshing model used here is improved from the model proposed by Chanat. In the second part experiment, the back to back gearbox system is constructed to measure the power losses of gears. 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. The parameter affecting to power loss considered here are module, pressure angle, gear ratio, rotational speed and load.

Both estimated results by using gear meshing model and the experimental results show that the gear pair having larger module has more power losses than the gear having smaller module. About the affect of pressure angle, the power loss tends to increase when pressure angle decrease. In the case of gear ratio, the gear pair with higher gear ratio has more power losses than the gear pair having lower gear ratio. The power loss tends to be increased by load and rotational speed. By comparison between the estimated results and experiment results, it is found that the estimated results agree well with experimental results. The estimated results calculated by using the appropriate friction formula can predict the power loss close to the experimental results. The different power losses are within 0.2 kilowatt.

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

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

Academic Year : 2011

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงลงได้ด้วยความกรุณาและความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษา คำแนะนำ ข้อคิดเห็นอันเป็นประโยชน์ต่อวิทยานิพนธ์ และความอนุเคราะห์ด้านอื่นๆ อีกหลายประการด้วยดีเสมอมา ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณและความกรุณาเป็นอย่างยิ่ง จึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอกราบขอบพระคุณ ศาสตราจารย์ชาน ดร. สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ ประธานกรรมการ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิรพงศ์ กสิวิทย์อำนวย และดร. สุกิจ ดีเยี่ยมอย่าง กรรมการที่ให้คำแนะนำ ตลอดระยะเวลาทำงานวิจัย ที่ทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความครบถ้วนสมบูรณ์มากขึ้น

ขอกราบขอบพระคุณ คุณไพศาล มานิตยโชติพิสิฐ ที่ให้ความกรุณาในการจัดสร้างชุดทดลอง ให้คำแนะนำและแนวคิดในการออกแบบชุดทดลองที่ใช้ศึกษาในวิทยานิพนธ์นี้ ตลอดจนสถานที่ทดลองเบื้องต้น ณ บริษัทรุ่งเรืองกิจบ้านโป่ง จำกัด

ขอขอบพระคุณ บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ทุนสนับสนุนในงานวิจัยนี้

ขอขอบพระคุณ คุณโกวิท โกพล ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือด้านเครื่องมือสำหรับการทดลอง ตลอดจนคำแนะนำและวิธีการต่างๆ ในการใช้เครื่องมือ

ขอขอบคุณ นายภูวดล อัครพิชญโชติ ในการร่วมมือจัดสร้างชุดทดลองและช่วยทำการทดลองงานวิจัยนี้เสร็จสมบูรณ์ และคุณพ่อเชียงราย อัครพิชญโชติ ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการจัดสร้างชุดทดลอง ขอขอบคุณ เพื่อนๆ รุ่นพี่ รุ่นน้องปริญญาโทบัณฑิตทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือในด้านต่างๆ ตลอดมา

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา ที่ให้กำลังใจและสนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัยเสมอมา และคุณค่าอันใดที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบเป็นกตัญญูตราบูชาแต่บิดามารดา ครูอาจารย์ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญภาพ.....	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ถ
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	3
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
1.5 ปรัชญาของวิทยานิพนธ์.....	4
บทที่ 2 กำลังสูญเสียในระบบส่งกำลัง.....	12
2.1 กำลังสูญเสียจากเฟืองส่งกำลัง.....	12
2.1.1 กำลังสูญเสียจากการไถล.....	12
2.1.2 กำลังสูญเสียจากการรกลิ้ง.....	14
2.1.3 กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ.....	15
2.1.4 กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น.....	16
2.2 กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน.....	17
2.3 สรุป.....	18
บทที่ 3 การคำนวณหา กำลังสูญเสียสำหรับเฟืองตรง.....	19
3.1 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการขบกันของฟัน 1 คู่.....	19
3.2 อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม.....	22
3.3 การประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน.....	24
3.4 ขั้นตอนการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง.....	26
3.5 สรุป.....	27

บทที่ 4	การทดลองหากล้างสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง.....	28
4.1	ชุดทดลอง back-to-back gearbox system.....	28
4.2	เฟืองที่ใช้ในการทดลองและตารางสภาวะการทดลอง.....	31
4.3	การคำนวณกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง.....	33
4.3.1	การทดลองหากล้างสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดในระบบ.....	34
4.3.2	การทดลองหากล้างสูญเสียในภาวะที่มีภาระแรงบิดในระบบ.....	35
4.4	สรุป.....	37
บทที่ 5	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง.....	38
5.1	ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหากล้างสูญเสีย ที่ไม่ขึ้นกับภาระ.....	38
5.2	ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหากล้างสูญเสีย ที่ขึ้นกับภาระ.....	40
5.3	ผลการทดลองซ้ำ.....	48
5.4	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไถล.....	51
5.4.1	อิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	52
5.4.2	อิทธิพลของมุมกดหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	54
5.4.3	อิทธิพลของอัตราทดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	56
5.4.4	อิทธิพลของความเร็รรอบและภาระแรงบิด ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	58
5.5	ประสิทธิภาพทางกลในห้องส่งกำลัง.....	59
5.6	สรุป.....	61
บทที่ 6	การประยุกต์ใช้แบบจำลองในการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถล.....	62
6.1	แนวโน้มอิทธิพลของรูปร่างของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากการไถล.....	62
6.2	แนวโน้มอิทธิพลของสภาวะการทำงานของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจาก การไถล.....	69
6.3	การใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของโมดูล.....	72
6.4	การใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของมุมกดหน้าฟัน.....	73
6.5	การใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของอัตราทด.....	74
6.6	ผลการใช้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย.....	75

6.7 ความแตกต่างของสภาวะในการประเมินกับการทดลอง.....	81
6.8 สรุป.....	81
บทที่ 7 สรุปสาระสำคัญและข้อเสนอแนะ.....	83
7.1 สาระสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	83
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	86
7.2.1 แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย.....	86
7.2.2 ชุดทดลองวัดกำลังสูญเสีย.....	87
รายการอ้างอิง.....	88
ภาคผนวก.....	90
ภาคผนวก ก คำจำกัดความของเฟือง.....	91
ภาคผนวก ข การสร้างและการปรับเทียบอุปกรณ์วัดภาระแรงบิด.....	95
ภาคผนวก ค วิธีการทดลองหาลำลังสูญเสีย.....	105
ภาคผนวก ง รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง.....	120
ภาคผนวก จ แบบชุดทดลอง.....	127
ภาคผนวก ฉ ตารางผลการทดลอง.....	166
ภาคผนวก ช ตารางพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้คำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง และโปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหล.....	189
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	202

## สารบัญตาราง

		หน้า
ตารางที่ 1.1	สูตรคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอย่างง่าย.....	7
ตารางที่ 2.1	ค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณหาค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ.....	18
ตารางที่ 3.1	การแทนเครื่องหมายของค่าต่างๆ สำหรับสมการ (3.13).....	22
ตารางที่ 3.2	สูตรอย่างง่ายสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน.....	25
ตารางที่ 4.1	พารามิเตอร์ของเฟืองที่ใช้ในการทดลอง.....	31
ตารางที่ 4.2	Test Matrix.....	32
ตารางที่ 4.3	สภาวะการทำงานและลำดับในการทดลอง.....	32
ตารางที่ 5.1	ขนาดของคู่เฟืองที่มีขนาดของฟันต่างกัน.....	52
ตารางที่ 5.2	ขนาดของคู่เฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟันต่างกัน.....	54
ตารางที่ 5.3	ขนาดของคู่เฟืองที่มีค่าอัตราทดต่างกัน.....	56
ตารางที่ 6.1	สรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง.....	82
ตารางที่ ข.1	การปรับเทียบอุปกรณ์วัดภาวะแรงบิดภายในระบบ.....	100
ตารางที่ ข.2	การปรับเทียบ Torque transducer.....	104
ตารางที่ ฉ.1	ผลการทดลองวัดภาวะแรงบิดในระบบของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1-4.....	167
ตารางที่ ฉ.2	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาวะของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1	168
ตารางที่ ฉ.3	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาวะของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2	169
ตารางที่ ฉ.4	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาวะของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3	170
ตารางที่ ฉ.5	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาวะของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4	171
ตารางที่ ฉ.6	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาขับมีภาวะแรงบิด 14 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1.....	172
ตารางที่ ฉ.7	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาขับมีภาวะแรงบิด 55 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1.....	173
ตารางที่ ฉ.8	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาขับมีภาวะแรงบิด 129 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1.....	174
ตารางที่ ฉ.9	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาขับมีภาวะแรงบิด 165 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1.....	175

ตารางที่ ฉ.10	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 245 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1.....	176
ตารางที่ ฉ.11	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 16 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2.....	177
ตารางที่ ฉ.12	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 49 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2.....	178
ตารางที่ ฉ.13	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 88 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2.....	179
ตารางที่ ฉ.14	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 168 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2.....	180
ตารางที่ ฉ.15	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 265 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2.....	181
ตารางที่ ฉ.16	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 13 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3.....	182
ตารางที่ ฉ.17	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 40 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3.....	183
ตารางที่ ฉ.18	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 106 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3.....	184
ตารางที่ ฉ.19	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 217 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3.....	185
ตารางที่ ฉ.20	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 38 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4.....	186
ตารางที่ ฉ.21	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 82 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4.....	187
ตารางที่ ฉ.22	ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาซมีภาระแรงบิด 118 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4.....	188
ตารางที่ ข.1	พารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟืองที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจาก แบบจำลอง.....	190
ตารางที่ ข.2	คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลอง.....	190

## สารบัญภาพ

	หน้า	
ภาพที่ 1.1	แผนผังชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back.....	4
ภาพที่ 1.2	กราฟแสดงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งต่างๆ.....	6
ภาพที่ 2.1	กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการลื่นไถล.....	13
ภาพที่ 2.2	แรงที่กระทำบนฟันเฟือง.....	14
ภาพที่ 2.3	การเกิดแรงต้านทานจากการกั้้งภายในตลับลูกปืน.....	15
ภาพที่ 3.1	แรงที่กระทำกับเฟืองตามระหว่งการขบ.....	19
ภาพที่ 3.2	อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟัน 1 คู่.....	22
ภาพที่ 3.3	อัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองแต่ละคู่ตามลำดับการขบที่เวลาต่างๆ และอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่ฟันของเฟือง.....	23
ภาพที่ 3.4	ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการประเมินโดยใช้ สูตรอย่างง่ายและตำแหน่งการขบของคู่เฟือง.....	25
ภาพที่ 3.5	แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียโดยแบบจำลอง.....	26
ภาพที่ 4.1	แผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์ของชุดทดลอง back-to-back gearbox system.....	29
ภาพที่ 4.2	ชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system.....	29
ภาพที่ 4.3	แผนผังระบบน้ำมันหล่อลื่นในชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system.....	30
ภาพที่ 4.4	แผนผังจำแนกประเภทกำลังสูญเสียในระบบชุดทดลอง.....	33
ภาพที่ 4.5	แผนผังการทดลองหาลำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด.....	34
ภาพที่ 4.6	แผนผังการทดลองหาลำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระแรงบิด.....	36
ภาพที่ 5.1	ภาระแรงบิดในระบบที่วัดได้จากการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระ.....	39
ภาพที่ 5.2	ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระและ ความเร็วรอบเพลาลับ.....	39
ภาพที่ 5.3	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของ ชุดเฟืองแบบที่ 1.....	41



ภาพที่ 5.4	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 2.....	42
ภาพที่ 5.5	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 3.....	43
ภาพที่ 5.6	ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 4.....	44
ภาพที่ 5.7	เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 1.....	46
ภาพที่ 5.8	เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 2.....	46
ภาพที่ 5.9	เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 3.....	47
ภาพที่ 5.10	เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 4.....	47
ภาพที่ 5.11	การเปรียบเทียบภาระแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1.....	49
ภาพที่ 5.12	การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1.....	49
ภาพที่ 5.13	การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1.....	50
ภาพที่ 5.14	อิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	53
ภาพที่ 5.15	อิทธิพลของมุมกดหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	55
ภาพที่ 5.16	อิทธิพลของอัตราทดต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ.....	57
ภาพที่ 5.17	อิทธิพลของความเร็รรอบต่อกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองแบบที่ 1-4.....	58

	หน้า
ภาพที่ 5.18 อิทธิพลของภาระต่อกำลังสูญเสียจากการไถของ คู่เฟืองแบบที่ 1-4.....	59
ภาพที่ 5.19 ประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 1-4.....	60
ภาพที่ 6.1 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 500 รอบต่อนาที.....	64
ภาพที่ 6.2 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 1,000 รอบต่อนาที.....	65
ภาพที่ 6.3 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 1,500 รอบต่อนาที.....	66
ภาพที่ 6.4 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 2,000 รอบต่อนาที.....	67
ภาพที่ 6.5 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 2,500 รอบต่อนาที.....	68
ภาพที่ 6.6 แนวโน้มอิทธิพลของภาระแรงบิดต่อกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง.....	70
ภาพที่ 6.7 แนวโน้มอิทธิพลของความเร็วรอบต่อกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง.....	71
ภาพที่ 6.8 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ (ผลของโมดูล).....	72
ภาพที่ 6.9 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ (ผลของมุมกดหน้าฟัน).....	73
ภาพที่ 6.10 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ (ผลของอัตราทด).....	74
ภาพที่ 6.11 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไถและผลจากการ ประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 1.....	76
ภาพที่ 6.12 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไถและผลจากการ ประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 2.....	77
ภาพที่ 6.13 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไถและผลจากการ ประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 3.....	79
ภาพที่ 6.14 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไถและผลจากการ ประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 4.....	80
ภาพที่ ก.1 การเรียกชื่อส่วนต่างๆ ของฟันเฟือง.....	92

ภาพที่ ข.1	ตำแหน่งการติด strain gage.....	96
ภาพที่ ข.2	ตำแหน่งการติด strain gage ที่เพลลาจริง.....	97
ภาพที่ ข.3	การต่อวงจร full bridge ของ strain gage.....	97
ภาพที่ ข.4	การต่อสายสัญญาณจากวงจร full bridge ของ strain gage กับกล่อง module.....	98
ภาพที่ ข.5	การติดตั้งเพลลาบนโต๊ะสำหรับการปรับเทียบ.....	98
ภาพที่ ข.6	การเชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์.....	99
ภาพที่ ข.7	การถ่วงน้ำหนักที่แขนถ่วงน้ำหนักเพื่อให้แรงบิดที่เพลลา.....	100
ภาพที่ ข.8	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์วัดแรงบิด ภายในระบบ.....	101
ภาพที่ ข.9	การติดตั้ง torque transducer บนโครงสร้างเทียบ.....	101
ภาพที่ ข.10	การอ่านค่าสัญญาณจาก torque transducer.....	102
ภาพที่ ข.11	ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์ Torque transducer.....	103
ภาพที่ ค.1	การประกอบเฟืองลงในห้องเกียร์.....	106
ภาพที่ ค.2	การต่อสายวงจร full bridge เข้ากับ DAQ.....	107
ภาพที่ ค.3	การยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ้งที่เชื่อมต่อกับเพลลาจากห้องเกียร์ กับอุปกรณ์วัดแรงบิด.....	108
ภาพที่ ค.4	ระบบน้ำมันหล่อลื่นควบคุมอัตราการไหลโดยการปรับความเร็วรอบจาก อินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับปั๊มน้ำมัน.....	108
ภาพที่ ค.5	หน้าจอแสดงผล.....	109
ภาพที่ ค.6	การเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์โดยใช้โปรแกรม labview ในการเก็บค่า.....	110
ภาพที่ ค.7	การวัดความเร็วรอบการหมุนของเพลลาโดยใช้เครื่องวัด ความเร็วรอบแบบสัมผัส.....	110
ภาพที่ ค.8	เปลี่ยนโหลดคัปปลิ้งเป็นคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลาง.....	111
ภาพที่ ค.9	ขีดสลักล๊อคตำแหน่งไว้ที่ตุ้กตากับโหลดคัปปลิ้ง.....	112
ภาพที่ ค.10	ขั้นตอนการถ่วงน้ำหนักที่โหลดคัปปลิ้งที่ด้านที่มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลาง.....	112
ภาพที่ ค.11	ใส่สลักเมื่อรูเจาะตรงกันขณะถ่วงน้ำหนัก.....	113

	หน้า
ภาพที่ ค.12	ยึดสลักเกลียวเพื่อให้เพลลาบิดค้ำงและเกิดแรงอัดที่หน้าฟัน..... 113
ภาพที่ ค.13	วัดค่าแรงบิดภายในระบบโดยโปรแกรม labview..... 114
ภาพที่ ค.14	การหล่อลื่นเฟืองภายในห้องเกียร์ โดยการฉีดน้ำมันหล่อลื่น ไปที่ตำแหน่งขบของเฟือง..... 115
ภาพที่ ค.15	ปรับเปลี่ยนความเร็วรอบโดยอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความถี่ ของมอเตอร์ตัวขับ..... 116
ภาพที่ ค.16	การเพิ่มภาระแรงบิดโดยเปลี่ยนโหลดคัปปลิ่งให้มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลางมากขึ้น... 116
ภาพที่ ค.17	ตำแหน่งของโหลดคัปปลิ่ง..... 117
ภาพที่ ค.18	โหลดคัปปลิ่งในขณะใช้งาน..... 117
ภาพที่ ค.19	การขีดสลักลึกลับตำแหน่ง..... 117
ภาพที่ ค.20	การถ่วงน้ำหนักบนแกนถ่วง..... 117
ภาพที่ ค.21	ตำแหน่งรูเจาะที่เยื้องศูนย์กลาง..... 118
ภาพที่ ค.22	ตำแหน่งรูเจาะตรงศูนย์กลาง..... 118
ภาพที่ ค.23	ใส่สลักเกลียวในขณะที่รูเจาะตรงศูนย์กลาง..... 118
ภาพที่ ง.1	มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส (ตัวขับชุดทดลอง)..... 121
ภาพที่ ง.2	Inverter ควบคุมมอเตอร์ตัวขับชุดทดลอง..... 121
ภาพที่ ง.3	เครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer)..... 122
ภาพที่ ง.4	อุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)..... 122
ภาพที่ ง.5	Strain amplifier module..... 123
ภาพที่ ง.6	ปั้มน้ำมันหล่อลื่น..... 123
ภาพที่ ง.7	มอเตอร์ไฟฟ้า (ตัวขับปั้มน้ำมันหล่อลื่น)..... 124
ภาพที่ ง.8	Inverter ควบคุมมอเตอร์ตัวขับปั้มน้ำมันหล่อลื่น..... 124
ภาพที่ ง.9	Immersion heater..... 125
ภาพที่ ง.10	Thermocouple..... 125
ภาพที่ ง.11	Temperature controller..... 126
ภาพที่ ง.12	Dial gage..... 126
ภาพที่ จ.1	แบบชุดทดลองรวมทั้งหมด..... 128
ภาพที่ จ.2	ภาพการประกอบห้องเกียร์..... 129
ภาพที่ จ.3	แบบ Case..... 130

	หน้า
ภาพที่ จ.4   แบบ Flange.....	131
ภาพที่ จ.5   แบบ Plug.....	132
ภาพที่ จ.6   แบบ Lid.....	133
ภาพที่ จ.7   แบบชุดทดลอง Top View.....	134
ภาพที่ จ.8   แบบฐานชุดทดลอง Inside.....	135
ภาพที่ จ.9   แบบฐานชุดทดลอง Outside.....	136
ภาพที่ จ.10   แบบฐานตุ๊กตา Inside.....	137
ภาพที่ จ.11   แบบฐานตุ๊กตา Outside.....	138
ภาพที่ จ.12   แบบพูล์ตัวขับ.....	139
ภาพที่ จ.13   แบบพูล์ตัวตาม.....	140
ภาพที่ จ.14   แบบการวางคัปปลิ่ง.....	141
ภาพที่ จ.15   แบบคัปปลิ่ง 1.....	142
ภาพที่ จ.16   แบบคัปปลิ่ง 2.....	143
ภาพที่ จ.17   แบบคัปปลิ่ง 3.....	144
ภาพที่ จ.18   แบบคัปปลิ่ง Disc.....	145
ภาพที่ จ.19   แบบคัปปลิ่ง Dummy.....	146
ภาพที่ จ.20   แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (0, 30 องศา).....	147
ภาพที่ จ.21   แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (5, 35 องศา).....	148
ภาพที่ จ.22   แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (10, 40 องศา).....	149
ภาพที่ จ.23   แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (15, 45 องศา).....	150
ภาพที่ จ.24   แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (20, 50 องศา).....	151
ภาพที่ จ.25   แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (25, 55 องศา).....	152
ภาพที่ จ.26   แบบการจัดวางเพลลาและลิ้ม.....	153
ภาพที่ จ.27   แบบเพลลา 1.....	154
ภาพที่ จ.28   แบบเพลลา 2.....	155
ภาพที่ จ.29   แบบเพลลา 3.....	156
ภาพที่ จ.30   แบบเพลลา 4.....	157
ภาพที่ จ.31   แบบเพลลา 5.....	158
ภาพที่ จ.32   แบบเพลลา 6.....	159

	หน้า
ภาพที่ จ.33 แบบเพลลา 7.....	160
ภาพที่ จ.34 การประกอบเพลลา.....	161
ภาพที่ จ.35 แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิด.....	162
ภาพที่ จ.36 แบบฐานถ่วงน้ำหนัก.....	163
ภาพที่ จ.37 แบบ Pin ชัดระบบ.....	164
ภาพที่ จ.38 แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิดสำหรับการสอบเทียบ.....	165

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

$A$	คือ จุดที่รากฟันของเฟืองขับเริ่มขบกับปลายฟันของเฟืองตาม
$B$	คือ จุดที่ปลายฟันของเฟืองขับขบกับรากฟันของเฟืองตาม
$C_s$	คือ ระดับแรงสถิติซึ่งสามารถหาค่าได้จาก catalog ของบริษัทผู้ผลิต
$d_m$	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน
$D_0$	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางนอกของเฟือง
$D_p$	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ของเฟือง
$D_r$	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 ค่าตัวประกอบไร้มิติซึ่งขึ้นกับการออกแบบและภาวะที่กระทำกับตลับลูกปืน
$f_L$	คือ ค่าตัวประกอบซึ่งขึ้นกับชนิดของตลับลูกปืนและชนิดของน้ำมันที่ใช้หล่อลื่น
$F_r$	คือ แรงในแนวรัศมี
$F_s$	คือ แรงสมมูล
$F_{t-t}$	คือ แรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามในแนวเส้นแนวแรงกระทำ
$FW$	คือ ความกว้างหน้าฟัน
$H_1$	คือ กำลังเข้า
$H_2$	คือ กำลังออก
$H_3$	คือ กำลังสูญเสีย
$H_{Z1}$	คือ กำลังที่ฟันเฟืองคู่ที่ 1
$H_{Z2}$	คือ กำลังที่ฟันเฟืองคู่ที่ 2
$K$	คือ จุดสัมผัสของฟันของเฟืองขับกับเฟืองตาม
$Loss_{z1}$	คือ กำลังสูญเสียจากการไถลเนื่องจากการขบกันของเฟืองตรงคู่ที่ 1
$Loss_{z2}$	คือ กำลังสูญเสียจากการไถลเนื่องจากการขบกันของเฟืองตรงคู่ที่ 2
$m$	คือ โมดูลของเฟือง
$m_g$	คือ อัตราส่วนเฟือง
$m_w$	คือ อัตราทดของคู่เฟือง

$M_0$	คือ โมเมนต์แรงเสียดทานที่ไม่ขึ้นกับภาวะ
$M_1$	คือ โมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ
$M_b$	คือ โมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืน
$n$	คือ ตำแหน่งการขบ
$n-n$	คือ แนวแกนส่งกำลังของเฟือง
$N$	คือ ความเร็วรอบหมุนของเฟือง
$N_b$	คือ ความเร็วรอบหมุนของตลับลูกปืน
$N_{input}$	คือ ความเร็วรอบหมุนขาเข้าระบบชุดทดลอง
$N_1$	คือ จุดสัมผัสระหว่างวงกลมฐานกับแนวแกนส่งกำลังของเฟืองขับ
$N_2$	คือ จุดสัมผัสระหว่างวงกลมฐานกับแนวแกนส่งกำลังของเฟืองตาม
$O_1$	คือ เฟืองขับ
$O_2$	คือ เฟืองตาม
$P$	คือ จุดพิตช์
$P_b$	คือ ระยะเบสพิตช์
$P_b$	คือ กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน
$P_{b,load dep.}$	คือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะในตลับลูกปืน
$P_{b,load indep.}$	คือ กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะในตลับลูกปืน
$P_c$	คือ กำลังภายในระบบหรือกำลังขาเข้าเฟืองขับ
$P_{input}$	คือ กำลังขาเข้าระบบชุดทดลอง
$P_{max}$	คือ ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส
$P_{mech}$	คือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะหรือกำลังสูญเสียทางกล
$P_{mesh}$	คือ กำลังสูญเสียจากการขบส่งกำลังของฟันเฟือง
$P_{rolling}$	คือ กำลังสูญเสียจากการกลิ้งของฟันเฟือง
$P_{sliding}$	คือ กำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานจากการไถลของฟันเฟือง
$P_{spin}$	คือ กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน
$P_{total}$	คือ กำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลอง
$P_w$	คือ กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศ
$R$	คือ ผลรวมรัศมีความโค้ง
$R_{12}$	คือ แรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามซึ่งมีทิศเบนออกจากเส้นแนวแรงกระทำ



$R_p$	คือ รัศมีของวงกลมพิตช์
$S$	คือ ความเรียบผิว
$t-t$	คือ แนวแกนที่ตั้งฉากกับแนวแกนส่งกำลังของเฟือง
$T_1$	คือ แรงบิดที่เพลลาของเฟืองขับ
$T_2$	คือ แรงบิดที่เพลลาของเฟืองตาม
$T_c$	คือ ภาระแรงบิดในระบบชุดทดลอง
$T_L$	คือ แรงบิดจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)
$T_S$	คือ แรงบิดจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ
$T_T$	คือ แรงบิดขาเข้าระบบชุดทดลอง
$v_1$	คือ ความเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองขับ
$v_2$	คือ ความเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตาม
$V_L$	คือ แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)
$V_r$	คือ ผลรวมของความเร็วการกลิ้ง
$V_s$	คือ ความเร็วการไถลสัมพัทธ์
$V_S$	คือ แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ
$W$	คือ หน่วยภาระ
$y$	คือ ค่าคงที่ขึ้นกับชนิดและขนาดของตลับลูกปืน
$z$	คือ ค่าคงที่ขึ้นกับชนิดและขนาดของตลับลูกปืน
$Z$	คือ จำนวนฟันของเฟือง
$Z1$	คือ ฟันเฟืองคู่ที่ 1
$Z2$	คือ ฟันเฟืองคู่ที่ 2
$\epsilon_1$	คือ Poisson's Ratio ของเฟืองขับ
$\epsilon_2$	คือ Poisson's Ratio ของเฟืองตาม
$\mu$	คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
$\theta_\mu$	คือ มุมที่เบนออกจากเส้นแนวแรงกระทำเนื่องจากผลของแรงเสียดทาน
$\alpha$	คือ มุมกดหน้าฟัน (Pressure angle)
$v$	คือ ความหนืดเชิงพลศาสตร์
$v_k$	คือ ความหนืดเชิงจลศาสตร์
$\rho$	คือ ความหนาแน่นของน้ำมันหล่อลื่น

$\sigma$	คือ ค่าคงที่แสดงสภาวะบรรยากาศของน้ำมันภายในห้องเกียร์
$\lambda$	คือ ค่าคงที่แสดงเนื้อที่ภายในห้องเกียร์
$\nu$	คือ ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น
$\nu_k$	คือ ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ในหน่วย มิลลิเมตร <sup>2</sup> ต่อวินาที
$\omega_1$	คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับ
$\omega_2$	คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม
$\omega_b$	คือ ความเร็วเชิงมุมของตลับลูกปืน
$\omega_{input}$	คือ ความเร็วเชิงมุมขาเข้าระบบชุดทดลด
$\varphi$	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสีย
$\bar{\varphi}$	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย
$\varphi_{z1}$	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองคู่ที่ 1
$\varphi_{z2}$	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองคู่ที่ 2
$\varphi_{total}$	คือ อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่ฟัน
$\eta_{mech}$	คือ ประสิทธิภาพทางกล

## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์

ในปัจจุบันการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วของจำนวนประชากรบนโลก ทำให้เกิดปัญหาการขาดแคลนทรัพยากรต่างๆ ที่มนุษย์ใช้เพื่อการอุปโภคและบริโภค (ทรัพยากรที่มีจำกัดบนโลกเริ่มไม่เพียงพอต่อความต้องการของมนุษย์) โดยเฉพาะทรัพยากรด้านพลังงานเชื้อเพลิง แหล่งน้ำมันดิบขนาดใหญ่ที่มีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์ในการลงทุนขุดเจาะเพื่อนำมาใช้ เริ่มหายากขึ้นเนื่องจากการกำเนิดเชื้อเพลิงฟอสซิลนั้นใช้เวลานานนับร้อยปีขึ้นไป การใช้พลังงานปริมาณมากในปัจจุบันทำให้อัตราการเกิดเชื้อเพลิงฟอสซิลไม่สามารถทดแทนได้ ส่งผลให้ราคาเชื้อเพลิงสูงขึ้น โดยเฉพาะน้ำมันเบนซินและน้ำมันดีเซลซึ่งเป็นเชื้อเพลิงหลักในการคมนาคมและขนส่ง ผลจากราคาของเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นนี้ส่งผลโดยตรงต่อต้นทุนการผลิต ทำให้ราคาสินค้าสูงขึ้น ดังนั้นการลดการใช้ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงในยานพาหนะจึงเป็นแนวทางในการแก้ไขปัญหาการขาดแคลนได้ การลดปริมาณการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงในปัจจุบันสามารถกระทำได้ในหลายแนวทาง ได้แก่ การใช้พลังงานชนิดอื่นทดแทนน้ำมัน และการพัฒนาเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะ ตัวอย่างด้านการใช้พลังงานทดแทน ได้แก่ แก๊สธรรมชาติสำหรับยานยนต์ หรือที่เรียกสั้นๆ ว่า NGV (Natural Gas for Vehicles) แก๊สหุงต้ม หรือ LPG (Liquid Petroleum Gas) น้ำมันแก๊สโซฮอล์ หรือน้ำมันเบนซินที่มีส่วนผสมของเอทานอลที่สกัดได้จากพืช น้ำมันดีเซลที่มีส่วนผสมของน้ำมันปาล์ม หรือที่เรียกว่า ไบโอดีเซล นอกจากนี้ยังมีการใช้เทคโนโลยีอื่นในการขับเคลื่อนแทนการใช้เชื้อเพลิง เช่น การใช้พลังงานไฟฟ้า พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานเซลล์เชื้อเพลิง เช่น รถยนต์ไฟฟ้าผสมกับเครื่องยนต์เผาไหม้ปกติ HEV (Hybrid Electric Cars) หรือรถยนต์ไฟฟ้าลูกผสมแบบเสียบปลั๊ก หรือเรียกสั้นๆ ว่า PHEV (Plug-in Electric Vehicles) เป็นต้น

ในส่วนของการเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะเพื่อลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงนั้น ได้มีการศึกษากันอย่างกว้างขวางเช่นเดียวกับพลังงานทดแทน ในอดีตการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบการสันดาปภายในของเครื่องยนต์และการออกแบบรูปร่างของยานพาหนะ เป็นจุดสนใจหลักในการเพิ่มประสิทธิภาพของยานพาหนะ เนื่องจากระบบสันดาปภายใน และแรงต้านอากาศส่งผลต่อกำลังสูญเสียโดยรวมมากกว่ากำลังที่สูญเสียในระบบส่งกำลัง ซึ่งที่ผ่านมาได้มีกรรมวิธีที่นิยมใช้ในการปรับปรุงเพิ่มประสิทธิภาพยานพาหนะหลากหลายวิธี ยกตัวอย่างเช่น การออกแบบระบบควบคุมการเปิดปิดวาล์วให้ตอบสนองต่อภาระและความเร็วรอบการทำงานที่เปลี่ยนแปลงไปของเครื่องยนต์ การออกแบบระบบควบคุมการฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงเพื่อช่วยปรับปรุงการจำหน่าย

ปริมาณน้ำมันให้สม่ำเสมอและเที่ยงตรง การติดตั้งระบบเทอร์โบเพื่อนำพลังงานความร้อนเหลือในไอเสียกลับมาใช้ใหม่ และการออกแบบรูปร่างยานพาหนะให้สอดคล้องกับหลักการทางอากาศพลศาสตร์ วิธีการดังกล่าวข้างต้นช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในยานพาหนะได้อย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยรวมให้สูงขึ้นไปกว่านี้นั้น นอกจากจะพิจารณา ระบบต้นกำลังและแรงต้านทานอากาศพลศาสตร์ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพอย่างมากแล้ว ปัจจัยรองลงมา เช่น ประสิทธิภาพในการส่งกำลังก็มีความจำเป็นเช่นเดียวกัน ยกตัวอย่างเช่น ระบบเฟืองส่งกำลัง ระบบคลัตช์ ระบบข้อต่อต่างๆ ที่ใช้ในการส่งกำลัง ฯลฯ การเพิ่มประสิทธิภาพในการส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปจนถึงล้อขับเคลื่อนเพียงหนึ่งเปอร์เซ็นต์ จะสามารถลดปริมาณในการใช้เชื้อเพลิงได้อย่างมาก สำหรับชุดเฟืองส่งกำลังนั้นถึงแม้ว่ากำลังสูญเสียของแต่ละคู่เฟืองของเฟืองตรงและเฟืองเฉียงจะมีค่าน้อย โดยมีค่าทั่วไปประมาณ 1-2% แต่ในการส่งกำลังด้วยเฟืองนั้นจะมีการใช้เฟืองหลายคู่ในการส่งกำลังเป็นขั้นๆ จึงส่งผลให้ค่ากำลังสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นมีค่ามากอย่างมีนัยสำคัญต่อประสิทธิภาพการส่งกำลัง ด้วยเหตุนี้กลไกการเกิดกำลังสูญเสียในคู่เฟืองจึงเป็นประเด็นที่น่าสนใจในการศึกษา

เฟืองมีการใช้อย่างกว้างขวางในงานหลากหลายประเภท ในระบบส่งกำลังของรถยนต์ เช่น เกียร์ธรรมดา เกียร์อัตโนมัติ หรือแม้แต่เกียร์อัตโนมัติแบบอัตโนมัติแบบขับเคลื่อน CVT (Continuous Velocity Transmission) ก็ยังจำเป็นต้องมีการใช้เฟืองส่งกำลังประกอบด้วยเช่นกัน นอกจากนี้เฟืองยังมีการใช้ในเครื่องจักรกลทางการเกษตร รวมถึงเครื่องจักรกลในโรงงานอุตสาหกรรม เป็นต้น เฟืองส่งกำลังโดยการใช้ฟันเฟืองเคลื่อนที่หมุนส่งกำลังจากเฟืองบนเพลลาหนึ่งไปยังเฟืองบนอีกเพลลาหนึ่ง กระบวนการส่งกำลังนี้ทำให้เกิดกำลังสูญเสียไปกับแรงเสียดทานภายในระบบและแรงต้านทานต่างๆ เช่น แรงเสียดทานบนผิวฟัน แรงต้านอากาศในขณะที่เฟืองหมุน แรงต้านจากน้ำมันหล่อลื่นกรณีเฟืองจมอยู่ในน้ำมันหล่อลื่น เป็นต้น กำลังสูญเสียนี้ทำให้จำเป็นต้องใช้พลังงานมากขึ้นในการขับให้ระบบเฟืองทำงานได้ นอกจากนี้ขณะที่เฟืองขบกันจะเกิดการเสียดสีกันระหว่างผิวของฟันเฟือง ทำให้เกิดความร้อน และทำให้ผิวของฟันเกิดการสึกหรอ ดังนั้นเมื่อชุดเฟืองมีประสิทธิภาพในการส่งกำลังดีขึ้นจะทำให้ปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นและการสึกหรอของผิวฟันลดน้อยลง ช่วยยืดอายุการใช้งานของน้ำมันหล่อลื่นให้มีระยะเวลาขึ้น และช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงชุดเฟือง

กำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง สามารถแบ่งออกได้หลายส่วน ได้แก่ 1. กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล (Sliding loss) 2. กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง (Rolling loss) 3. กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศ (Windage loss) และ 4. กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น (Churning loss) สำหรับกำลังสูญเสียจากการไถลและการกลิ้งมีผลมาจากแรง

เสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างการขบกันของคู่ฟันเฟือง ขนาดของกำลังสูญเสียขึ้นกับความเร็ว เนื่องจากการไถลและภาระบนคู่เฟือง ส่วนกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศเกิดจากการหมุนด้านอากาศในห้องส่งกำลัง การสูญเสียนี้ขึ้นกับรูปร่างของเฟืองและรูปร่างของห้องส่งกำลังของชุดเฟืองนั้นๆ และในส่วนของกำลังสูญเสียจากการหมุนปืนน้ำมันหล่อลื่น เกิดขึ้นจากการหมุนของเฟืองที่จมในน้ำมันหล่อลื่น ทำให้เกิดการหมุนปืนน้ำมันและการเสียดทานกระเด็นของน้ำมันหล่อลื่นในห้องส่งกำลัง กำลังสูญเสียนี้ขึ้นกับตัวแปร เช่น ความเร็วรอบการหมุนของเฟือง รูปร่างของฟันเฟือง ระดับความลึกของเฟืองที่จมอยู่ในน้ำมันหล่อลื่น ค่าความหนืดและคุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่น เป็นต้น ในกรณีที่ไม่มีการจมของเฟืองในน้ำมันหล่อลื่นหรือเป็นการฉีดน้ำมันหล่อลื่นเข้าไปโดยตรงเพื่อหล่อลื่นฟันเฟืองนั้น กำลังสูญเสียประเภทนี้จะมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งไปได้ และจากงานวิจัยหลายๆ ชิ้น พบว่า ในกรณีของเฟืองขนาดเล็กและหมุนด้วยความเร็วรอบไม่สูงมากนัก เช่น เฟืองที่มีการใช้ในรถยนต์ทั่วไป กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศจะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียประเภทอื่นๆ ดังนั้นสำหรับในวิทยานิพนธ์นี้จะศึกษาถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงโดยเฉพาะกำลังสูญเสียอันเนื่องมาจากแรงเสียดทาน

## 1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษากลไกการสูญเสียกำลังเนื่องจากการไถลของคู่เฟืองตรง รวมถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย
2. ประยุกต์ใช้แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในคู่เฟืองตรง
3. สร้างชุดทดลองเพื่อวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในเฟือง 1 คู่ และทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในสภาวะการทำงานต่างๆ

## 1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. ศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียของคู่เฟืองตรงและปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรง ได้แก่ โมดูล มุมกดหน้าฟัน อัตราทดของเฟือง ความเร็วรอบ และภาระแรงบิด
2. สร้างชุดทดลอง และออกแบบการทดลองให้ครอบคลุมปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรง ดังที่แสดงในข้อ 1
3. ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในชุดเฟืองตามปัจจัยที่ต้องการในข้อ 1
4. ประยุกต์ใช้แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรง
5. เปรียบเทียบผลการวัดกำลังสูญเสียกับแบบจำลองที่สร้างขึ้นเพื่อตรวจสอบประสิทธิภาพของแบบจำลอง

6. สรุปผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียในชุดเฟือง

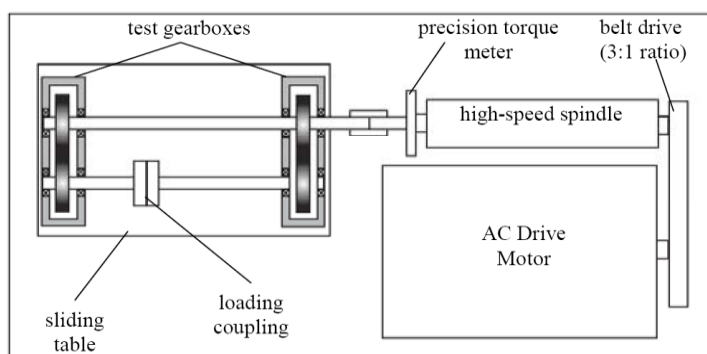
#### 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. เข้าใจกลไกการเกิดกำลังสูญเสียในระบบส่งกำลังของเฟือง และผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย
2. สามารถนำแบบจำลองที่สร้างขึ้นไปประเมินหากำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงได้
3. ผลของการศึกษานี้เป็นพื้นฐานซึ่งสามารถนำไปสู่การพัฒนาเพื่อออกแบบหรือเลือกใช้เฟืองในระบบส่งกำลังเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการใช้งาน และประหยัดพลังงานต่อไป
4. ชุดทดลองที่สร้างขึ้นสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการศึกษาเกี่ยวกับเฟืองทางด้านอื่น เช่น การสั่นสะเทือนและการตรวจสอบความเสียหายที่เกิดขึ้นบนเฟืองได้

#### 1.5 ปรีทัศน์วรรณกรรม

การศึกษาประสิทธิภาพและกำลังสูญเสียของระบบเฟืองส่งกำลังเป็นหัวข้อวิจัยที่ได้รับความสนใจมาเป็นเวลานาน และมีผลงานวิจัยตีพิมพ์จำนวนมาก งานวิจัยบางส่วนที่เกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพและกำลังสูญเสียของเฟืองส่งกำลังมีดังต่อไปนี้

T. T. Petry-Johnson และคณะ [1] ทดลองวัดกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลในการส่งกำลังของเฟืองตรงซึ่งมีอัตราทด 1:1 โดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ดังแสดงแผนผังชุดทดสอบในภาพที่ 1.1 ซึ่งสามารถใช้ทดสอบได้ทั้งเฟืองตรงและเฟืองเฉียง คณะผู้วิจัยได้ศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง เช่น ขนาดฟันเฟือง โดยทดลองเปรียบเทียบระหว่างเฟืองตรงที่มีจำนวนฟันและโมดูลต่างกัน น้ำมันหล่อลื่น โดยการใช้ น้ำมันหล่อลื่นที่แตกต่างกัน ผิวฟันเฟือง ที่มีลักษณะความเรียบของผิวฟันต่างกัน ผลสภาวะการทำงานต่างๆ เช่น ภาระแรงบิดและความเร็วรอบ เป็นต้น การวัดกำลังสูญเสียทำได้โดย



ภาพที่ 1.1 แผนผังชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back [1]

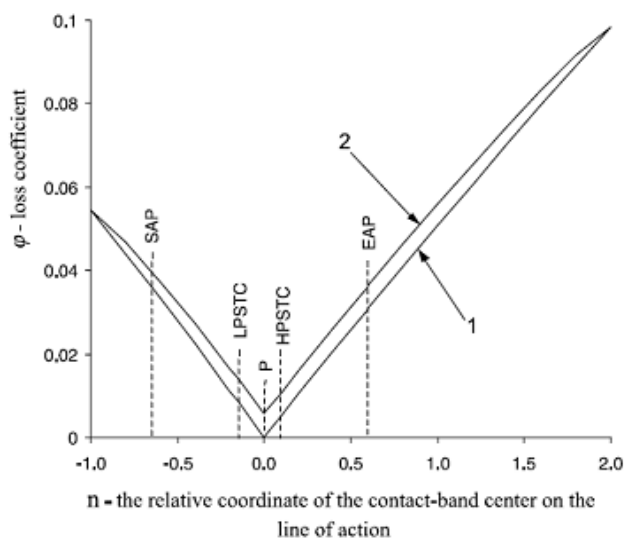
วัดกำลังที่ใช้ขบระบบเฟือง โดยอุปกรณ์วัดแรงบิดซึ่งอยู่ระหว่างชุดต้นกำลังและห้องเกียร์ T. T. Petry-Johnson และคณะ ได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุนและที่ภาระแรงบิดต่างๆ โดยแบ่งการทดลองวัดกำลังสูญเสียได้ 2 กรณี คือ ในกรณีที่ไม่มีภาระ และในกรณีที่มีการให้ภาระ จากผลการทดลองพบว่า โมดูลและจำนวนฟันมีผลมากต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรง ส่วนความกว้างหน้าฟันไม่มีผลต่อกำลังสูญเสีย ในส่วนของตัวแปรที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังที่ผู้วิจัยยังไม่ได้ศึกษา ได้แก่ คู่เฟืองส่งกำลังในอัตราทดไม่เท่ากับ 1:1 ซึ่งปกติคู่เฟืองมักมีอัตราทดอื่นๆ เพื่อผลในการปรับเปลี่ยนความเร็วรอบและแรงบิด

นอกจากงานวิจัยของ T. T. Petry-Johnson และคณะ ซึ่งศึกษาอิทธิพลของขนาดโมดูล ความเร็วรอบผิว น้ำมันหล่อลื่น และสภาวะการทำงาน ที่มีต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของคู่เฟือง นั้น ยังมีงานวิจัยในทำนองเดียวกันอีก ยกตัวอย่างเช่น งานวิจัยของ Shoji Haizuka และคณะ [2] ซึ่งมีการศึกษาผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสีย

Shoji Haizuka และคณะ [2] ทดลองวัดกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานในการส่งกำลังของเฟืองตรง โดยใช้ชุดทดสอบแบบ back-to-back โดยได้ศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ได้แก่ ขนาดของโมดูล มุมกดหน้าฟัน ความสูงของฟัน ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น รวมถึงสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบและภาระแรงบิด จากผลการทดลองพบว่า ค่าความหนืดน้ำมันที่มีความเหมาะสมเท่านั้นจึงจะทำให้ค่ากำลังสูญเสียมีค่าน้อยที่สุดได้ โดยที่จากงานวิจัยอื่นทั่วไปมักสรุปว่า ความหนืดน้ำมันที่มากขึ้นจะส่งผลให้กำลังสูญเสียน้อยลง ในส่วนของรูปร่างฟันเฟือง Haizuka และคณะ ได้ทดลองเปรียบเทียบค่ามุมกดหน้าฟันต่างๆ กัน ได้แก่ 14.5 20 25 และ 28 องศา ซึ่งพบว่าค่ามุมกดหน้าฟันที่ 25 องศา เป็นค่ามุมกดหน้าฟันที่เหมาะสมในการทำให้ค่ากำลังสูญเสียน้อยที่สุด

จากงานวิจัยของ T. T. Petry-Johnson และ Shoji Haizuka ได้มีการเสนอเพียงแต่กำลังสูญเสียที่ได้จากการทดลองวัดเท่านั้น ไม่ได้อธิบายถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียและแบบจำลองเพื่อใช้ทำนายหรือประเมินกำลังสูญเสียแต่อย่างใด จึงมีการวิจัยอีกหนึ่งแนวทางซึ่งเกี่ยวข้องกับกลไกการเกิดกำลังสูญเสียและแบบจำลองเพื่อใช้ทำนายหรือประเมินกำลังสูญเสีย งานวิจัยซึ่งเกี่ยวข้องกับแบบจำลองกำลังสูญเสียดังต่อไปนี้

Y. Michlin and V. Myunster [3] สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของคู่เฟืองตรงเนื่องจากผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้ง และการไถลของฟันเฟืองขณะขบ โดยศึกษาจากแรงที่ฟันเฟืองขบกระทำที่ฟันเฟืองตามขณะขบ และคำนวณหาอัตราส่วนระหว่างกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นต่อกำลังขาเข้าที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟันเฟืองที่ขบกัน 1 คู่ โดยสมการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียจะอยู่ในรูปของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ตำแหน่งการขบของ



ภาพที่ 1.2 กราฟแสดงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งต่างๆ [3]

พื้นเฟือง มุมกดหน้าพื้น สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างผิวพื้นเฟือง และอัตราทด ตัวอย่าง อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ประเมินได้แสดงในภาพที่ 1.2 โดยกราฟเส้นที่ 1 แสดงถึงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยไม่คิดผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้ง ในขณะที่กราฟเส้นที่ 2 แสดงถึงกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยคิดผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้งเข้าไปด้วย และจากภาพเมื่อพิจารณากำลังสูญเสียโดยรวมตลอดการขบพบว่า ผลของแรงเสียดทานจากการกลิ้งจะมีผลน้อยกว่าผลของแรงเสียดทานจากการไถลมาก

งานวิจัยนี้ช่วยให้เข้าใจกลไกการเกิดกำลังสูญเสียได้โดยง่าย นอกจากนี้ยังใช้เวลาในการคำนวณน้อย เนื่องจากพิจารณาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างพื้นผิวพื้นเป็นค่าคงที่ตลอดช่วงการขบ และพิจารณาการขบกันของพื้นเฟืองเพียงแค่ 1 คู่ เท่านั้น ซึ่งยังไม่สอดคล้องกับการขบกันจริงของเฟืองซึ่งในบางขณะมีการขบกันของพื้นเฟืองมากกว่า 1 คู่พื้น อย่างไรก็ตามงานวิจัยของ Y. Michlin and V. Myunster นั้น ไม่มีการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง จึงไม่สามารถยืนยันถึงความแม่นยำของแบบจำลองได้ นอกจากนี้ยังไม่ได้แสดงให้เห็นถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย

ชนัดต์ [4] ปรับปรุงแบบจำลองของ Y. Michlin and V. Myunster ให้สามารถประยุกต์ใช้ได้ในกรณีที่พื้นเฟืองเกิดการขบส่งกำลังมากกว่า 1 คู่ และศึกษาอิทธิพลของโมดูล ความเร็วรอบ หมุน และภาระแรงบิดต่อกำลังสูญเสีย ชนัดต์เปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียของ T. T. Petry-Johnson และคณะ [1] โดยเปรียบเทียบผลเฉพาะในกรณีของสภาวะการทำงานและขนาดโมดูลแตกต่างกันเท่านั้น โดยผลการเปรียบเทียบพบว่า แนวโน้มโดยรวมมีความสอดคล้องกัน คือ กำลังสูญเสียเพิ่มขึ้นตาม



ความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิด โดยพื้นเฟืองที่มีขนาดใหญ่กว่า หรือโมดูลมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่า ถึงแม้ว่าผลการประเมินจะมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง แต่ค่ากำลังสูญเสียที่ประเมินได้ยังมีความแตกต่างกับค่าจากการทดลองพอสมควร ปัจจัยที่มีผลต่อความแม่นยำของการประเมินตามแบบจำลองนี้ คือ การเลือกใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดยในที่นี้เลือกใช้จากงานวิจัยที่มีมาก่อน สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้เป็นค่าคงที่โดยเลือกเป็นค่ากลางๆ ที่สอดคล้องกับช่วงสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่รายงานในงานวิจัยหลายๆ ชิ้นซึ่งอาจจะไม่สอดคล้องกับเฟืองที่ใช้ในการทดลองของ T. T. Petry-Johnson และคณะ

จากงานวิจัยของ Y. Michlin and V. Myunster และงานวิจัยของ ชันด์ต์ พบว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีผลต่อความแม่นยำของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้เป็นอย่างมาก ซึ่งงานวิจัยทั้งสองไม่ได้กล่าวถึงที่มาของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เลือกใช้ และไม่ได้กล่าวถึงความสัมพันธ์ของตัวแปร เช่น รูปร่างของเฟือง ความเรียบผิว ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น และสภาวะการทำงาน ที่มีต่อสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

การเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย สามารถทำได้โดยการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีความแม่นยำ และสอดคล้องกับสภาวะการทำงานจริงมากยิ่งขึ้น มีงานวิจัยจำนวนมากเสนอแนวทางในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยเสนอสูตรอย่างง่าย (Empirical formulae) ซึ่งได้จากการทำ curve-fitting ของผลการทดลองวัดสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดยใช้ชุดทดลองประเภท twin-disk ดังแสดงในตารางที่ 1 สูตรเหล่านี้คำนึงถึงผลของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบหมุน ภาระแรงบิด ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น และความเรียบผิว จึงมีความเหมาะสมและแม่นยำกว่าการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่

ตารางที่ 1.1 สูตรคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอย่างง่าย

Empirical formulae	Published author
$\mu = 0.0127 \left[ \frac{50}{50 - S} \right] \text{Log}_{10} \left[ \frac{3.17(10)^8 W}{v V_s V_r^2} \right]$	Benedict and Kelley [5]
$\mu = [0.8\sqrt{v_k} V_s + V_r \phi + 13.4]^{-1}$ $\phi = 0.47 - 0.13(10)^{-4} P_{\max} - 0.4(10)^{-3} v_k$	Drozdov and Gavrikov [6]
$\mu = 0.12 [WS / (RV_r v)]^{0.25}$	ISO TC60 [7]
$\mu = 0.325 [V_s V_r v_k]^{-0.25}$	Misharin [8]
$\mu = 0.6[(S + 22) / 35] [v^{1/8} V_s^{1/3} V_r^{1/6} R^{1/2}]^{-1}$	O'donoghue and Cameron [9]

สูตรอย่างง่ายที่แสดงในตารางที่ 1 ได้ถูกนำไปใช้ประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของเฟือง ตัวอย่างงานวิจัยที่ใช้สูตรอย่างง่ายเหล่านี้ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ได้แก่ งานวิจัยของ N. E. Anderson and S. H. Lowenthal [10] และ Yoshio Terauchi และคณะ [11]

N. E. Anderson and S. H. Lowenthal [10] ได้แสดงวิธีการหาลำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ในการส่งกำลังของเฟือง ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการไถล กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง และกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ รวมถึงการประมาณค่ากำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน โดยในส่วนของกำลังสูญเสียจากการไถลนั้น ผู้วิจัยได้สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในระหว่างการขบ โดยคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลที่ตำแหน่งการขบใดๆ จากผลคูณของความเร็วการไถล และแรงเสียดทานซึ่งในส่วนของหาค่าแรงเสียดทานซึ่งขึ้นกับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและภาวะแรงที่หน้าฟัน N. E. Anderson and S. H. Lowenthal ได้นำสูตรอย่างง่ายของ Benedict and Kelly มาช่วยในการหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และได้คำนึงถึงการแบ่งภาวะแรงที่หน้าฟันในกรณีที่มีการขบกันของฟันเฟืองพร้อมกัน 2 คู่ฟันด้วย

N. E. Anderson and S. H. Lowenthal ได้ใช้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่สร้างขึ้นศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นจากการขบส่งกำลังของเฟือง ได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟือง ความกว้างหน้าฟัน อัตราทด และค่าความหนืดน้ำมัน รวมถึงอิทธิพลของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบหมุน ซึ่งแสดงอยู่ในรูปของความเร็วที่จุดสัมผัสวงกลมพิตซ์ของเฟือง (Pitch line velocity) และค่าภาวะแรงบิดต่างๆ ผลจากการคำนวณกำลังสูญเสียต่างๆ จากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียตามระเบียบวิธีของ N. E. Anderson and S. H. Lowenthal ถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองจากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ซึ่งได้ศึกษาอิทธิพลของ ความเร็วรอบหมุน ภาวะแรงบิด อัตราการไหลของน้ำมันหล่อลื่น ตำแหน่งการฉีดน้ำมันหล่อลื่น ความกว้างของเฟือง และความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งการเปรียบเทียบระหว่างผลการวัดกำลังสูญเสียจากการทดลองและผลจากการคำนวณโดยใช้แบบจำลอง พบว่ามีแนวโน้มสอดคล้องและมีค่าที่ใกล้เคียงกัน

Yoshio Terauchi และคณะ [11] สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานเพื่อศึกษาอิทธิพลของการทำผิวสำเร็จและสภาวะการทำงานของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานในการส่งกำลังของคู่เฟือง ในขั้นแรกเพื่อความสะดวกในการหาค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน Yoshio Terauchi ได้คำนวณกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานโดยการสมมติค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานให้เป็นค่าคงที่ระหว่างการขบกันของฟันเฟือง ซึ่งปรากฏผลว่าการสมมติค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานให้เป็นค่าคงที่ระหว่างการขบนั้นไม่มีประสิทธิภาพ

เนื่องจากการสมมติที่ไม่สอดคล้องกับความเป็นจริง ซึ่งในความเป็นจริงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะขึ้นกับภาระและความเร็วการไถลที่ผิวพื้นในระหว่างการขบ ซึ่งภาระแรงที่หน้าฟันและความเร็วการไถลจะมีเปลี่ยนแปลงตลอดการขบ เพื่อการคำนวณกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานให้แม่นยำมากขึ้น Yoshio Terauchi จึงเปลี่ยนวิธีการคำนวณโดยเปลี่ยนมาใช้ระเบียบวิธีเดียวกันกับ N. E. Anderson and S. H. Lowenthal [10] ซึ่งใช้สูตรอย่างง่ายของ Benedict and Kelly [5] ในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

นอกจากนี้ Yoshio Terauchi ยังได้ทำการทดลองเพื่อหาค่ากำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับสมการทำนายกำลังสูญเสียที่ได้สร้างขึ้น Yoshio Terauchi 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 มีค่ากำลังสูญเสียน้อยที่สุด ซึ่งผลจากการทดลองและแบบจำลองที่ Yoshio Terauchi สร้างขึ้นนั้นมีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดี

ถึงแม้ว่าการนำสูตรอย่างง่ายไปใช้ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะทำให้ได้ผลการประเมินกำลังสูญเสียที่มีสอดคล้องและใกล้เคียงกับผลการทดลองมากขึ้น แต่ถึงอย่างไรนั้นการใช้สูตรอย่างง่ายในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานยังคงมีข้อจำกัดในการใช้อยู่ ซึ่งสามารถใช้ประเมินค่าสัมประสิทธิ์ได้แม่นยำที่สภาวะหนึ่งๆ เท่านั้น หากเลือกใช้สูตรอย่างง่ายไม่สอดคล้องกับสภาวะการทดลองจริงอาจทำให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ประเมินได้มีความผิดพลาด จากข้อจำกัดนี้จึงมีการนำเสนอวิธีการอื่นๆ ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีความแม่นยำและครอบคลุมสภาวะการทำงานต่างๆ มากยิ่งขึ้น

วิธีการที่เป็นที่นิยมในปัจจุบันในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ได้แก่ วิธีการซึ่งใช้หลักการของ EHL (Elastohydrodynamics Lubricants) ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ดังเสนอในงานวิจัยของ H. Xu และคณะ [12,13] R. D. Britton และคณะ [14] และ Y. Diab และคณะ [15] งานวิจัยเหล่านี้ใช้หลักการของ EHL ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

H. Xu และคณะ [12,13] เสนอการสร้างแบบจำลองเพื่อทำนายกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลของการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง และเปรียบเทียบกับผลการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลจากงานวิจัยของ T. T. Petry-Johnson และคณะ การสร้างแบบจำลองของ H. Xu เริ่มจากการวิเคราะห์การสัมผัสกันของฟันเฟืองและการหาค่า

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างพื้นเฟืองที่ขบกัน โดยในงานวิจัยนี้มีแนวทางในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน 3 แนวทางด้วยกัน คือ 1. ประยุกต์ใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ 2. สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งได้มาจากการทำ curve fitting ข้อมูลจากการทดลองหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแบบ ball-disk และ 3. สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยหลักการ EHL ซึ่งผลจากการคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 3 แนวทาง พบว่าผลการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแนวทางที่ 2 และแนวทางที่ 3 มีความสอดคล้องและได้ผลการคำนวณที่ใกล้เคียงกัน จากการวิเคราะห์การสัมผัสผัสดันของพื้นเฟืองและสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทำให้สามารถประเมินประสิทธิภาพทางกลในการส่งกำลังของเฟืองที่ดำเนินการขบและสภาวะการทำงานต่างๆ ได้ ซึ่งจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองหาประสิทธิภาพทางกลของ T. T. Petry-Johnson และคณะ ผลจากการเปรียบเทียบพบว่า ผลการประเมินประสิทธิภาพทางกลจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยหลักการ EHL มีความสอดคล้องกับผลการทดลองและสามารถประเมินประสิทธิภาพทางกลได้อย่างแม่นยำ จากผลการวิจัยของ H. Xu ตัวแปรสำคัญที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพของการส่งกำลังอย่างมาก ได้แก่ ความเรียบผิวพื้น อุณหภูมิและความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น มุมเอียงของเฟืองเฉียง (Helix angle) โมดูล มุมกดหน้าฟัน (Pressure angle) เป็นต้น ความเร็วรอบการทำงานมีผลอยู่ระดับปานกลาง ส่วนภาระและความกว้างหน้าฟันไม่มีผลใดๆ ต่อประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามงานวิจัยของ H. Xu เป็นการศึกษาประสิทธิภาพและกำลังสูญเสียทางกล โดยเน้นในขั้นตอนการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยใช้ผลการทดลองของ T. T. Petry-Johnson ในการตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองที่สร้างขึ้น

R. D. Britton และคณะ [14] ใช้ชุดทดลองแบบ special four gear friction หาค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน ที่สภาวะความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดต่างๆ และศึกษาถึงอิทธิพลของความเรียบผิวต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน โดยการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของเฟืองที่ผ่านการเจียรไนผิวฟันที่ใช้กันโดยทั่วไป ซึ่งมีค่าความเรียบผิวเฉลี่ยประมาณ 0.4 ไมโครเมตร และเฟืองที่มีการทำผิวฟันแบบ superfinishing ที่มีค่าความเรียบผิวเฉลี่ย 0.05 ไมโครเมตร ผลจากการเปรียบเทียบพบว่า เฟืองที่ผ่านการทำ superfinishing มีค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานน้อยกว่า ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน นอกจากนี้ R. D. Britton ยังได้สร้างแบบจำลองประเมินแรงเสียดทานเนื่องจากการเสียดสีระหว่างผิวฟันโดยใช้หลักการ EHL เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองด้วย ซึ่งผลจากการเปรียบเทียบพบว่าแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นสามารถประเมินแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในการทดลองได้อย่างแม่นยำ

Y. Diab และคณะ [15] ทดลองวัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากชุดทดลอง twin-disk เพื่อนำผลจากการทดลองไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้สร้างขึ้นจากหลักการของ EHL ซึ่งผลของการเปรียบเทียบพบว่า มีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดี นอกจากนี้ Y. Diab ยังเปรียบเทียบผลการทดลองวัดแรงเสียดทานระหว่างการขบส่งกำลังของเฟืองกับผลการคำนวณแรงเสียดทานจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแบบต่างๆ ได้แก่ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการคำนวณจากสูตรอย่างง่ายของ Benedict and Kelley และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้แบบจำลองประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้สร้างขึ้นจากหลักการของ EHL ซึ่งผลจากการเปรียบเทียบพบว่า ผลจากการคำนวณหาค่าแรงเสียดทานจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสม และการใช้สูตรอย่างง่ายของ Benedict and Kelley มีความสอดคล้องกับผลการทดลองเป็นที่น่าพอใจเช่นเดียวกับการใช้แบบจำลองประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้สร้างขึ้นจากหลักการของ EHL

จากงานวิจัยของ Y. Diab ถึงแม้ว่าการใช้วิธีการ EHL จะได้ผลที่แม่นยำกว่าการใช้สูตรอย่างง่าย หรือการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ แต่การใช้สูตรอย่างง่ายรวมถึงการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสม ก็สามารถคำนวณได้ผลลัพธ์ที่ดีได้เช่นเดียวกัน ยกตัวอย่างเช่นงานวิจัยของ N. E. Anderson and S. H. Lowenthal [10] และ Yoshio Terauchi และคณะ [11] ซึ่งใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้สูตรอย่างง่าย ซึ่งได้ผลการคำนวณที่สอดคล้องกับผลการทดลองเป็นอย่างดี

จากงานวิจัยข้างต้นพบว่า ข้อดีของการใช้หลักการ EHL ในการคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน คือ หลักการนี้สามารถประยุกต์ใช้ได้ครอบคลุมสภาวะการทำงานต่างๆ และมีความแม่นยำมาก แต่การใช้หลักการนี้จะทำให้การประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองมีความยุ่งยาก ใช้เวลาในการคำนวณมาก และยังไม่เหมาะสมกับการนำไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองในทางปฏิบัติ

สำหรับในการศึกษานี้ต้องการสร้างแบบจำลองกำลังสูญเสียที่มีความแม่นยำและสามารถคำนวณได้ง่าย ซึ่งเหมาะกับการประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองจริง จึงเลือกปรับปรุงแบบจำลองของชนิดต์ โดยเลือกใช้สูตรอย่างง่ายเพื่อเพิ่มความแม่นยำของการคำนวณหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแบบจำลอง และสอดคล้องกับสภาวะการทำงาน ชนิดน้ำมันหล่อลื่น และความเรียบผิวจริง โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นจะถูกใช้เพื่อศึกษาผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของเฟืองตรง ได้แก่ ผลของความเร็วยรอบการทำงาน ภาระแรงบิด ขนาดโมดูล ขนาดมุมกดหน้าฟัน และอัตราทด ผลการประเมินจะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ทำให้สามารถประเมินความแม่นยำ และความเหมาะสมของแบบจำลองในการนำไปใช้งานจริงได้

## บทที่ 2

### กำลังสูญเสียในระบบส่งกำลัง

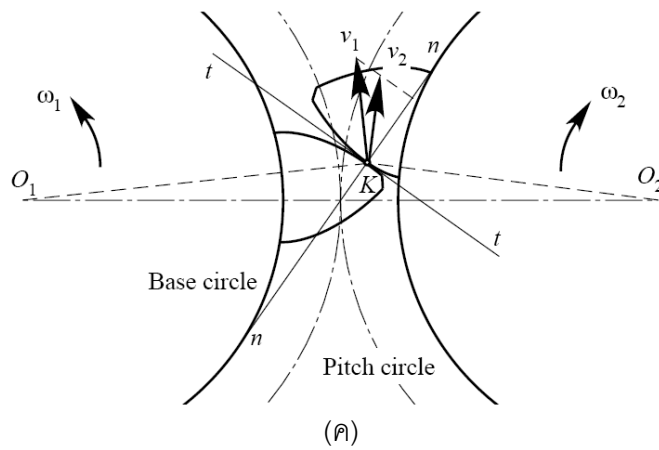
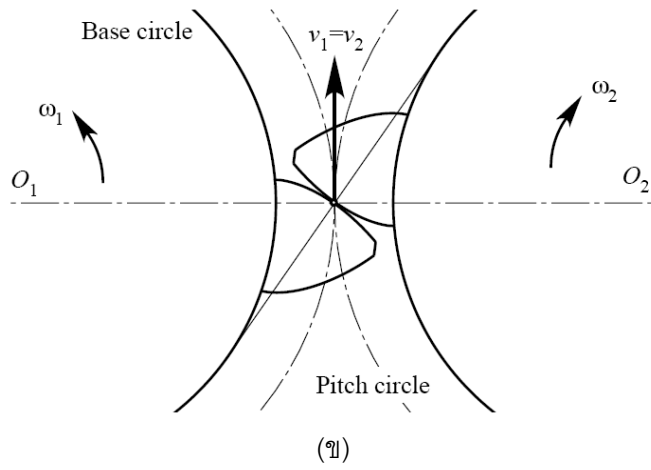
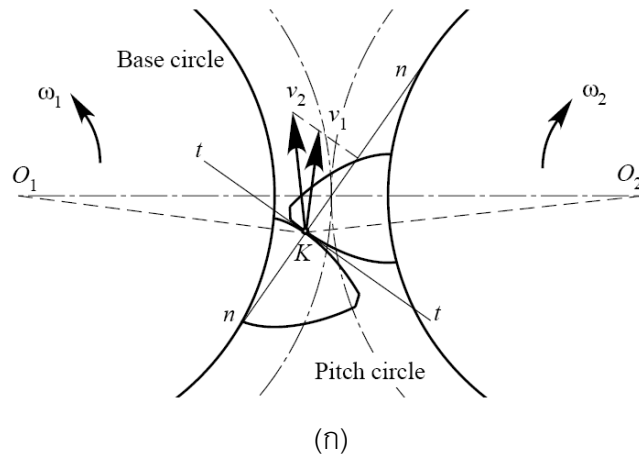
ในระบบส่งกำลังไม่มีระบบใดที่สามารถส่งกำลังออกได้อย่างสมบูรณ์ เนื่องจากทุกระบบจะมีความเสียดทานรูปแบบต่างๆ รวมอยู่ด้วย ความเสียดทานนี้เป็นปัจจัยที่ทำให้เกิดกำลังสูญเสียและทำให้ประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังลดลง โดยกำลังสูญเสียหลักในห้องเกียร์ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากเฟือง และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน

#### 2.1 กำลังสูญเสียจากเฟืองส่งกำลัง

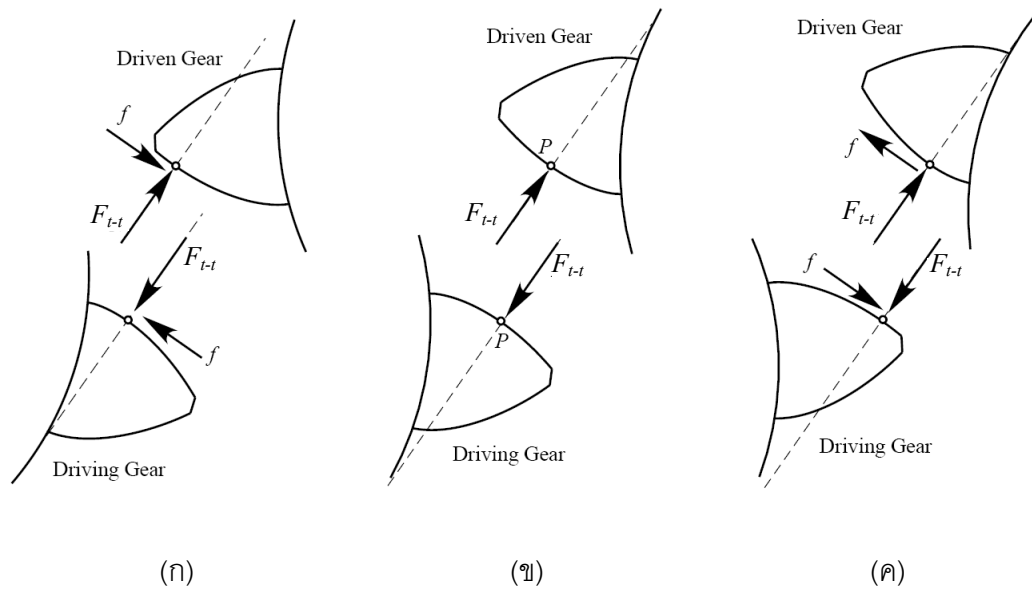
เฟืองเป็นอุปกรณ์การส่งกำลังที่มีความสำคัญมากในระบบส่งกำลังของยานพาหนะและเครื่องจักรกลอื่นๆ กำลังสูญเสียในเฟืองนั้นสามารถแบ่งตามสาเหตุการเกิด ได้เป็น 4 ชนิด ได้แก่ 1. กำลังสูญเสียจากการไถล 2. กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง 3. กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศ และ 4. กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น รายละเอียดของกำลังสูญเสียแต่ละประเภทสามารถอธิบายได้ดังนี้

##### 2.1.1 กำลังสูญเสียจากการไถล

กำลังสูญเสียจากการลื่นไถล เกิดจากการเสียดสีของฟันเฟืองระหว่างการขบ กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการลื่นไถล แสดงดังภาพที่ 2.1 จากภาพเฟือง  $O_1$  ขบ เฟือง  $O_2$  โดยมีความเร็วของจุดสัมผัสซึ่งอยู่บนเฟือง  $O_1$  เป็น  $v_1$  ทิศทางของความเร็วจะตั้งฉากกับเส้นตรงที่ลากจากจุดศูนย์กลางไปยังจุดสัมผัส และมีความเร็วของจุดสัมผัสซึ่งอยู่บนเฟือง  $O_2$  เป็น  $v_2$  ซึ่งมีทิศทางของความเร็วตั้งฉากกับเส้นตรงที่ลากจากจุดศูนย์กลางไปยังจุดสัมผัสเช่นกัน เมื่อพิจารณาจุดที่เฟืองทั้ง 2 ขบกัน พบว่า เวกเตอร์ความเร็วในแนวแกน  $n-n$  ต้องมีขนาดเท่ากันเพื่อให้ฟันเฟืองคู่ที่ขบสัมผัสกันตลอดเวลา การส่งกำลังจึงจะทำได้อย่างสม่ำเสมอ หากขนาดของความเร็วไม่เท่ากันแล้ว เฟืองจะไม่สัมผัสกันตลอดระยะเวลาที่ขบกัน และเกิดการกระแทกขึ้น ส่วนเวกเตอร์ความเร็วในแนวแกน  $t-t$  จะพบว่าไม่เท่ากัน จึงทำให้เกิดการไถล และแรงเสียดทานจากการไถลขึ้น ภาพที่ 2.1 (ก) (ข) และ (ค) แสดงตำแหน่งการขบก่อนถึงจุดพิตช์ ที่ตำแหน่งพิตช์และหลังจุดพิตช์ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าความเร็วการไถลมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขบเปลี่ยนไป ส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการลื่นไถลในแต่ละช่วงเวลาจะมีค่าไม่คงที่ โดยอัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตามจะมีค่ามากกว่าเฟืองขบในตอนแรก แต่เมื่อตำแหน่งขบเลยจุดพิตช์ไปแล้วอัตราเร็วของเฟืองขบจะมากกว่าเฟืองตาม นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ตำแหน่งการขบห่างจากจุดพิตช์มากจะยังมี



ภาพที่ 2.1 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการลื่นไถล



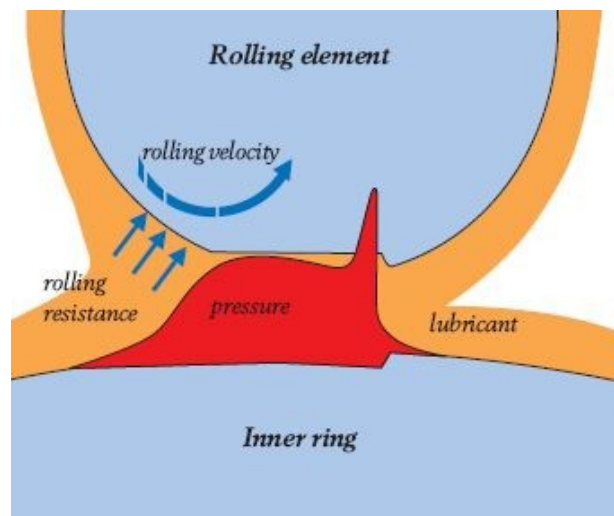
ภาพที่ 2.2 แรงที่กระทำบนฟันเฟือง

ความเร็วการไถลมาก จึงมีกำลังสูญเสียมากกว่าการขบที่ใกล้ๆ จุดพิตช์ สำหรับที่จุดพิตช์ความเร็วสัมผัสของเฟืองทั้งคู่มีค่าเท่ากัน จึงไม่เกิดการไถลขึ้น ภาพที่ 2.2 (ก) (ข) และ (ค) แสดงแรงที่กระทำที่ผิวเฟืองแต่ละตัวเมื่อตำแหน่งการขบต่างกัน โดยแรง  $F_{t-t}$  คือ แรงที่เฟืองขบกระทำกับเฟืองตามในแนวเส้นแนวแรงกระทำ (Line of action) และ  $f$  คือ แรงเสียดทานในแนวแกนผิวสัมผัส จากภาพทิศของแรงเสียดทานในช่วงเริ่มต้นการขบก่อนจะถึงจุดพิตช์และที่ตำแหน่งการขบเลยจุดพิตช์ไปแล้วมีทิศทางตรงกันข้ามกัน เนื่องจากทิศทางของความเร็วการไถลตรงข้ามกัน สำหรับที่จุดพิตช์ เนื่องจากการไถลเกิดขึ้นจึงไม่มีแรงเสียดทานจากการไถล

### 2.1.2 กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง

กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง เป็นกำลังสูญเสียที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของชั้นฟิล์มของสารหล่อลื่น โดยปรากฏการณ์นี้จะเกิดขึ้นเมื่อน้ำมันหล่อลื่นที่อยู่ภายในห้องส่งกำลังถูกฟันเฟืองที่กำลังเคลื่อนที่เข้าไปขบกันนั้นบีบอัด และเกิดความดันขึ้น ภาพที่ 2.3 แสดงการเกิดแรงต้านทานจากการกลิ้งระหว่างชิ้นส่วนกลิ้ง (Rolling) บนแหวนใน (Inner ring) ของตลับลูกปืน ซึ่งมีหลักการเดียวกับแรงต้านทานจากการกลิ้งที่เกิดขึ้นระหว่างการขบกันของฟันเฟือง ปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียจากการกลิ้ง คือ ความหนาโดยเฉลี่ยของชั้นฟิล์มน้ำมันที่ถูกบีบอัดโดยเฟืองและอัตราส่วนการสัมผัสของฟันเฟืองในคูนั้น จากงานวิจัยของ Y. Michlin and V. Myunster [3] พบว่า กำลังสูญเสียจากการกลิ้งน้อยกว่ากำลังสูญเสียจากการไถลมาก เมื่อพิจารณาผลรวมตลอดช่วงการขบของแต่ละคู่ฟัน





ภาพที่ 2.3 การเกิดแรงต้านทานจากการกลิ้งภายในตลับลูกปืน

### 2.1.3 กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ

กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศเป็นกำลังสูญเสียซึ่งเกิดจากการที่เฟืองหมุนด้านอากาศภายในห้องส่งกำลัง กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศนี้สามารถวัดหรือคำนวณได้ยาก และโดยทั่วไปแล้วการที่จะบอกว่าความสูญเสียที่เกิดขึ้นเนื่องจากกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศเป็นเท่าไรนั้น จะต้องอาศัยผลจากการทดลองที่ทดสอบเฉพาะห้องส่งกำลังนั้นๆ จากการทดลองพบว่า กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศขึ้นอยู่กับตัวแปรหลายประการ เช่น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟือง ความหนาของเฟือง ความเร็วรอบหมุน ชนิดของระบบฉีดน้ำมันหล่อลื่นในห้องส่งกำลัง อุณหภูมิขณะใช้งาน และความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น กำลังสูญเสียชนิดนี้สามารถประมาณได้โดยใช้สมการที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ ตัวอย่างเช่น สมการซึ่งเสนอโดย Dudley [16] ดังแสดงในสมการ

$$P_w = 10^{-7} N^3 D_0^5 FW^{0.7} \quad (2.1)$$

โดย  $P_w$  คือ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ ในหน่วย แรงม้า

$N$  คือ ความเร็วรอบหมุนของเฟือง ในหน่วย รอบต่อนาที

$D_0$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางนอกของเฟือง ในหน่วย นิ้ว

$FW$  คือ ความกว้างหน้าฟัน ในหน่วย นิ้ว

Townsend [17] เสนอสมการเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศในรูปอื่นดังต่อไปนี้

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

โดย  $P_w$  คือ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ ในหน่วย วัตต์  
 $\sigma$  คือ ค่าคงที่แสดงสภาวะบรรยากาศของน้ำมันภายในห้องเกียร์ (ในกรณีเป็นสภาวะบรรยากาศปกติ  $\sigma = 1$ )  
 $\lambda$  คือ ค่าคงที่แสดงเนื้อที่ภายในห้องเกียร์ ( $\lambda = 1$  สำหรับห้องเกียร์เปิดที่มีเนื้อที่กว้างมากหรือเฟืองหมุนนอกห้องเกียร์ (ไม่มีห้องเกียร์),  $\lambda = 0.6 - 0.7$  สำหรับห้องเกียร์ปิดที่มีเนื้อที่กว้าง และ  $\lambda = 0.5$  สำหรับห้องเกียร์ปิดที่มีเนื้อที่พอดีกับการวางเฟืองในการขับ)  
 $N$  คือ ความเร็วรอบหมุนของเฟือง ในหน่วย รอบต่อนาที  
 $D_r$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรากฟัน ในหน่วย มิลลิเมตร  
 $FW$  คือ ความกว้างหน้าฟัน ในหน่วย มิลลิเมตร  
 $m$  คือ โมดูลของเฟือง ในหน่วย มิลลิเมตร

จากสมการข้างต้นจะเห็นได้ว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศจะขึ้นกับปัจจัยทางด้านขนาดของฟันเฟืองและความเร็วรอบการหมุนเป็นหลัก N. E. Anderson and S. H. Loewenthal [10] ได้เสนอสมการเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศที่มีผลของตัวแปรอื่น ได้แก่ ผลของน้ำมันหล่อลื่นต่อกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ ดังนี้

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

โดย  $P_w$  คือ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ ในหน่วย วัตต์  
 $FW$  คือ ความกว้างหน้าฟัน ในหน่วย เมตร  
 $R_p$  คือ รัศมีของวงกลมพิตซ์ ในหน่วย เมตร  
 $N$  คือ ความเร็วรอบหมุนของเฟือง ในหน่วย รอบต่อนาที  
 $\nu$  คือ ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ในหน่วย เซนติพอยส์  
 กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศของเฟืองจะมีค่าน้อยมากในกรณีที่เฟืองหมุนขบกันที่ความเร็วรอบการทำงานต่ำ และเฟืองหมุนมีขนาดเล็ก

#### 2.1.4 กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น

กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่นมีสาเหตุมาจากการที่เฟืองหมุนจมอยู่ในน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งทำให้เกิดการหมุนปั่นน้ำมันและการสาดกระเด็นของน้ำมันเพื่อหล่อลื่นฟันเฟืองและตลับลูกปืนภายในห้องเกียร์ กำลังสูญเสียชนิดนี้เป็นฟังก์ชันของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ ความเร็วรอบหมุน ระดับน้ำมันหล่อลื่น ความหนืดน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิ น้ำมันหล่อลื่น รูปร่างของฟันเฟือง และระดับความลึกในการจมของเฟือง สำหรับการหล่อลื่นเฟืองแบบฉีด (Jet lubrication)

ซึ่งไม่มีการจมของเฟืองในน้ำมันหล่อลื่น กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่นจะมีค่าน้อยมาก และสามารถละทิ้งไปได้

## 2.2 กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน

กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน เกิดจากความต้านทานทั้งหมดในการกลิ้งของลูกกลิ้งในตลับลูกปืน ซึ่งประกอบด้วย ความเสียดทานของการกลิ้งและการไถลของลูกกลิ้งในพื้นที่ระหว่างลูกกลิ้งและรัง (Cage) ความเสียดทานในสารหล่อลื่นและการไถลกับแผ่นกันฝุ่น โดยความเสียดทานในตลับลูกปืนที่เกิดขึ้นจะส่งผลต่อปริมาณความร้อนหรืออุณหภูมิในตลับลูกปืน กำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานในตลับลูกปืนขึ้นอยู่กับชนิดของตลับลูกปืน ความเร็วใช้งาน คุณสมบัติและปริมาณของสารหล่อลื่น สมการกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนสามารถหาได้จากสมการที่เสนอโดย Harris [18] ดังต่อไปนี้

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

โดย  $P_b$  คือ กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ในหน่วย วัตต์

$M_b$  คือ โมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืน ในหน่วย นิวตันมิลลิเมตร

$\omega_b$  คือ ความเร็วเชิงมุมของตลับลูกปืน ในหน่วย เรเดียนต่อวินาที

โดยค่าแรงเสียดทานจากการกลิ้ง  $M_b$  หาได้จากผลรวมของ ค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ไม่ขึ้นกับภาระและขึ้นกับภาระ

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

โมเมนต์แรงเสียดทานที่ไม่ขึ้นกับภาระ ( $M_0$ ) และโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาระ ( $M_1$ ) สามารถหาได้จาก

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

โดย  $M_0$  คือ โมเมนต์แรงเสียดทานที่ไม่ขึ้นกับภาระ ในหน่วย นิวตันมิลลิเมตร

$f_L$  คือ ค่าตัวประกอบซึ่งขึ้นกับชนิดของตลับลูกปืนและชนิดของน้ำมันที่ใช้หล่อลื่น

$N_b$  คือ ความเร็วรอบหมุนของตลับลูกปืน ในหน่วย รอบต่อนาที

$\nu_k$  คือ ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ในหน่วย มิลลิเมตร<sup>2</sup>ต่อวินาที

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

ตารางที่ 2.1 ค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณหาค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ

Ball Bearing Type	Nominal contact angle (°)	$z$	$y$	$C_s$ (N)	$d_m$ (mm)
Radial deep groove	0	0.0007	0.6	3700	28.5

สำหรับตลับลูกปืนชนิด deep groove ball bearing สมการโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ ( $M_1$ ) สามารถเขียนได้ในรูปสมการดังต่อไปนี้

$$M_1 = f_1 F_r d_m \quad (2.7)$$

โดย  $M_1$  คือ โมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ ในหน่วย นิวตันมิลลิเมตร

$f_1$  คือ ค่าตัวประกอบไร้มิติที่ขึ้นกับการออกแบบและภาวะที่กระทำกับตลับลูกปืน

$F_r$  คือ แรงในแนวรัศมี ในหน่วย นิวตัน

$d_m$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน 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 ระดับแรงสถิตซึ่งสามารถหาค่าได้จาก catalog ของบริษัทผู้ผลิต ในหน่วยนิวตัน

$y, z$  คือ ค่าคงที่ที่ขึ้นกับชนิดและขนาดของตลับลูกปืน

ค่าของตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณหาค่าโมเมนต์แรงเสียดทานที่ขึ้นกับภาวะ ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 2.1

### 2.3 สรุป

ในบทนี้ได้กล่าวถึงกำลังสูญเสียในระบบส่งกำลัง โดยอธิบายถึงรายละเอียดของกำลังสูญเสียจากสาเหตุต่างๆ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟือง และกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานภายในตลับลูกปืน รวมถึงสมการที่ใช้ในการประเมินกำลังสูญเสีย ผลจากการจำแนกถึงกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ และสมการประเมินกำลังสูญเสียที่ได้อธิบายในบทนี้ จะถูกใช้เพื่อประเมินกำลังสูญเสียในบทต่อไป

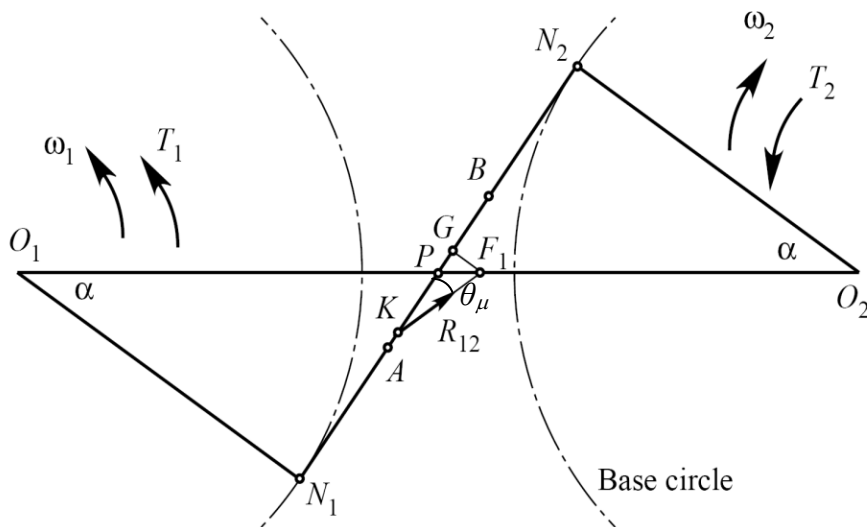
### บทที่ 3

#### การคำนวณหากำลังสูญเสียสำหรับเฟืองตรง

ในบทนี้กล่าวถึงแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของเฟืองตรง 1 คู่ การพิจารณาเริ่มจากการขบกันของฟันเฟือง 1 คู่ก่อน โดยแบบจำลองที่ใช้ในกรณีฟันขบกัน 1 คู่ นี้ อ้างอิงจากงานวิจัยของ Y. Michlin and V. Myunster [3] หลังจากนั้นจะแสดงแบบจำลอง สำหรับใช้ในกรณีฟันขบกันเกินกว่า 1 คู่ จากงานวิจัยของ ชนิตต์ [4] โดยผู้วิจัยจะเพิ่มเติมในส่วน ของการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยคำนึงถึงผลของตัวแปรต่างๆ เช่น ความหนืดของ น้ำมันหล่อลื่น ความเร็วการไถล ความเร็วการกลิ้ง รัศมีความโค้ง ภาวะ ความเร็วรอบหมุน ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส และความเรียบผิว เพื่อเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลอง

#### 3.1 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการขบกันของฟัน 1 คู่

ภาพที่ 3.1 แสดงแรงที่เกิดขึ้นกับเฟืองตามระหว่งการขบ ฟันเฟืองซ้ายมีจุดศูนย์กลางอยู่ที่  $O_1$  และมีรัศมีวงกลมฐาน  $O_1N_1$  ส่วนเฟืองตามมีจุดศูนย์กลางอยู่ที่  $O_2$  และมีรัศมีวงกลมฐาน  $O_2N_2$  ในการขบกันของเฟืองจะเริ่มต้นที่จุด  $A$  ซึ่งเป็นจุดที่รากฟันของเฟืองซ้ายเริ่มขบกับปลายฟันของ เฟืองตาม จุดสัมผัสจะค่อยๆ เคลื่อนไปตามเส้นแนวแรงกระทำ (Line of action หรือ Pressure angle line)  $N_1N_2$  ซึ่งมีมุมกดหน้าฟัน (Pressure angle,  $\alpha$ ) และจะสิ้นสุดการขบที่จุด  $B$  ซึ่งเป็น จุดที่ปลายฟันของเฟืองซ้ายขบกับรากฟันของเฟืองตาม ในระหว่งการขบกัน ฟันของเฟืองซ้ายจะ ส่งกำลังไปยังฟันของเฟืองตาม โดยแรง  $R_{12}$  เป็นแรงที่เฟืองซ้ายกระทำกับเฟืองตาม แรงนี้มีทิศเบน



ภาพที่ 3.1 แรงที่กระทำกับเฟืองตามระหว่งการขบ

ออกจากเส้นแนวแรงกระทำ หรือแนวแกน  $N_1N_2$  ด้วยทิศทางที่ทำมุมกับเส้นแนวแรงกระทำ  $\theta_\mu$  ซึ่งเป็นผลมาจากแรงเสียดทาน แบบจำลองนี้จะสมมติให้เส้นสัมผัสของฟันเฟืองในแต่ละขณะเวลา อยู่ในแนวเส้นตรงตามแนวความกว้างของฟัน (Face width) ซึ่งขนานกับแกนเพลลา และจะเห็นแนวสัมผัสเป็นจุดเมื่อพิจารณาจากทิศตั้งฉากแกนเพลลา ดังนั้นแรงที่กระทำจึงสามารถพิจารณาเป็นแรงในปัญหา 2 มิติได้ ในภาพที่ 3.1 ฟันเฟืองสัมผัสกันที่จุด  $K$  อัตราส่วนกำลังสูญเสีย  $\varphi$  หาได้จากความสัมพันธ์ของกำลังเข้า  $H_1$  กำลังออก  $H_2$  และกำลังสูญเสีย  $H_3$  ดังสมการ (3.1)

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

เนื่องจากกำลัง  $H$  หาได้จากผลคูณของแรงบิด  $T$  และความเร็วเชิงมุมของเฟือง  $\omega$  ดังนั้นจะสามารถเขียนกำลังเข้าและกำลังออกได้ดังนี้

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

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

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

$$\begin{aligned} \varphi &= 1 - \left( \frac{\overline{PO_2} - \overline{PF_1}}{\overline{PO_1} + \overline{PF_1}} \right) \cdot m_w = 1 - \left( \frac{\overline{PO_1}/\overline{PF_1} - m_w}{\overline{PO_1}/\overline{PF_1} + 1} \right) \\ \varphi &= \frac{1 + m_w}{1 + \overline{PO_1}/\overline{PF_1}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

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

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

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

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

โดยในช่วงการขบก่อนที่จะถึงจุดพิตช์ ค่า  $n$  จะมีค่าเป็นลบ ส่วนในช่วงการขบหลังจากจุดพิตช์ไปแล้ว  $n$  จะมีค่าเป็นบวก

พิจารณาสามเหลี่ยม  $O_1N_1P$  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

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

แทนค่า  $M$  และ  $\tan \theta_\mu \approx \mu$  จากงานวิจัยของชนันต์ [4] ลงในสมการที่ (3.7) จะสามารถหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียได้ดังนี้

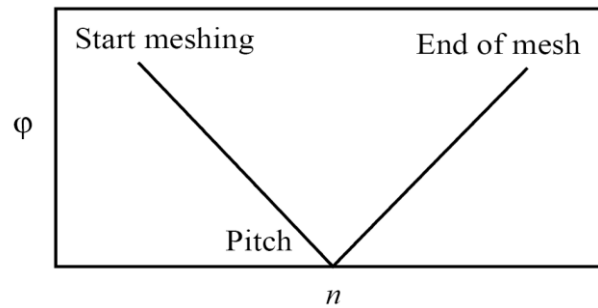
$$\varphi = \frac{-n \cdot \tan \alpha \cdot \mu \cdot (1 + \mathbf{m}_w)}{1 - (n + 1) \cdot \tan \alpha \cdot \mu} \quad (3.13)$$

โดย  $\mu$  คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

จากบทที่ 2 ได้อธิบายผลของอัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองขับและเฟืองตาม ว่ามีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขบเปลี่ยนไป อัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตามจะมีค่ามากกว่าเฟืองขับในตอนแรก เมื่อตำแหน่งขบเลยจุดพิตช์ไปแล้วอัตราเร็วของเฟืองขับจะมากกว่าเฟืองตาม อัตราเร็วที่จุดสัมผัสที่ต่างกันนี้ทำให้เกิดแรงเสียดทานขึ้นบนผิวฟันและเกิดการลื่นไถลขึ้น และเนื่องจากอัตราเร็วที่จุดสัมผัสมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขบเปลี่ยนไป ส่งผลให้ทิศของแรงเสียดทานเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งการขบ เมื่อแรงเสียดทานมีทิศเปลี่ยนแปลงตามตำแหน่งการขบแล้วทำให้ทิศของแรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามเปลี่ยนแปลงไปด้วย ดังนั้นการแทนเครื่องหมายของตัวแปรในสมการ (3.13) จึงต้องแทนให้ถูกต้องดังแสดงในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 การแทนเครื่องหมายของค่าต่างๆ สำหรับสมการ (3.13)

Parameter	$N_1P$	$PN_2$
$\mu$	+	-
$n$	-	+



ภาพที่ 3.2 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟัน 1 คู่

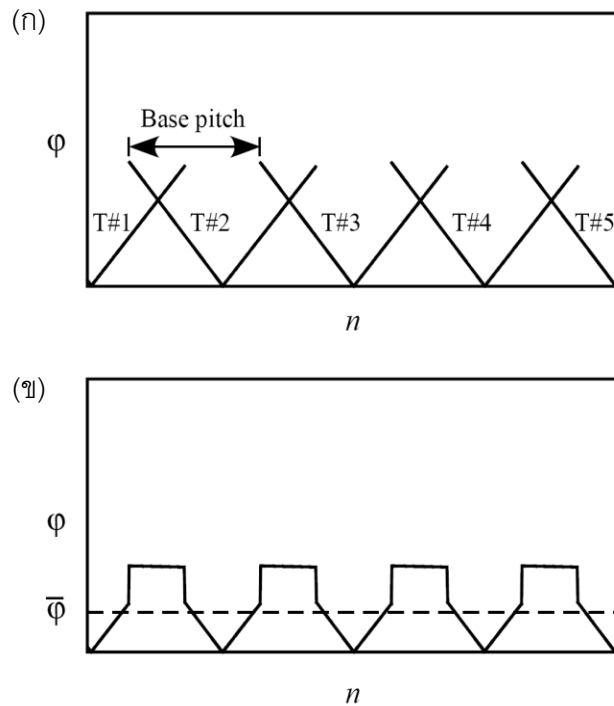
ภาพที่ 3.2 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (3.13) จากภาพพบว่า กำลังสูญเสียจะมีค่ามากที่บริเวณห่างจากตำแหน่งพิตช์ และมีค่าน้อยลงจนกระทั่งเท่ากับศูนย์ที่จุดพิตช์ ซึ่งไม่เกิดการไถลเนื่องจากความเร็วสัมผัสของฟันทั้งคู่มีค่าเท่ากัน

### 3.2 อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม

อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่หาได้จากสมการ (3.13) และแสดงในภาพที่ 3.2 ตามแบบจำลองของ Y. Michlin and V. Myunster นั้น เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียอันเนื่องมาจากการไถลกันของฟันเฟืองเพียงคู่เดียว และการส่งกำลังเกิดโดยฟันคู่นี้เพียงคู่เดียวเท่านั้น แต่ในความเป็นจริงแล้วในแต่ละช่วงเวลาเฟืองอาจจะขบกันมากกว่า 1 ฟันได้ อันจะเห็นได้จากอัตราส่วนการขบ ซึ่งกรณีของเฟืองตรงมักมีค่าอยู่ในช่วง 1.5 ถึง 1.8 อัตราส่วนการขบนี้หมายความว่าในบางขณะเฟืองอาจจะขบกันเพียงแค่ฟันเดียว และในบางขณะเฟืองจะขบกันสองฟัน ด้วยเหตุนี้ อัตราส่วนกำลังสูญเสียจึงต้องคิดค่ารวม ให้สอดคล้องกับการขบกันจริงของฟันเฟืองด้วย ในหัวข้อนี้จะแสดงถึงการคำนวณหาอัตราส่วนสูญเสียรวมที่ผู้วิจัยได้พัฒนาขึ้นมาใหม่

ภาพที่ 3.3 (ก) แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากฟันเฟืองแต่ละคู่ตามลำดับการขบที่ช่วงเวลา (ตำแหน่งการขบ) ต่างๆ ช่วงเวลาที่มีกราฟเพียงเส้นเดียวหมายถึง ในขณะนั้นเฟืองขบกันเพียงแค่คู่ฟันเดียว ส่วนช่วงเวลาที่มีกราฟซ้อนกันหมายถึง ในขณะนั้นฟันเฟืองมีการขบ





ภาพที่ 3.3 อัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองแต่ละคู่ตามลำดับการขบที่เวลาต่างๆ  
และอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่ฟันของเฟือง

กัน 2 คู่ฟัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียในขณะที่ฟัน 2 คู่ขบกันสามารถหาได้โดยการประมาณให้  
ฟันเฟือง 2 คู่ส่งกำลังเท่ากัน โดยกำลังที่ฟันแต่ละคู่ส่งถ่าย หาได้จาก

$$H_{Z1} = H_{Z2} = \frac{H_1}{2} \quad (3.14)$$

โดย ตัวห้อย  $Z1$  และ  $Z2$  หมายถึงฟันคู่ที่ 1 และฟันคู่ที่ 2 ตามลำดับ อัตราส่วนกำลังสูญเสียใน  
ขณะที่ขบ 2 คู่ฟัน  $\varphi_{Total}$  หาได้จาก

$$\varphi_{Total} = \frac{(Loss_{Z1} + Loss_{Z2})}{H_1} \quad (3.15)$$

กำลังสูญเสียรวมทั้งสองคู่ฟัน หาได้จาก

$$\begin{aligned} \varphi_{Total} \cdot H_1 &= Loss_{Z1} + Loss_{Z2} \\ \varphi_{Total} \cdot H_1 &= \varphi_{Z1} \cdot \frac{H_1}{2} + \varphi_{Z2} \cdot \frac{H_1}{2} = \frac{H_1}{2} (\varphi_{Z1} + \varphi_{Z2}) \end{aligned} \quad (3.16)$$

โดย  $\varphi_{Z1}$  และ  $\varphi_{Z2}$  เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันคู่ที่ 1 และคู่ที่ 2 ตามลำดับ  
อัตราส่วนกำลังสูญเสียนี้สามารถหาได้จากสมการ (3.13) เช่นกัน สำหรับอัตราส่วนกำลังสูญเสีย  
รวมในขณะที่เฟืองขบกัน 2 คู่ฟัน สามารถหาได้ดังสมการ (3.17)

$$\varphi_{Total} = \frac{\varphi_{Z1} + \varphi_{Z2}}{2} \quad (3.17)$$

จากสมการ (3.17) จะพบว่า เมื่อฟันทั้งสองคู่ส่งกำลังเท่ากัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่ฟัน จะเป็นค่าเฉลี่ยของอัตรากำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองในช่วงเวลาต่างๆ แสดงดังภาพที่ 3.3 (ข) ช่วงที่ฟันขบกัน 2 คู่ จะเป็นช่วงที่มีกำลังสูญเสียมาก ส่วนที่จุดพิตซ์ซึ่งไม่เกิดการไถลของฟันเฟืองจะไม่มีกำลังสูญเสียเลย สำหรับเส้นประในภาพแสดงขนาดของอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย  $\bar{\varphi}$  ซึ่งหาได้จากสมการ

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{Pb} \int_0^{Pb} \varphi \, dn \quad (3.18)$$

โดย  $Pb$  คือระยะเบสพิตซ์

### 3.3 การประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

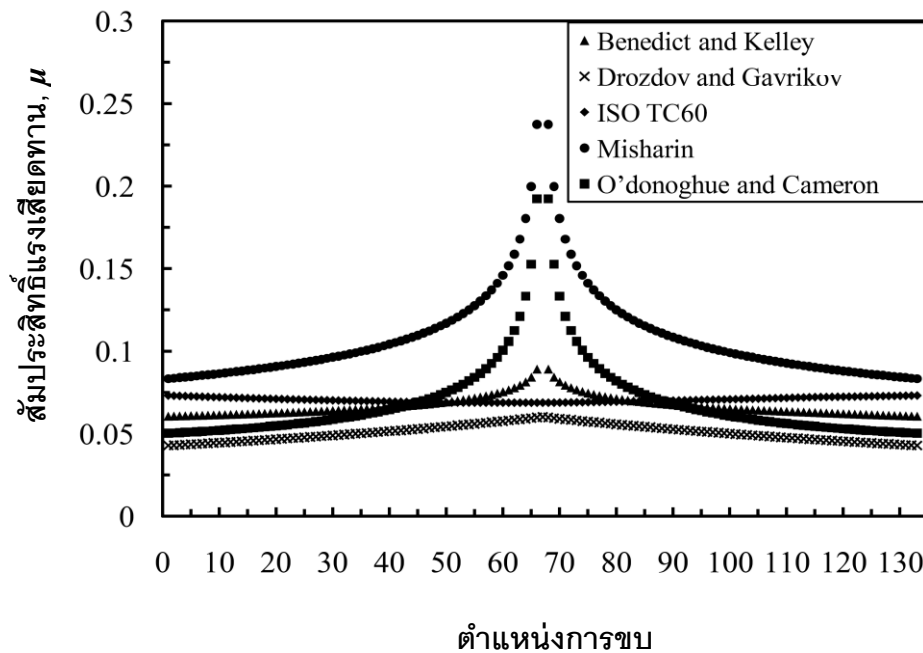
งานวิจัยของ Y. Michlin และ V. Myunster ได้เสนอวิธีการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียโดยประมาณให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าคงที่ตลอดช่วงการขบ และคงที่ในทุกสภาวะการทำงานซึ่งทำให้ง่ายต่อการคำนวณ อย่างไรก็ตามจากการศึกษาของงานวิจัยอื่นๆ พบว่า ตัวแปรต่างๆ เช่น ความเร็วการไถลและการกลิ้ง ความหนืดน้ำมันหล่อลื่น ภาระแรงบิด และความเรียบผิว นั้นส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอย่างชัดเจน การกำหนดให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่จึงไม่เหมาะสม การเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์ที่สอดคล้องกับสภาวะการทำงาน และตำแหน่งการขบต่างๆ จะช่วยให้การประเมินกำลังสูญเสียมีความแม่นยำขึ้นได้

มีงานวิจัยจำนวนมาก [5-9] เสนอสูตรอย่างง่ายสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการทดลองประเภท twin-disk โดยการทดลองจะประยุกต์ใช้พื้นผิวสัมผัสอย่างง่าย เช่น ผิวทรงกระบอกคู่ แทนการขบกันของฟันเฟือง ข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่วัดได้จะถูกจัดให้อยู่ในรูปของสูตรอย่างง่าย โดยสูตรอย่างง่ายที่ใช้ในงานวิจัยนี้แสดงในตารางที่ 3.2

จากสูตรอย่างง่ายในตารางที่ 3.2  $\nu_k$  และ  $\nu$  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 หน่วยภาระ (Unit normal load)  $P_{\max}$  คือ ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส (Maximum contact pressure) และ  $S$  คือ ความเรียบผิว (Surface roughness parameter)

ตารางที่ 3.2 สูตรอย่างง่ายสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

Empirical formulae	Published author
$\mu = 0.0127 \left[ \frac{50}{50-S} \right] \text{Log}_{10} \left[ \frac{3.17(10)^8 W}{v V_s V_r^2} \right]$	Benedict and Kelley [5]
$\mu = [0.8\sqrt{V_k V_s} + V_r \phi + 13.4]^{-1}$ $\phi = 0.47 - 0.13(10)^{-4} P_{\max} - 0.4(10)^{-3} V_k$	Drozdov and Gavrikov [6]
$\mu = 0.12 [W S / (R V_r v)]^{0.25}$	ISO TC60 [7]
$\mu = 0.325 [V_s V_r V_k]^{-0.25}$	Misharin [8]
$\mu = 0.6 [(S + 22) / 35] [v^{1/8} V_s^{1/3} V_r^{1/6} R^{1/2}]^{-1}$	O'donoghue and Cameron [9]



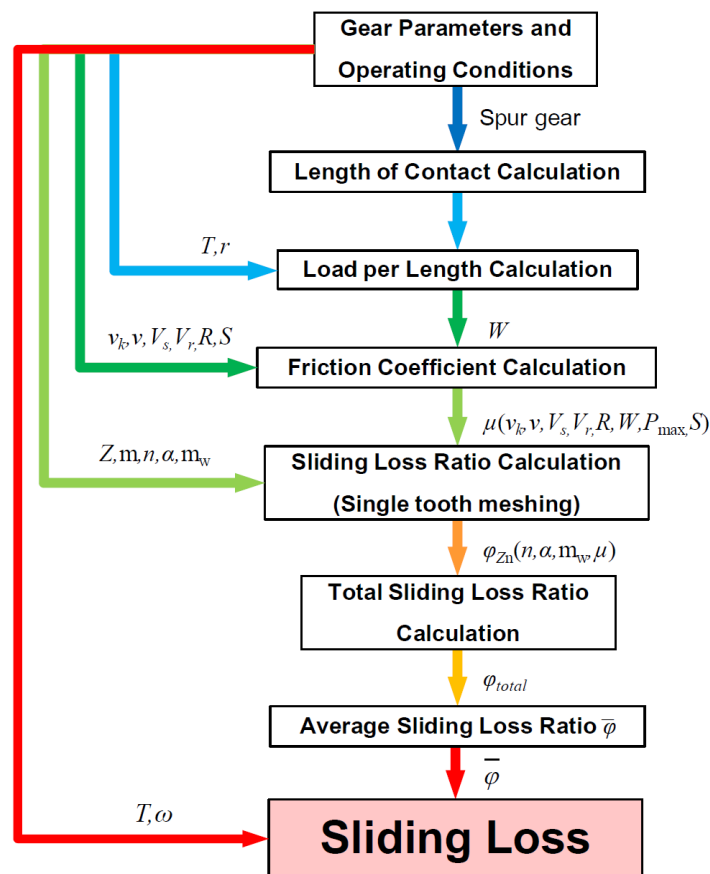
ภาพที่ 3.4 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการประเมินโดยใช้สูตรอย่างง่าย และตำแหน่งการขบของคู่เฟือง

ภาพที่ 3.4 แสดงตัวอย่างความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ได้จากการประเมินโดยใช้สูตรอย่างง่ายและตำแหน่งการขบของคู่เฟือง ที่ภาระแรงบิด 546 นิวตันเมตร ความเร็วรอบหมุน 2,000 รอบต่อนาที จากภาพพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานส่วนใหญ่มีรูปแบบที่ใกล้เคียงกัน โดยในกรณีของสูตรอย่างง่ายที่เสนอโดย ISO TC60 ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่า

แทบจะคงที่ตลอดช่วงการขบ ส่วนค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Drozdov และ Gavrikov นั้นในช่วงก่อนและหลังจุดพิชมีรูปแบบที่ใกล้เคียงเส้นตรง

### 3.4 ขั้นตอนการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง

ขั้นตอนการประเมินค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองแสดงเป็นแผนผังการประเมินได้ดังภาพที่ 3.5 จากภาพการคำนวณเริ่มจากการใส่ค่าตัวแปรของเฟือง ค่าความเร็วรอบ ค่าความหนืดน้ำมันขาเข้าห้องเกียร์ และสภาวะการทำงานลงในโปรแกรมคำนวณ จากนั้นตัวแปรของเฟืองจะถูกนำไปใช้ในการคำนวณระยะการขบของเฟืองในช่วงเวลาต่างๆ ผลรวมของระยะการขบจะนำไปใช้คำนวณร่วมกับตัวแปรของเฟืองและสภาวะการทำงาน เพื่อหาค่าขนาดของภาระต่อระยะการขบ หลังจากนั้นจะคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละช่วงเวลาในการขบโดยใช้สูตรอย่างง่ายที่เสนอโดยผู้วิจัยอื่น โดยค่าตัวแปรของเฟือง ค่าความเร็วรอบ ค่าความหนืดน้ำมันขาเข้าห้องเกียร์ และสภาวะการทำงาน เป็นตัวแปรที่สำคัญที่ใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณได้จะนำไปใช้คำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟือง



ภาพที่ 3.5 แผนภาพแสดงขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียโดยแบบจำลอง

ตรง 1 คู่พิน ในสมการที่ (3.13) จากนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่พิน และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยของเฟืองตรงสามารถคำนวณโดยใช้สมการ (3.17) และ (3.18) ตามลำดับ ดังที่เสนอไว้ในหัวข้อ 3.2 จากค่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยที่ได้จากการคำนวณจากแบบจำลองเมื่อนำไปคูณกับค่ากำลังขาเข้าที่เฟืองขับจะทำให้สามารถคำนวณหาค่ากำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังของเฟืองได้ ซึ่งกำลังขาเข้าเฟืองขับสามารถคำนวณได้จากผลคูณระหว่างค่าภาระแรงบิดและความเร็วรอบเชิงมุมของเฟืองขับ

### 3.5 สรุป

ในบทนี้ได้แสดงวิธีการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียและกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองตรง โดยพัฒนาจากแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรงซึ่งเสนอโดย Y. Michlin and V. Myunster [3] และชไนต์ [4] โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้คำนึงถึงผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบ และภาระการทำงาน โดยค่าสัมประสิทธิ์ที่ใช้ในที่นี้อ้างอิงจากสูตรอย่างง่ายที่เสนอโดยผู้วิจัยอื่น ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลจากแบบจำลองจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากชุดทดลองที่ผู้วิจัยได้สร้างขึ้นในบทต่อไป

## บทที่ 4

### การทดลองหาค่าล้าสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง

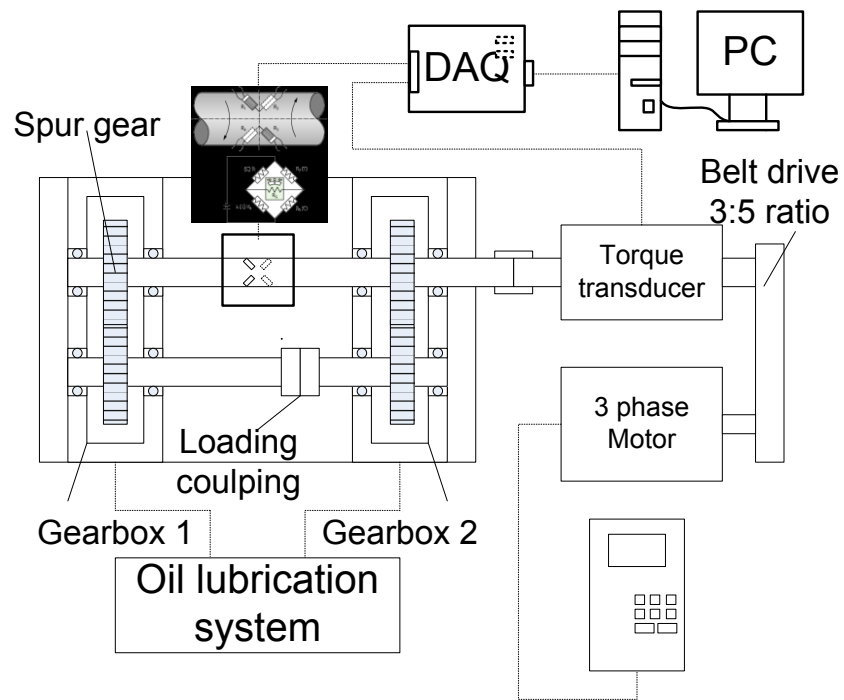
ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system เป็นชุดทดสอบซึ่งใช้กันอย่างแพร่หลายในงานทดสอบซึ่งเกี่ยวข้องกับเฟือง รวมถึงใช้ในการทดลองหาค่าล้าสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟือง เนื่องจากสามารถสร้างได้ง่ายและสามารถสร้างภาระแรงบิดในระบบได้ด้วยชิ้นส่วนภายในของชุดทดสอบเอง โดยไม่ต้องอาศัยอุปกรณ์การให้ภาระแบบอื่นๆ เช่น ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) หรือเจนเนอเรเตอร์ (Generator) ฯลฯ ดังนั้นผู้วิจัยจึงได้จัดสร้างชุดทดสอบแบบ back-to-back gearbox system เพื่อใช้ในการทดลองหาค่าล้าสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรงและศึกษาหาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อค่าล้าสูญเสีย

ชุดทดลองที่สร้างขึ้นนี้สามารถทำงานภายใต้ภาวะที่มีการให้ภาระหรือไม่มีภาระก็ได้ โดยอาศัยหลักการการบิดเพลลาเพื่อให้เกิดการกดอัดกันของผิวฟันเฟืองเมื่อต้องการให้ภาระ การทดลองภายใต้ภาวะที่มีการให้ภาระและไม่มีภาระ จะทำให้สามารถแยกค่าล้าสูญเสียที่ขึ้นกับภาระและไม่ขึ้นกับภาระที่วัดได้จากชุดทดลองออกจากกันได้

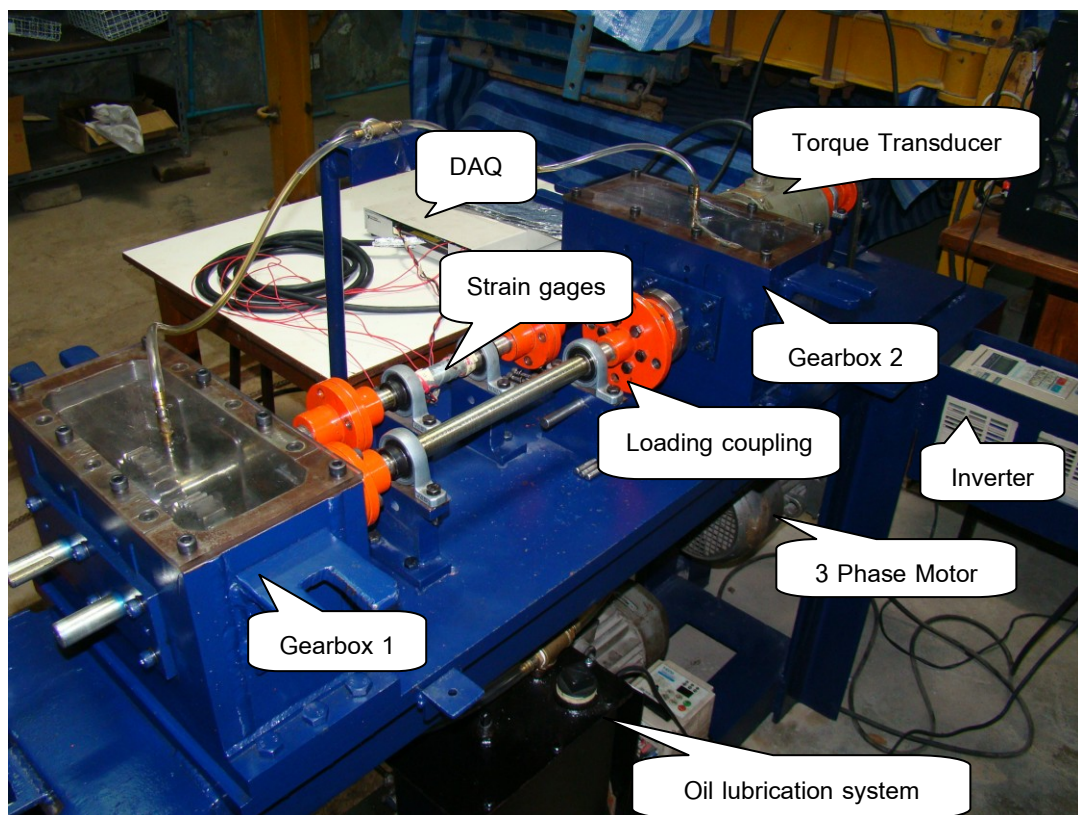
#### 4.1 ชุดทดลอง back-to-back gearbox system

การทดลองหาค่าล้าสูญเสียของเฟืองตรงในการศึกษานี้ ใช้ชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system ซึ่งแผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์ของชุดทดลองและภาพชุดทดลองจริงได้แสดงไว้ในภาพที่ 4.1 และ 4.2 ชุดทดลองแบบนี้เป็นชุดทดลองแบบไม่มีกำลังขาออก กำลังที่ใส่เข้าไปจะไหลวนอยู่ในระบบเพื่อชดเชยแรงเสียดทานและค่าล้าสูญเสียต่างๆ ภายในระบบ ชุดทดลองประกอบด้วย ห่วงเกียร์และเฟืองที่ใช้ทดสอบอยู่ภายใน 1 คู่ ที่มีความเหมือนกันทุกประการ 2 ชุด เพลลาเฟืองแต่ละเพลลารองรับด้วยตลับลูกปืนชนิด deep groove ball bearing เพลลาจากห่วงเกียร์ทั้งสองห่วงเชื่อมต่อในลักษณะขนานกัน โดยใช้คัปปลิงเป็นตัวเชื่อมต่อระหว่างเพลลา ที่ปลายเพลลาจากห่วงเกียร์ชุดทดลองด้านหนึ่งจะติดกับคัปปลิงแบบ split coupling เพื่อให้ภาระแรงบิดภายในระบบชุดทดลอง โดยการถ่วงน้ำหนักลงบนแขนที่ยื่นออกมาจากคัปปลิง ภาระแรงบิดที่เกิดจากการถ่วงน้ำหนัก จะทำให้เพลลาบิดและเพิ่มแรงกดอัดที่หน้าฟันเฟือง ในส่วนของกำลังที่ใช้ขับเคลื่อนชุดทดลองถูกส่งมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส ซึ่งมีการควบคุมความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ ผ่านการทดรอบโดยสายพานในอัตราทด 3:5 เพื่อเพิ่มความเร็วรอบของเพลลา ก่อนเข้าห่วงเกียร์ส่งกำลัง

ขนาดของภาระแรงบิดที่ให้ภายในระบบชุดทดลองวัดโดยสเตรนเกจ (Strain gages) 4 ตัว ซึ่งต่อวงจรในลักษณะ full bridge ที่ตำแหน่งวัดแรงบิดซึ่งอยู่บนเพลลากลางระหว่างห่วงเกียร์



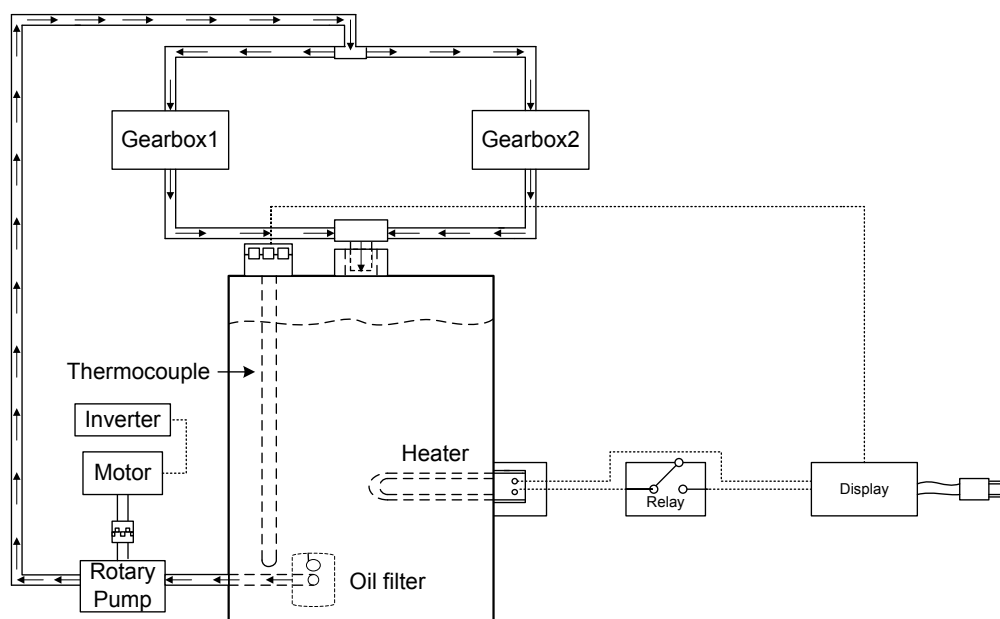
ภาพที่ 4.1 แผนผังการเชื่อมต่ออุปกรณ์ของชุดทดลอง back-to-back gearbox system



ภาพที่ 4.2 ชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system

ทั้งสองห้องโดยจะวัดก่อนทดลองทุกครั้ง และวัดกำลังขาเข้าห้องเกียร์โดยต่ออุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer) ระหว่างเพลาด้านนอกก่อนเข้าห้องเกียร์และเพลาส่งกำลังมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า ความเร็วรอบหมุนของเพลาส่งสามารถวัดได้โดยเครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Tachometer) แรงบิดและความเร็วรอบหมุนที่วัดได้นั้น จะสามารถนำไปคำนวณหา กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของคู่เฟือง สัญญาณแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่วัดได้จากสเตรนเกจและอุปกรณ์วัดแรงบิด จะถูกนำไปขยายและบันทึกสัญญาณโดยใช้อุปกรณ์ขยายสัญญาณภายใน DAQ (Data Acquisition Hardware) ซึ่งจะเชื่อมต่อกับ PCI card ซึ่งติดตั้งอยู่ในคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการเก็บสัญญาณ

ภาพที่ 4.3 แสดงการหล่อลื่นภายในแต่ละห้องเกียร์ซึ่งเป็นการหล่อลื่นแบบฉีด (Jet lubrication) โดยฉีดน้ำมันหล่อลื่นจากด้านบนห้องเกียร์ไปยังตำแหน่งที่คู่เฟืองขบกัน (ตำแหน่งตรงกลางห้องเกียร์) น้ำมันหล่อลื่นถูกส่งมาจากระบบปั้มน้ำมันหล่อลื่นแบบโรตารีซึ่งติดตั้งไว้ด้านล่างชุดทดลอง โดยถูกดูดผ่านไส้กรองน้ำมันหล่อลื่นก่อนเข้าปั้มน้ำมันเพื่อกรองสิ่งสกปรกก่อนเข้าปั้มน้ำมันและห้องเกียร์ น้ำมันหล่อลื่นที่ผ่านการใช้งานหล่อลื่นห้องเกียร์จะไหลลงสู่จานที่ด้านล่างห้องเกียร์ ลงสู่ถังน้ำมันหล่อลื่นเพื่อเก็บและนำกลับมาใช้ใหม่ น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลองเป็นน้ำมันหล่อลื่นเบอร์ 80w90 ซึ่งใช้ในการหล่อลื่นเฟืองท้ายและเกียร์รวมดาของรถยนต์ อัตราการไหลของน้ำมันหล่อลื่นแต่ละห้องเกียร์จะถูกควบคุมไว้ที่ 1 LPM โดยควบคุมความเร็วรอบ



ภาพที่ 4.3 แผนผังระบบน้ำมันหล่อลื่นในชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system



ของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มน้ำมันหล่อลื่นและอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น ในการทดลองมีการควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่นให้อยู่ระหว่าง 60–70 °C ซึ่งเป็นช่วงที่ความหนืดน้ำมันหล่อลื่นมีความแปรผันน้อย การควบคุมอุณหภูมิทำโดยติดตั้งฮีตเตอร์แบบจุ่ม (Immersion heater) ภายในถังเพื่อให้ความร้อนแก่น้ำมันหล่อลื่น วัดอุณหภูมิของน้ำมันในถังด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิดเค (Thermocouple K type) ที่ติดตั้งปลายวัดอุณหภูมิไว้ที่ตำแหน่งศูนย์กลางน้ำมันบริเวณก้นถัง และต่อสายสแตนด์เลสชิลด์จากเทอร์โมคัปเปิลมายังตัวแสดงผลแบบดิจิตอลเพื่ออ่านค่าและควบคุมการทำงานของฮีตเตอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิ

เนื่องจากห้องเกียร์ทั้งสองห้องถูกออกแบบให้มีความเหมือนกันทุกประการและควบคุมให้อัตราการไหลของน้ำมันหล่อลื่นทั้งสองห้องมีค่าใกล้เคียงกัน ดังนั้นกำลังสูญเสียรวมจึงอาจประมาณได้ว่ามาจากแต่ละห้องเกียร์อย่างละเท่าๆ กัน

#### 4.2 เฟืองที่ใช้ในการทดลองและตารางสภาวะการทดลอง

ในการทดลองใช้ชุดเฟือง 4 แบบ โดยชุดเฟืองแต่ละแบบจะประกอบไปด้วยเฟืองที่ทำหน้าที่เป็นเฟืองขับและเฟืองตามอย่างละ 2 ตัว ดังแสดงในตารางที่ 4.1 เพื่อศึกษาอิทธิพลของโมดูล มุมกดหน้าฟัน และอัตราทด ต่อกำลังสูญเสียของการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง โดยเฟืองตรงชุดต่างๆ ที่เลือกใช้จะมีระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามเท่ากับ 90 มิลลิเมตร เท่ากัน ตารางที่ 4.2 แสดงถึงกรณีต่างๆ ในการทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลของตัวแปรต่างๆ

ตารางที่ 4.1 พารามิเตอร์ของเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

Parameters	Design 1	Design 2	Design 3	Design 4
Number of teeth	30	45	30	20,40
Module (mm.)	3	2	3	3
Pressure angle (deg.)	20	20	14.5	20
Face width (mm.)	20	20	20	20
Pitch diameter (mm.)	90	90	90	60,120
Gear ratio	1:1	1:1	1:1	1:2

ตารางที่ 4.2 Test Matrix

Test No.	Gear Design	Module	Pressure Angle	Gear ratio	Face Width
1	1	3	20	1:1	20
2	2	2	20	1:1	20
	1	3	20	1:1	20
3	3	3	14.5	1:1	20
	1	3	20	1:1	20
4	4	3	20	1:2	20
5	1	Repeatability			

ตารางที่ 4.3 สภาวะการทำงานและลำดับในการทดลอง

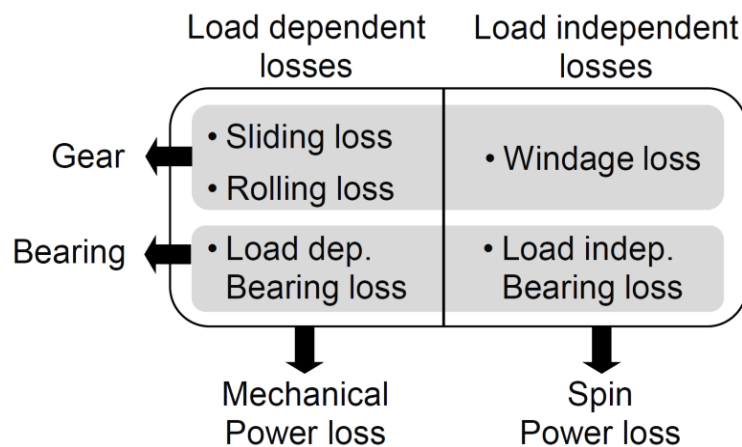
Torque Range (Nm)	Rotational Speed (rpm)				
	500	1000	1500	2000	2500
no load	1	2	3	4	5
11-50	6	7	8	9	10
51-100	11	12	13	14	15
101-150	16	17	18	19	20
151-200	21	22	23	24	25
201-250	26	27	28	29	30

สำหรับการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในแต่ละคู่เฟืองจะทดลองภายใต้สภาวะการทำงานต่างๆ โดยมีภาระให้ภาระแรงบิดกับคู่เฟือง 6 ช่วง ได้แก่ 0-10 (ภาวะไม่มีภาระ) 11-50, 51-100, 101-150, 151-200 และ 201-250 นิวตันเมตร สาเหตุในการให้ภาระแรงบิดภายในระบบเป็นช่วงเนื่องจากข้อจำกัดของอุปกรณ์ให้ภาระและค่า backlash ของเฟืองแต่ละคู่ที่แตกต่างกัน ส่งผลให้ไม่สามารถควบคุมภาระแรงบิดในแต่ละกรณีให้เท่ากันพอดีได้ ในแต่ละภาระแรงบิดจะทดลองที่ความเร็วรอบหมุนของเพลาชับ 5 ค่า ได้แก่ 500 1,000 1,500 2,000 และ 2,500 รอบต่อนาที โดยทดลองจากภาระน้อยไปภาระมาก และความเร็วรอบหมุนน้อยไปมาก และทำการสุ่มทดลองซ้ำ 1 กรณี ตารางลำดับการทดลองในสภาวะการทำงานต่างๆ แสดงได้ดังในตารางที่ 4.3

#### 4.3 การคำนวณกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง

กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากชุดทดลอง back-to-back gearbox system เกิดขึ้นจากชิ้นส่วนหลัก 2 ชนิด ได้แก่ กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากเฟืองส่งกำลัง และกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากตลับลูกปืน กำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟืองสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท ประเภทแรกคือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับขนาดของภาระ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการขบส่งกำลังของฟันเฟือง ( $P_{mesh}$ ) และสามารถแบ่งตามสาเหตุการเกิดได้เป็น กำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานจากการไถล (Sliding loss,  $P_{sliding}$ ) และกำลังสูญเสียจากการกลิ้งของฟันเฟืองระหว่างการขบ (Rolling loss,  $P_{rolling}$ ) กำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟืองประเภทที่สองคือ กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับขนาดของภาระ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ (Windage loss,  $P_w$ ) ในการทดลองนี้เนื่องจากใช้การหล่อลื่นแบบฉีด (Jet lubrication) จึงไม่มีกำลังสูญเสียจากการหมุนบนน้ำมันหล่อลื่น (Churning loss) ส่วนกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนนั้นสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทเช่นเดียวกับเฟืองคือ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับขนาดของภาระ ( $P_{b,loaddep.}$ ) และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับขนาดของภาระ ( $P_{b,loadindep.}$ ) การจำแนกประเภทกำลังสูญเสียสามารถแสดงเป็นแผนผังได้ดังภาพที่ 4.4

จากภาพที่ 4.4 กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระทั้งจากเฟืองและตลับลูกปืน รวมเรียกได้ว่ากำลังสูญเสียทางกล ( $P_{mech}$ ) ส่วนกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระทั้งจากเฟืองและตลับลูกปืน รวมเรียกได้ว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนด้านแรงเสียดทาน ( $P_{spin}$ )



ภาพที่ 4.4 แผนผังจำแนกประเภทกำลังสูญเสียในระบบชุดทดลอง

ภายใต้ภาวะที่มีภาระแรงบิดภายในระบบชุดทดลอง กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการส่งกำลังภายในระบบชุดทดลอง คือ กำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลอง ( $P_{total}$ ) ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการ 4.1 ได้ดังนี้

$$P_{total} = P_{mech} + P_{spin} \quad (4.1)$$

โดย  $P_{mech} = P_{mesh} + P_{b,load dep.} = (P_{sliding} + P_{rolling}) + P_{b,load dep.}$

และ  $P_{spin} = P_w + P_{b,load indep.}$

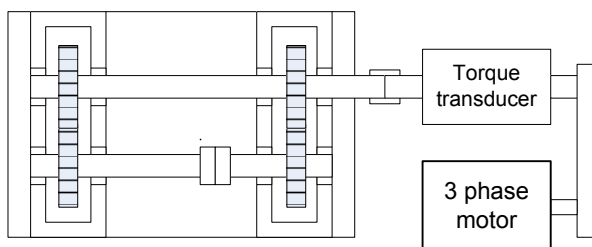
ในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดภายในระบบชุดทดลอง ( $T_c$ ) กำลังสูญเสียทางกลจะมีค่าเป็นศูนย์ ( $P_{mech} \approx 0$ ) ดังนั้นกำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลองจะมีผลมาจากกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานเพียงอย่างเดียว

$$P_{total}|_{T_c=0} = P_{spin} \quad (4.2)$$

จากการอธิบายข้างต้น ในภาวะที่มีภาระแรงบิด กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจะประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียทางกลและกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน ดังนั้นเมื่อต้องการทราบค่ากำลังสูญเสียจากการไถลซึ่งเป็นส่วนหนึ่งของกำลังสูญเสียทางกลเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียจากการไถล จึงต้องทำการแยกกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานออกจากกำลังสูญเสียรวมเสียก่อน โดยการนำกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานซึ่งหาได้จากกำลังสูญเสียรวมในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดไปหักลบจากกำลังสูญเสียรวมในภาวะที่มีภาระแรงบิด ดังนั้นการทดลองจึงต้องเป็นออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดลองในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดและการทดลองในภาวะที่มีภาระแรงบิด

#### 4.3.1 การทดลองหากำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดในระบบ

การทดลองหากำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด สามารถทำได้โดยจัดชุดทดลองดังแสดงในภาพที่ 4.5 เนื่องจากยังไม่มีภาระในระบบ เฟลาที่เชื่อมต่อกันระหว่างห้องเกียร์ไม่ได้ถูกบิดจึงไม่มีแรงกดอัดที่คู่ฟันเฟือง



ภาพที่ 4.5 แผนผังการทดลองหากำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด

ในส่วนของการทดลองจะมีการวัดค่าความเร็วรอบหมุนขาเข้าระบบชุดทดลองหรือความเร็วรอบหมุนเพลาชับ ( $N_{input}$ ) จากเครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Tachometer) และแรงบิดขาเข้าระบบชุดทดลองหรือแรงบิดที่ใช้ขับเคลื่อนระบบชุดทดลอง ( $T_T$ ) จากเครื่องวัดแรงบิด (Torque transducer) เพื่อนำมาคำนวณหาค่ากำลังขาเข้าระบบชุดทดลอง

เนื่องจากระบบชุดทดลองไม่มีกำลังขาออก กำลังขาเข้าระบบชุดทดลอง ( $P_{input}$ ) จึงถูกนำไปชดเชยกำลังสูญเสียรวมในระบบ ดังนั้นกำลังขาเข้าจะมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียรวมในระบบในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดในระบบหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน ดังสมการ

$$P_{input} = P_{total} |_{Tc=0} = P_{spin} \quad (4.3)$$

$$P_{input} = T_T \times \omega_{input} \quad (4.4)$$

$$\omega_{input} = \frac{2\pi N_{input}}{60} \quad (4.5)$$

โดย  $\omega_{input}$  คือ ความเร็วเชิงมุมขาเข้าระบบชุดทดลอง ซึ่งมีหน่วยเป็น เรเดียนต่อวินาที

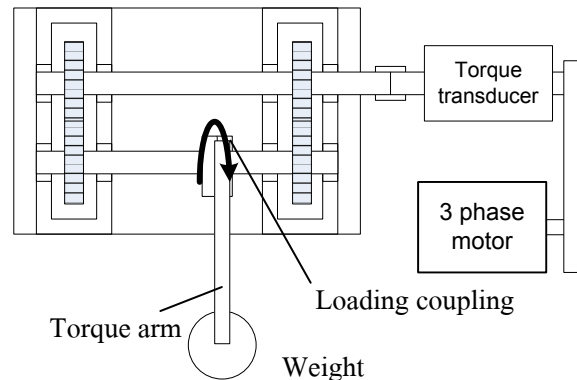
กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานที่วัดได้นั้น ประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของเฟืองหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศ และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน เนื่องจากระบบชุดทดลองประกอบไปด้วยห้องเกียร์ 2 ห้อง ซึ่งแต่ละห้องเกียร์จะมีคู่เฟืองขับส่งกำลังขบกันอยู่ 1 คู่ และตลับลูกปืนรองรับเพลาทังหมด 12 ตัว ซึ่งตลับลูกปืน 8 ตัว จะถูกประกอบลงในเบ้าใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ห้องละ 4 ตัว เพื่อทำหน้าที่รองรับเพลาของเฟืองส่งกำลัง ส่วนตลับลูกปืนที่เหลืออีก 4 ตัว ซึ่งประกอบอยู่ในตึกตาถูกใช้ในการรองรับเพลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์ ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน ( $P_{spin}$ ) ในสมการที่ 4.3 สามารถเขียนใหม่เพื่อแสดงแหล่งที่มาของกำลังสูญเสียได้ดังนี้

$$P_{spin} = 2P_w + [8P_{b,load indep.}]_{gearbox} + [4P_{b,load indep.}]_{bearing housing} \quad (4.6)$$

#### 4.3.2 การทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระแรงบิดในระบบ

การทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระแรงบิดสามารถทำได้โดยจัดชุดทดลองดังแสดงในภาพที่ 4.6

การให้ภาระที่ฟันเฟืองทำโดยคลายนัตที่ยึด loading coupling ออก จากนั้นยึด loading coupling ข้างหนึ่งให้อยู่นิ่ง ถ่วงน้ำหนักลงไปที่ loading coupling อีกข้างหนึ่งเพื่อให้เพลาบิดและเกิดแรงกดอัดที่ฟันเฟือง หลังจากนั้นเชื่อมเพลาเข้าหากันอีกครั้งในสภาวะที่เพลาบิด และปลดแขนถ่วงน้ำหนักออกจะทำให้แรงกดอัดหรือภาระที่ฟันเฟืองค้างอยู่ในระบบ (ขั้นตอนการให้ภาระโดยละเอียดอยู่ในภาคผนวก ค.)



ภาพที่ 4.6 แผนผังการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระแรงบิด

กำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระแรงบิด เป็นการวัดกำลังสูญเสียในภาวะที่มีการให้ภาระแรงบิดเข้าไปในระบบ กำลังสูญเสียรวมในระบบที่ได้จากการวัดในภาวะที่มีภาระแรงบิด คือ ผลรวมของกำลังสูญเสียทางกล ( $P_{mech}$ ) และกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน ( $P_{spin}$ ) และเนื่องจากระบบไม่มีกำลังขาออก กำลังขาเข้าระบบจึงถูกนำไปชดเชยกำลังสูญเสียในระบบ ดังนั้นกำลังขาเข้าระบบชุดทดลองซึ่งคำนวณได้จากสมการ (4.4) จะมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียรวมในระบบในภาวะที่มีภาระแรงบิด

$$P_{input} = P_{total} = P_{mech} + P_{spin} \quad (4.7)$$

เมื่อต้องการทราบค่ากำลังสูญเสียทางกล ซึ่งมีกำลังสูญเสียจากการไถลจากเฟืองรวมอยู่ จึงต้องนำกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานในหัวข้อที่ผ่านมา มาหักลบออกจากกำลังสูญเสียรวมเสียก่อน ดังสมการ

$$P_{mech} = P_{total} - P_{spin} \quad (4.8)$$

กำลังสูญเสียทางกลในสมการที่ (4.8) สามารถเขียนในรูปสมการแสดงแหล่งที่มาของกำลังสูญเสียได้ เช่นเดียวกับสมการ (4.6) ดังนี้

$$P_{mech} = 2P_{mesh} + [8P_{b,load dep.}]_{gearbox} + [4P_{b,load dep.}]_{bearing housing} \quad (4.9)$$

เนื่องจากตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์นั้น รองรับภาระที่เกิดจากน้ำหนักของเพลลาซึ่งมีค่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับภาระของตลับลูกปืนที่อยู่ภายในบ้ำใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ที่ต้องรองรับน้ำหนักของเฟืองและภาระแรงกดที่หน้าฟันเฟืองในภาวะที่มีภาระในระบบ ดังนั้นค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์นั้นจึงมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนภายในบ้ำ

ใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ จากเหตุผลข้างต้นทำให้สามารถละทิ้งกำลังสูญเสียที่ใช้ในการรองรับ  
เพลาคู่ที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเกียร์ทั้ง 4 ตัว ไปได้ ดังนั้นสมการ (4.9) จะสามารถลดรูปได้เป็น

$$P_{mech} = 2P_{mesh} + [8P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (4.10)$$

เนื่องจาก

$$P_{mesh} = P_{sliding} + P_{rolling}$$

ดังนั้น

$$P_{mech} = 2[P_{sliding} + P_{rolling}] + [8P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (4.11)$$

การหากำลังสูญเสียจากการไถลเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับแบบจำลองนั้น สามารถหาได้  
โดยนำกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะของตลับลูกปืนที่อยู่ภายในเข้าใส่ตลับลูกปืนของห้องเกียร์ซึ่ง  
สามารถคำนวณได้จากสมการ (2.4) และ (2.7) ซึ่งแสดงในบทที่ 2 ไปหักลบออกจากกำลังสูญเสีย  
ทางกลและเนื่องจากกำลังสูญเสียจากการกลิ้งของฟันเฟืองระหว่างการขบ ( $P_{rolling}$ ) มีขนาดน้อย  
กว่ากำลังสูญเสียจากการไถล ( $P_{sliding}$ ) มาก [3] กำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้งจึงสามารถละทิ้ง  
ไปได้ ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการไถลจึงสามารถคำนวณได้จาก

$$P_{sliding} = \frac{1}{2} P_{mech} - [4P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (4.12)$$

#### 4.4 สรุป

ในบทนี้กล่าวถึงชุดทดลอง วิธีการทดลอง และกรณีต่างๆ ที่ทำการทดลอง ตลอดจนถึง  
วิธีการนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาคำนวณเพื่อหากำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งสามารถนำไป  
เปรียบเทียบกับผลจากการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้ โดยผล  
ของการทดลองและการเปรียบเทียบนั้นจะแสดงในบทต่อไป

## บทที่ 5

### ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง

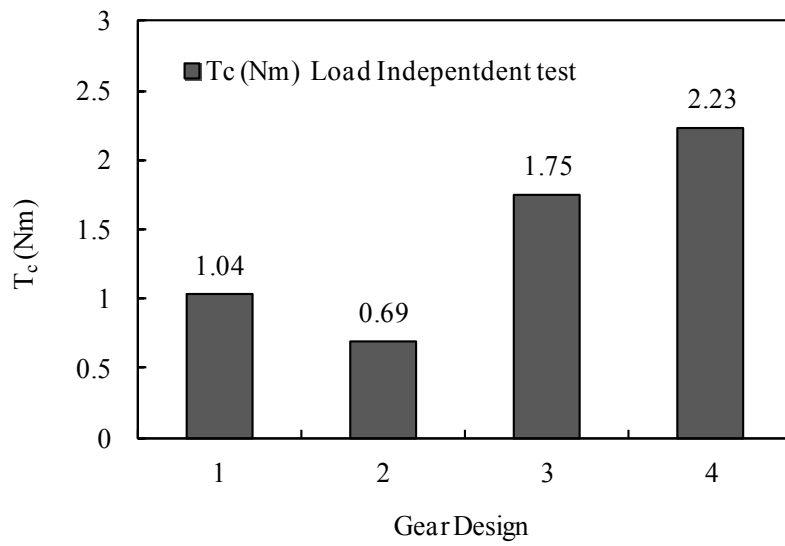
ในบทนี้นำเสนอผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการส่งกำลังของเฟืองตรง เพื่อศึกษาอิทธิพลของการออกแบบรูปร่างพื้นฐานของเฟืองซึ่งประกอบไปด้วย ขนาดของฟันเฟืองหรือ โมดูล มุมกดหน้าฟัน อัตราทด ตลอดจนจนสมภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบการหมุนของเฟือง และภาระแรงบิดภายในระบบซึ่งทำให้เกิดภาระแรงกดอัดที่หน้าฟัน ต่อกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ หรือกำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนด้าน แรงเสียดทาน โดยใช้วิธีการทดลองที่เสนอไว้ในบทที่ 4 ซึ่งการวัดกำลังสูญเสียถูกแบ่งออกเป็น 2 ภาวะ ได้แก่ การวัดกำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระ และในภาวะที่ไม่มีภาระ การแยกวัดกำลังสูญเสียออกเป็น 2 ภาวะ เพื่อแยกกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระออกจากกำลังสูญเสียรวมซึ่งจะทำให้ทราบค่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระได้ และเมื่อนำกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนซึ่งสามารถ คำนวณได้โดยใช้สมการที่ถูกระบุไว้ในบทที่ 2 มาหักลบออกจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจะทำให้สามารถหาค่ากำลังสูญเสียจากการไหลของฟันเฟืองและนำไปเปรียบเทียบกับผลการประเมิน กำลังสูญเสียจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้

#### 5.1 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ

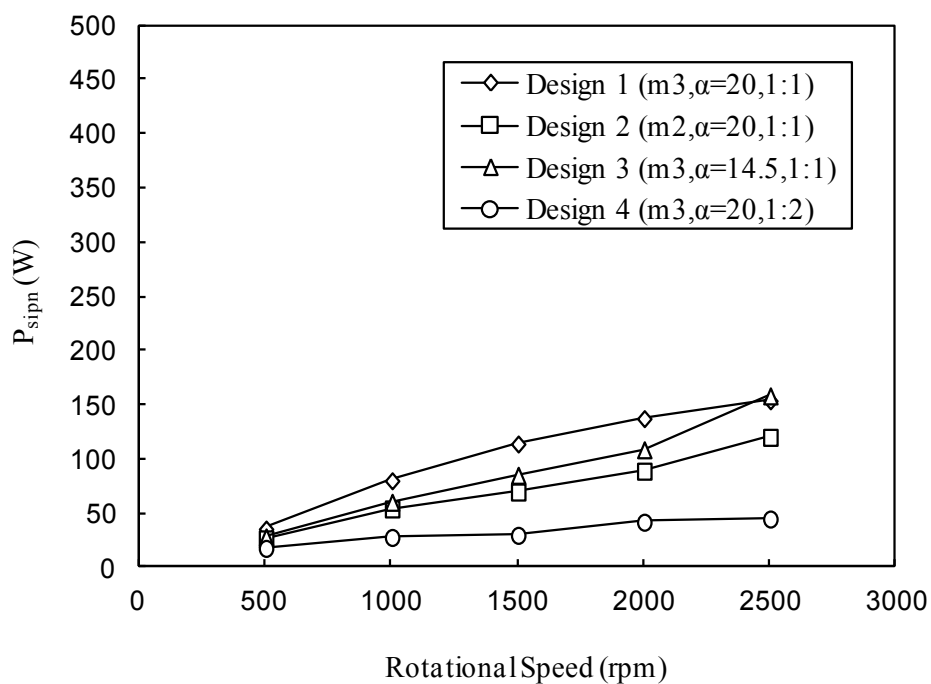
ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระภายในระบบชุดทดลองหรือกำลังสูญเสีย จากหมุนด้านแรงเสียดทาน ( $P_{spin}$ ) เป็นผลจากการวัดกำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด ภายในระบบชุดทดลองของชุดเฟืองทั้ง 4 แบบ ตามตารางที่ 4.1 ซึ่งได้อธิบายวิธีการวัดและการ คำนวณไว้ในหัวข้อที่ 4.3.1 ผลการทดลองสามารถอภิปรายได้ดังต่อไปนี้

ภาพที่ 5.1 แสดงภาระแรงบิดในระบบที่วัดได้ในภาวะที่ไม่มีภาระในการทดลองหา กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ จากภาพพบว่า แม้ไม่มีภาระในระบบ แต่ในระบบจะมีภาระ ตกค้างอยู่อย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ ซึ่งอาจเกิดจากการขัดกันในระบบเนื่องจากการประกอบชิ้นส่วน ภายในชุดทดลอง แต่อย่างไรก็ตามค่าภาระแรงบิดที่วัดได้มีค่าน้อยมากซึ่งไม่เกิน 3 นิวตัน ดังนั้น สำหรับการทดลองในงานวิจัยนี้จะละค่าภาระแรงบิดในระบบดังกล่าว เพื่อประมาณให้กำลัง สูญเสียที่วัดได้นั้นเป็นกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระเพียงอย่างเดียว





ภาพที่ 5.1 ภาวะแรงบิดในระบบที่วัดได้จากการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะที่ไม่มีภาวะ



ภาพที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะและความเร็วรอบเพลาชับ

ภาพที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะและความเร็วรอบเพลาชับของชุดเฟืองทั้ง 4 แบบ จากภาพพบว่า กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาวะของชุดเฟืองทุกแบบมีค่ากำลังสูญเสียไม่เกิน 200 วัตต์ ซึ่งมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาวะ

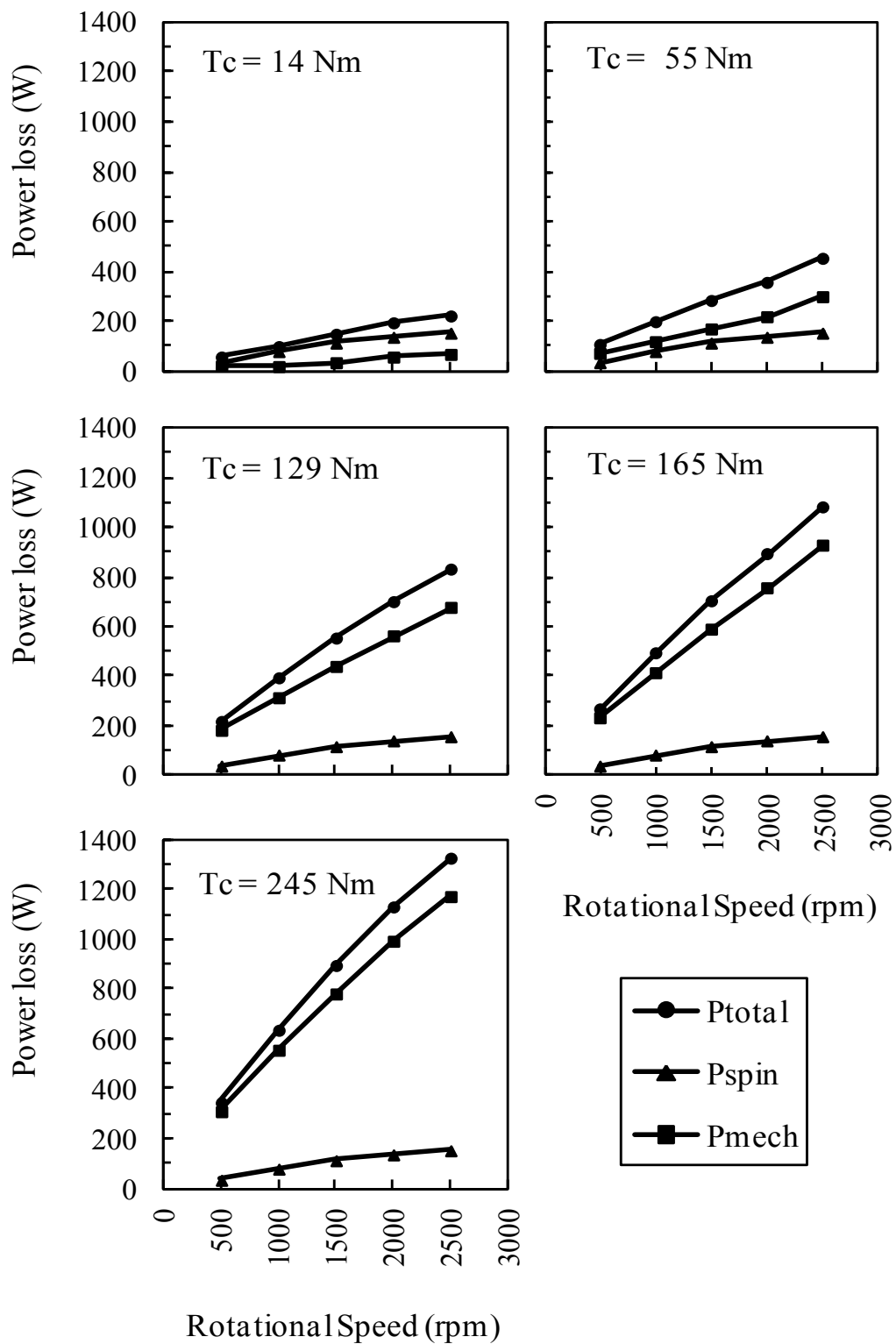
กำลังสูญเสียของชุดเฟืองแบบที่ 1-3 มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนกำลังสูญเสียของชุดเฟืองแบบที่ 4 จะมีค่าน้อยที่สุด โดยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบหมุนของเฟือง

กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของระบบชุดทดลอง ประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของเฟือง ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศของเฟือง และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน เนื่องจากในแต่ละกรณีมีการใช้ตลับลูกปืนขนาดเดียวกัน มีการหล่อลื่นในแบบเดียวกัน และมีสภาวะความเร็วรอบการทำงานที่เหมือนกัน กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนนั้นจึงประมาณได้ว่ามีค่าเท่ากันในทุกกรณีที่สภาวะการทำงานเดียวกัน ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศของเฟืองจึงเป็นตัวแปรที่ทำให้ค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของระบบชุดทดลองของชุดเฟืองแต่ละแบบมีค่าที่แตกต่างกัน จากงานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศพบว่า ขนาดของเฟืองและความเร็วรอบส่งผลต่อกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศตามสมการ (2.1)–(2.3) ซึ่งได้แสดงในบทที่ 2 เนื่องจากขนาดของเฟืองแบบที่ 1-3 มีขนาดใกล้เคียงกัน จึงส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศมีค่าใกล้เคียงกัน กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของชุดทดลองจึงมีค่าใกล้เคียงกันด้วย ส่วนกรณีของชุดเฟืองแบบที่ 4 ซึ่งมีอัตราทดแตกต่างจากชุดเฟืองแบบอื่นๆ นั้นจะมีค่ากำลังสูญเสียน้อยกว่าเนื่องมาจากขนาดของเฟืองขับที่มีขนาดเล็กกว่าและความเร็วรอบของเฟืองตามที่มีความเร็วรอบที่ต่ำกว่าเฟืองแบบอื่นๆ จึงทำให้มีค่ากำลังสูญเสียน้อยที่สุด โดยกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศของเฟืองในชุดเฟืองแต่ละแบบสามารถคำนวณเปรียบเทียบเบื้องต้นได้จากสมการที่ได้เสนอไว้ในบทที่ 2

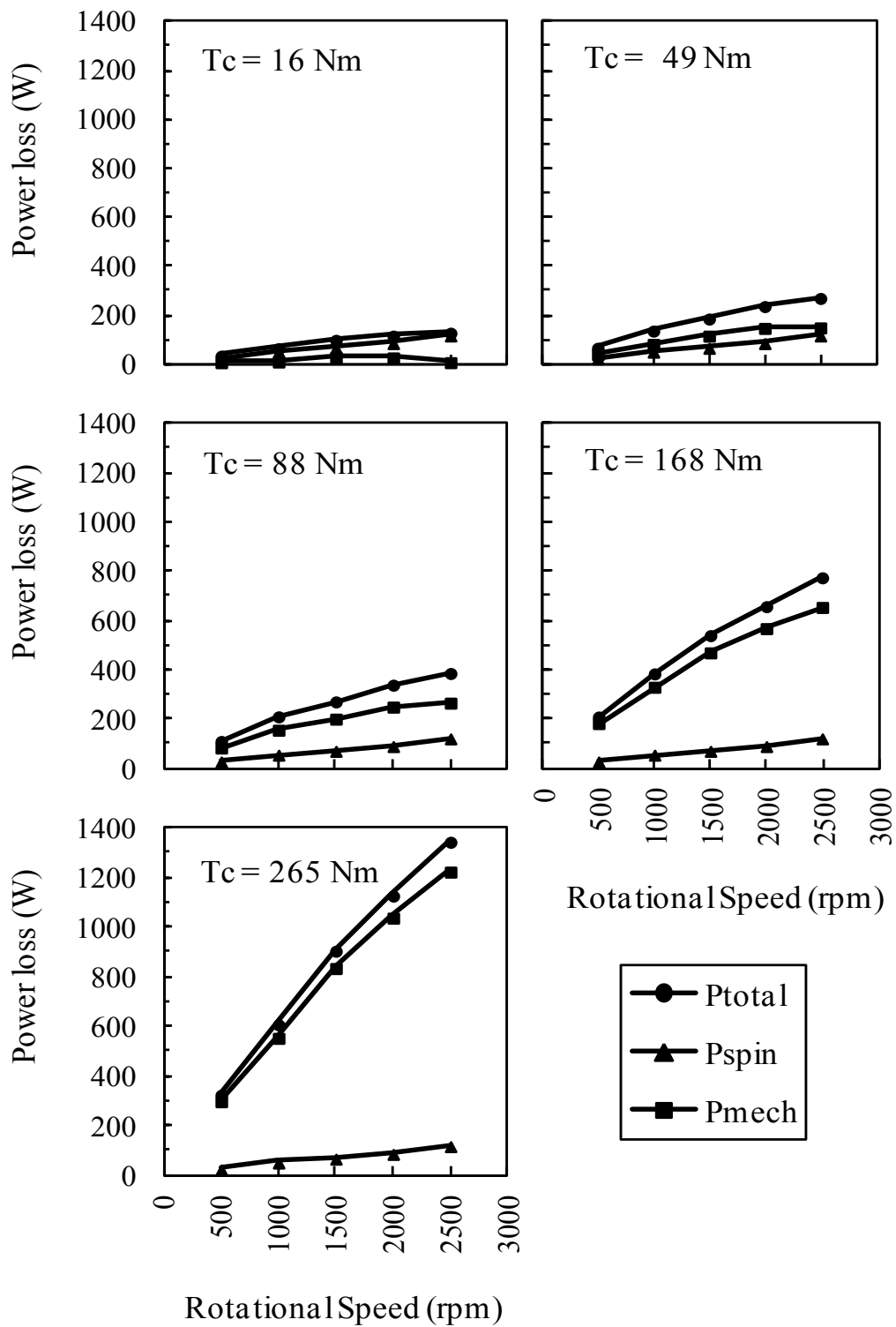
## 5.2 ผลการทดลองและการอภิปรายผลการทดลองหาลำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ

การคำนวณหาลำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระนั้น สามารถหาได้จากการนำกำลังสูญเสียรวมภายในระบบชุดทดลองในภาวะที่มีภาระ ซึ่งประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระและไม่ขึ้นกับภาระ หักลบด้วยกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระซึ่งหาได้จากกำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลองในภาวะที่ไม่มีภาระ เมื่อทำการหักลบกันแล้วจะทำให้ทราบกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระภายในระบบชุดทดลอง

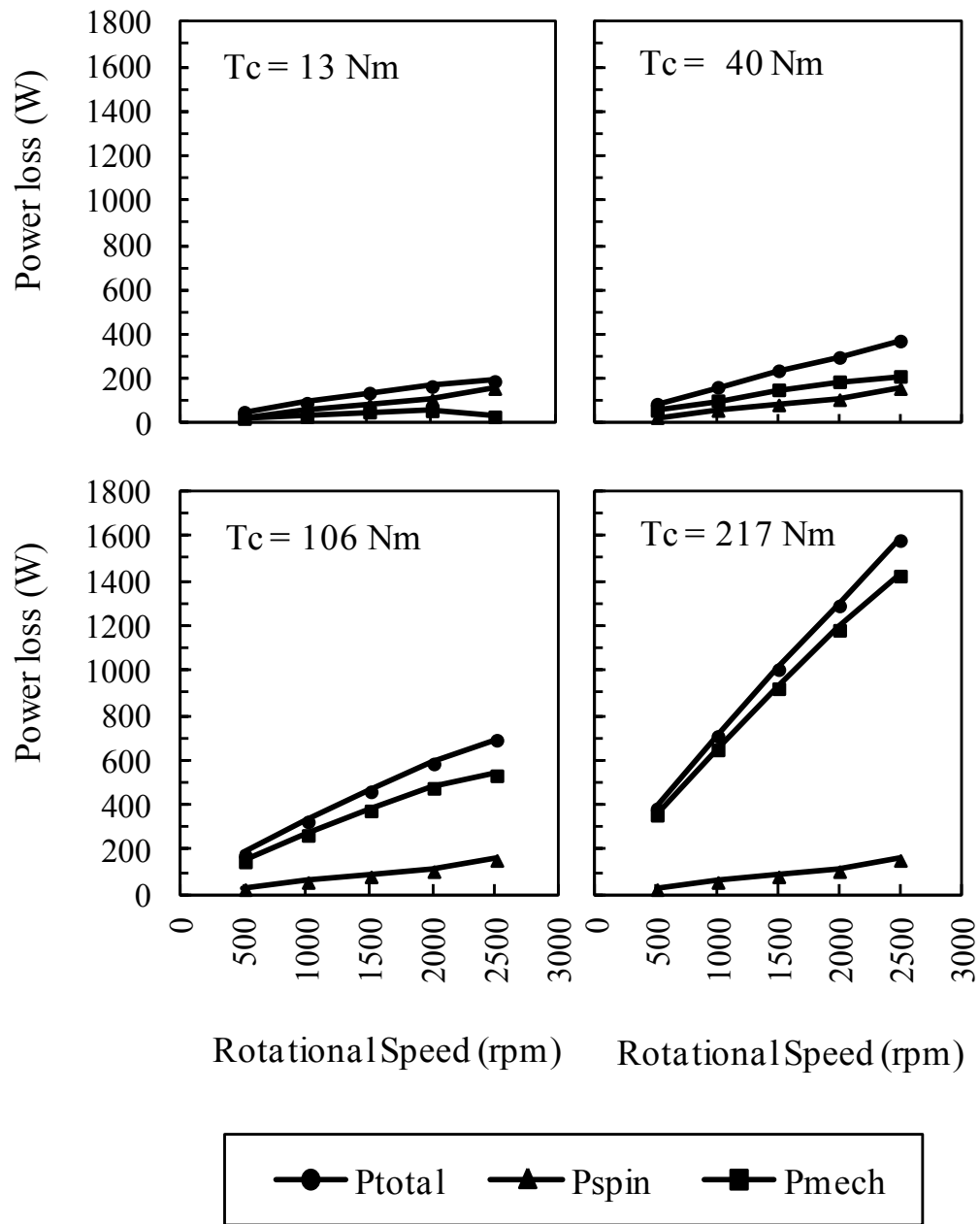
จากภาพที่ 5.3-5.6 แสดงผลการวัดกำลังสูญเสียรวม ( $P_{total}$ ) กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกล ( $P_{mech}$ ) กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านแรงเสียดทาน ( $P_{spin}$ ) ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแต่ละแบบที่ใช้ในการทดลอง



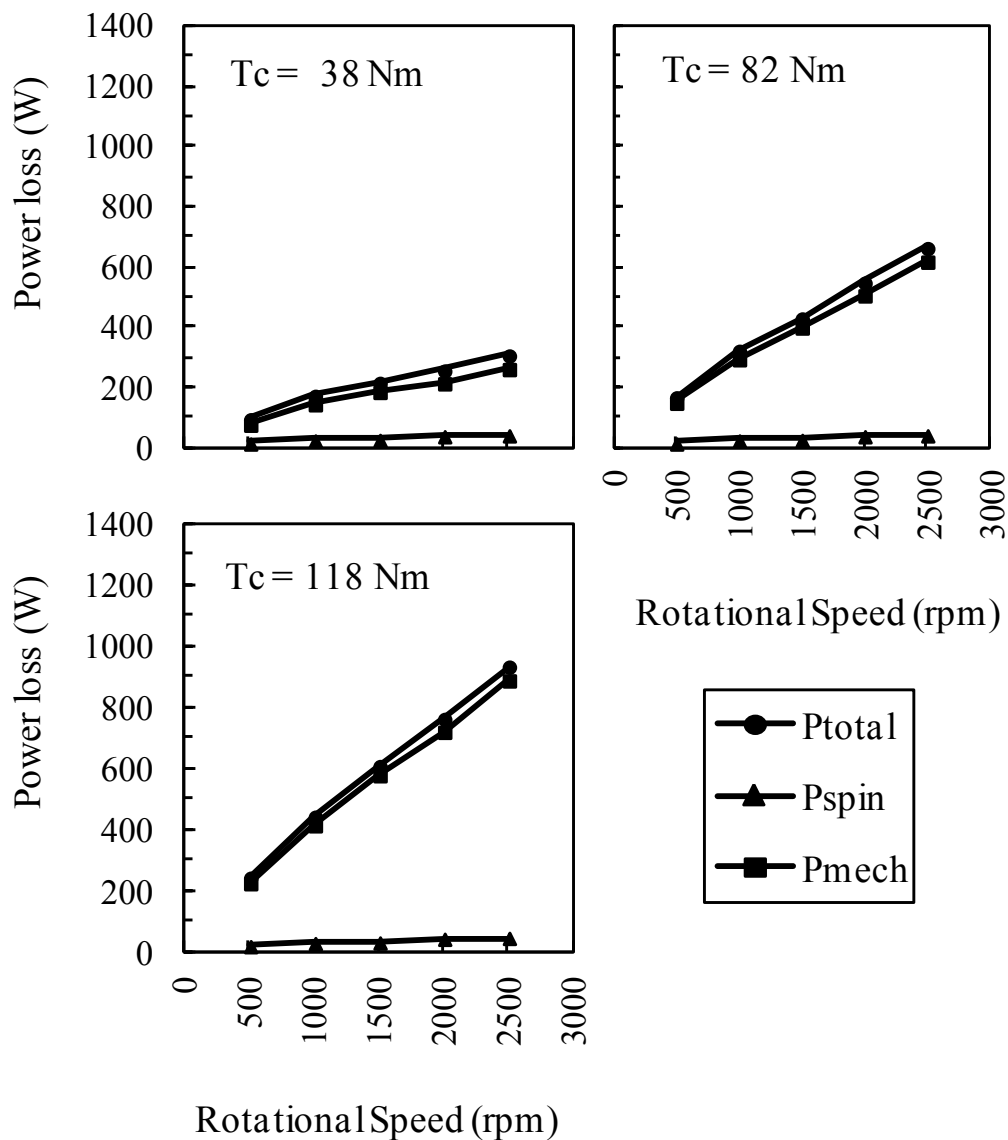
ภาพที่ 5.3 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 1



ภาพที่ 5.4 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 2



ภาพที่ 5.5 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 3



ภาพที่ 5.6 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 4

จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ในภาพที่ 5.3–5.6 พบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ของชุดเฟืองทุกแบบมีความคล้ายคลึงกัน โดยเมื่อความเร็วรอบและภาระแรงบิดเพิ่มมากขึ้น จะทำให้กำลังสูญเสียรวมและกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระมีค่าเพิ่มขึ้นไปด้วย แต่กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระจะเป็นอิสระจากภาระแรงบิดและมีค่าเท่ากันในทุกๆ ภาระแรงบิด แต่จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบหมุน เมื่อพิจารณาที่ภายใต้สภาวะภาระแรงบิดต่ำ ( $T_c < 20 \text{ Nm}$ ) กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจะมีค่าน้อยกว่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ แต่เมื่อมีการให้ภาระแรงบิดสูงขึ้น กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจะกลับมามีค่ามากกว่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ และที่สภาวะ

ภาระแรงบิดสูง กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระจะมีค่าต่างกับกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระมาก ในสภาวะนี้กำลังสูญเสียภายในระบบส่วนใหญ่เป็นผลมาจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ

จากภาพกราฟความสัมพันธ์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ พบว่า กำลังสูญเสียรวมภายในระบบชุดทดลองนั้นจะประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียที่ขึ้นและไม่ขึ้นกับภาระในระบบชุดทดลอง ดังสมการ

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

$$\text{โดย} \quad P_{mech} = P_{mesh} + P_{b,load dep.} = (P_{sliding} + P_{rolling}) + P_{b,load dep.} \quad (5.2)$$

จากสมการที่ 5.2 เมื่อประมาณให้ค่ากำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียจากการไถล [3] และนำไปแทนในสมการที่ 5.1 จะได้

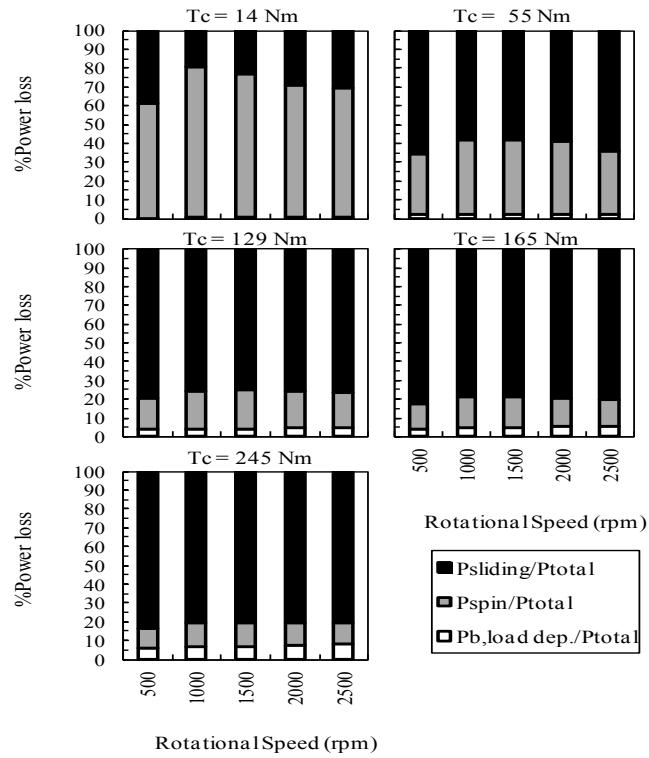
$$P_{total} = P_{sliding} + P_{b,load dep.} + P_{spin} \quad (5.3)$$

จากสมการที่ 5.3 เมื่อพิจารณากำลังสูญเสีย ในรูปเปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียรวมภายในระบบชุดทดลองสามารถอธิบายได้ดังสมการต่อไปนี้

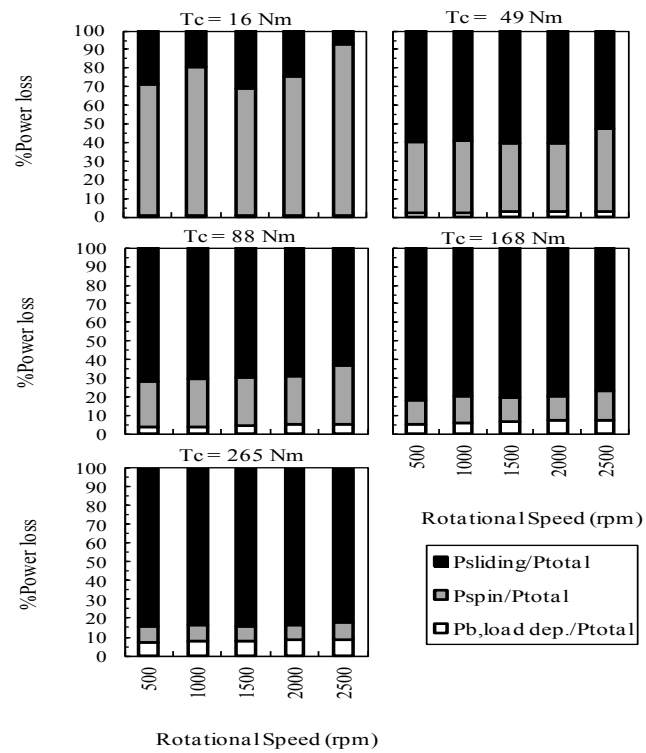
$$100 = \left( \frac{P_{sliding}}{P_{total}} + \frac{P_{b,load dep.}}{P_{total}} + \frac{P_{spin}}{P_{total}} \right) \times 100 \quad (\%) \quad (5.4)$$

เมื่อพิจารณาให้กำลังสูญเสียรวมในระบบชุดทดลองเป็น 100 % ดังนั้นใน 100 % ของกำลังสูญเสียรวมจะประกอบไปด้วย เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ ซึ่งเป็นผลรวมของ เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองและกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน และ เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระในระบบชุดทดลอง

ภาพที่ 5.7–5.10 แสดงเปอร์เซ็นต์ของกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ประกอบไปด้วยเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ กำลังสูญเสียจากการไถล และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนที่ขึ้นกับภาระต่อกำลังสูญเสียรวมในระบบที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 1–4 จากภาพพบว่า อิทธิพลของความเร็รรอบหมุนที่ภาระแรงบิดมากกว่า 20 นิวตันเมตร ( $T_c > 20 \text{ Nm}$ ) ของแต่ละชุดเฟือง การเปลี่ยนแปลงของความเร็รรอบหมุนจะส่งผลน้อยต่อเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ โดยจะมีอิทธิพลมากในสภาวะแรงบิดต่ำ ซึ่งทำให้เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ มีความแปรผันมาก และเมื่อพิจารณาถึงอิทธิพลของภาระแรงบิดพบว่า เมื่อภาระแรงบิดเพิ่มขึ้นเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของเฟืองและตลับลูกปืนจะมีค่าเพิ่มขึ้น แต่เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระจะมีค่าลดลง

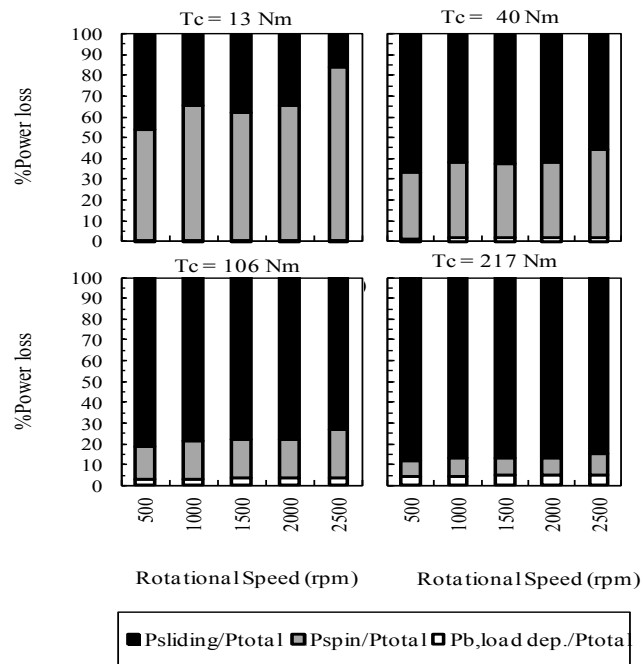


ภาพที่ 5.7 เปอร์เซนต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 1

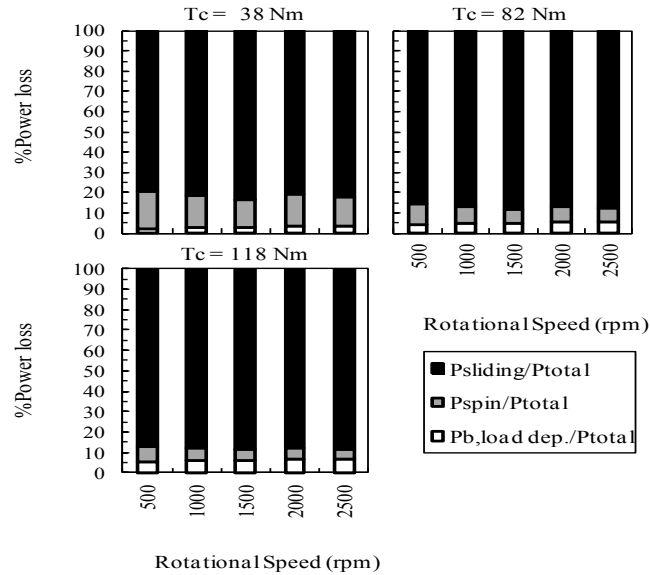


ภาพที่ 5.8 เปอร์เซนต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 2





ภาพที่ 5.9 เปรอริเซ็นต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 3



ภาพที่ 5.10 เปรอริเซ็นต์กำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของชุดเฟืองแบบที่ 4

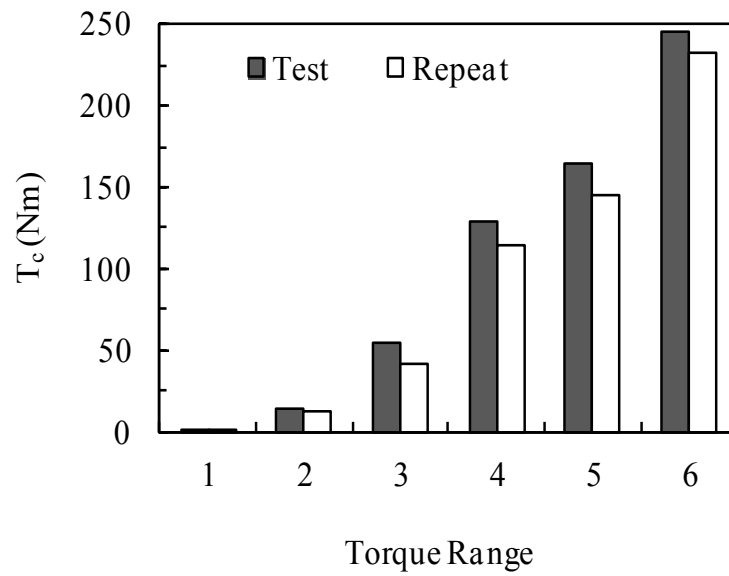
เมื่อพิจารณาค่าของเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียชนิดต่างๆ พบว่า ในสภาวะที่มีภาระไม่สูงมากนัก เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนต่อกำลังสูญเสียรวมจะมีค่าน้อย เมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียประเภทอื่นๆ โดยมีค่ามากที่สุดที่สภาวะภาระแรงบิดและความเร็วรอบสูงสุดของเฟืองแต่ละแบบโดยมีค่ามากที่สุดไม่เกิน 10 % ของกำลังสูญเสียรวมทั้งระบบ ต่อมาในส่วนของเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองพบว่า ที่สภาวะภาระแรงบิดต่ำ ( $T_c < 20$  Nm) เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าน้อยกว่าเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระเนื่องจากในสภาวะภาระแรงบิดต่ำ ภาระแรงกดอัดที่เกิดขึ้นบนผิวของฟันเฟืองจะมีค่าน้อยมาก ซึ่งส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการไถลมีค่าน้อย ดังนั้นในช่วงของสภาวะแรงบิดต่ำ กำลังสูญเสียรวมจะมาจากกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระเป็นส่วนใหญ่ จากนั้นเมื่อมีการให้ภาระแรงบิดสูงขึ้น ( $T_c > 20$  Nm) เปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่ามากกว่าเปอร์เซ็นต์กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ และจะมีค่ามากขึ้นตามภาระแรงบิดที่สูงขึ้น โดยมีค่ามากที่สุดถึง 88 % ของกำลังสูญเสียรวมภายในระบบ ซึ่งเกิดขึ้นในกรณีการทดลองของชุดเฟืองแบบที่ 4 ที่สภาวะภาระแรงบิดและความเร็วรอบสูงสุด

### 5.3 ผลการทดลองซ้ำ

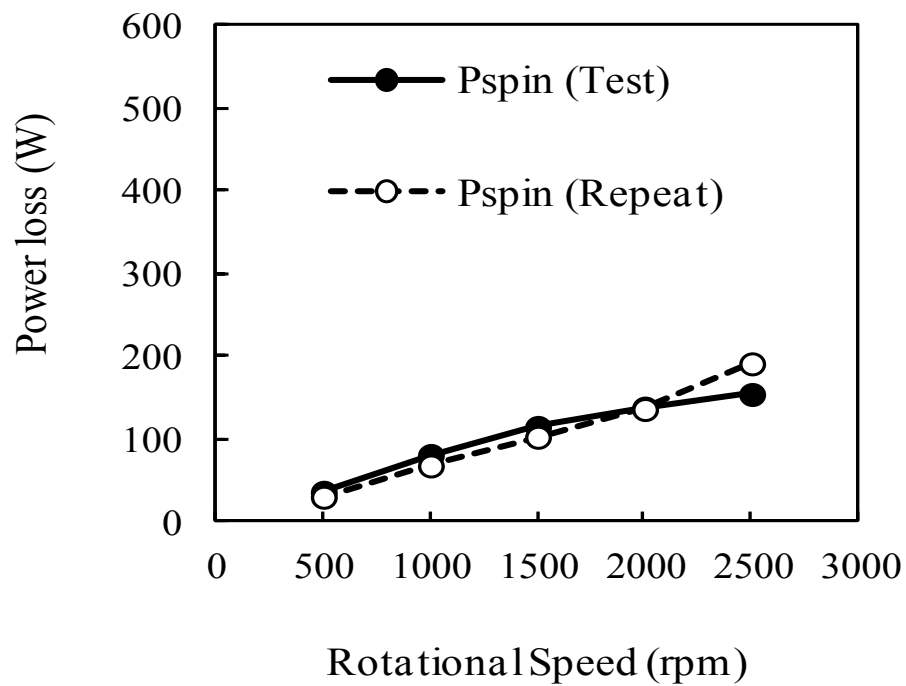
การทดลองซ้ำเพื่อตรวจสอบผลการทดลองกำลังสูญเสียที่วัดได้มีความแม่นยำและความน่าเชื่อถือมากเพียงใด ทำโดยทดลองหาลำลังสูญเสียของชุดเฟืองแบบที่ 1 ซ้ำอีกครั้งหนึ่งหลังจากทดลองกับเฟืองทุกชุดครบถ้วนแล้ว

จากภาพที่ 5.11 แสดงการเปรียบเทียบภาระแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1 และผลการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของชุดเฟืองแบบที่ 1 ระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำแสดงได้ดังภาพที่ 5.12 และ 5.13 ซึ่งแสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ และการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวมตามลำดับ

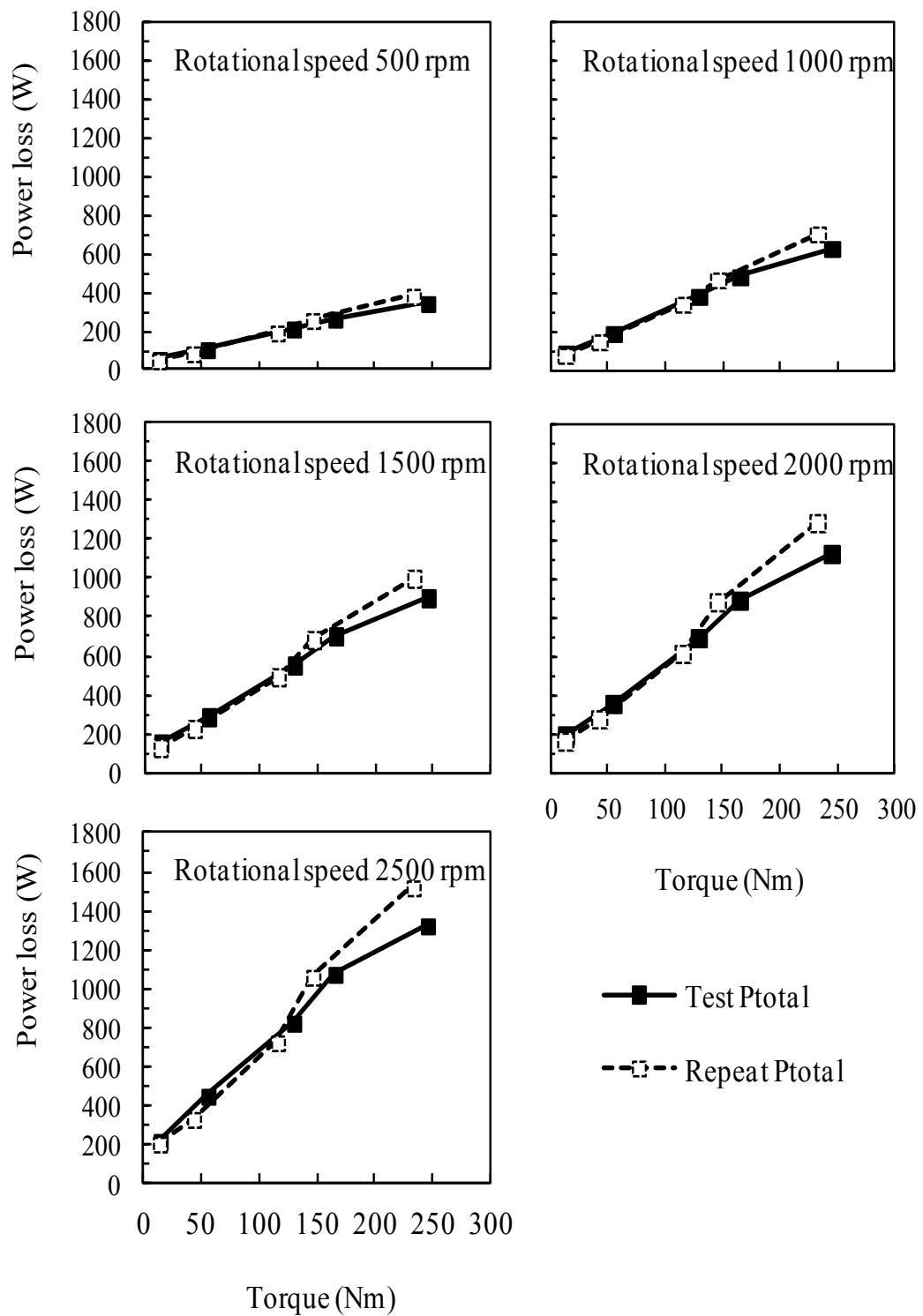
จากกราฟแผนภูมิภาพที่ 5.11 พบว่า ภาระแรงบิดของการทดลองทั้งสองครั้งมีค่าไม่เท่ากัน ภาระแรงบิดของการทดลองซ้ำจะมีค่าต่ำกว่าการทดลองครั้งแรก โดยมีค่าความแตกต่างไม่เกิน 20 นิวตันเมตร ซึ่งเป็นผลมาจากการถอดประกอบเฟืองแต่ละครั้งไม่สามารถควบคุมให้ตำแหน่งที่ยึดเพลลาขณะบิดตรงตำแหน่งเดิมได้ โดยมีผลมาจากระยะเผื่อของรูสลักเกลียวและลิ้มภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าภาระแรงบิดที่วัดได้มีค่าไม่เท่าเดิม อย่างไรก็ตามค่ากำลังสูญเสียที่วัดในการทดลองซ้ำมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองครั้งแรก ทำให้สามารถยืนยันถึงความน่าเชื่อถือของผลการวัดจากชุดทดลองได้



ภาพที่ 5.11 การเปรียบเทียบภาระแรงบิดในระบบระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1



ภาพที่ 5.12 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1



ภาพที่ 5.13 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรกกับการทดลองซ้ำของชุดเฟืองแบบที่ 1

ผลการเปรียบเทียบการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระดังแสดงในภาพที่ 5.12 พบว่า ผลการทดลองซ้ำมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองครั้งแรก โดยที่ความเร็วรอบ 500–2,000 รอบต่อนาที ค่ากำลังสูญเสียของการทดลองทั้งสองครั้งมีค่าใกล้เคียงกัน และมีค่าแตกต่างกันมากที่สุดที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาที ซึ่งมีค่าความแตกต่างอยู่ที่ประมาณ 40 วัตต์ ผลการทดลองซ้ำที่วัดได้พบว่า ค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของการทดลองทั้งสองครั้งมีแนวโน้มเดียวกันและมีค่าใกล้เคียงกันมาก ซึ่งทำให้สามารถยืนยันได้ว่า ผลการทดลองซ้ำในการหาลำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระมีความน่าเชื่อถือและแม่นยำ

ในส่วนของการทดลองซ้ำในกรณีที่มีการให้ภาระกำลังสูญเสียที่วัดได้คือ กำลังสูญเสียรวมซึ่งประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระและไม่ขึ้นกับภาระซึ่งจากผลการทดลองพบว่า กำลังสูญเสียรวมจากการทดลองซ้ำมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองครั้งแรก จากภาพที่ 5.13 พบว่า ค่ากำลังสูญเสียรวมของการทดลองทั้งสองครั้งจะมีค่าใกล้เคียงกันที่ความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดต่ำ และจะมีค่าแตกต่างกันเพิ่มมากขึ้นที่ความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดภายในระบบสูง โดยมีค่าความแตกต่างสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 250 วัตต์ ที่ภาระแรงบิด 233 นิวตันเมตร ความเร็วรอบหมุน 2,500 รอบต่อนาที

#### 5.4 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไถล

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการวัดกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีรูปร่างต่างกัน 4 แบบ ดังแสดงในตารางที่ 4.1 เพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ได้แก่ อิทธิพลของโมดูล มุมกดหน้าฟัน อัตราทด ความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดที่ให้ในระบบ ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล โดยวิธีการคำนวณหาลำลังสูญเสียจากการไถลของเฟือง 1 คู่ จากผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียได้อธิบายไว้โดยละเอียดในหัวข้อที่ 4.3 โดยกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟือง 1 คู่ จากผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียสามารถหาได้จากสมการที่ 4.12

จากผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจะพบว่า การให้ค่าภาระแรงบิดภายในระบบของเฟืองแต่ละกรณีจะมีการให้ภาระไม่เท่ากัน สาเหตุเนื่องจากค่า backlash ของเฟืองแต่ละกรณีที่มีค่าไม่เท่ากัน และคัปปลิงที่ให้ภาระ (Loading coupling) มีค่าองศาในการบิดเพลามาไม่ละเอียดพอ โดยมีการบิดห่างกันที่ละ 5 องศา ทำให้ไม่สามารถควบคุมการให้ภาระแรงบิดภายในระบบของแต่ละกรณีให้เท่ากันได้ ดังนั้นในการเปรียบเทียบค่ากำลังสูญเสียในกรณีเฟืองแบบต่างๆ จะสามารถเปรียบเทียบได้จากเส้นแนวโน้มของกราฟที่สภาวะแรงบิดเดียวกันเท่านั้น

#### 5.4.1 อิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

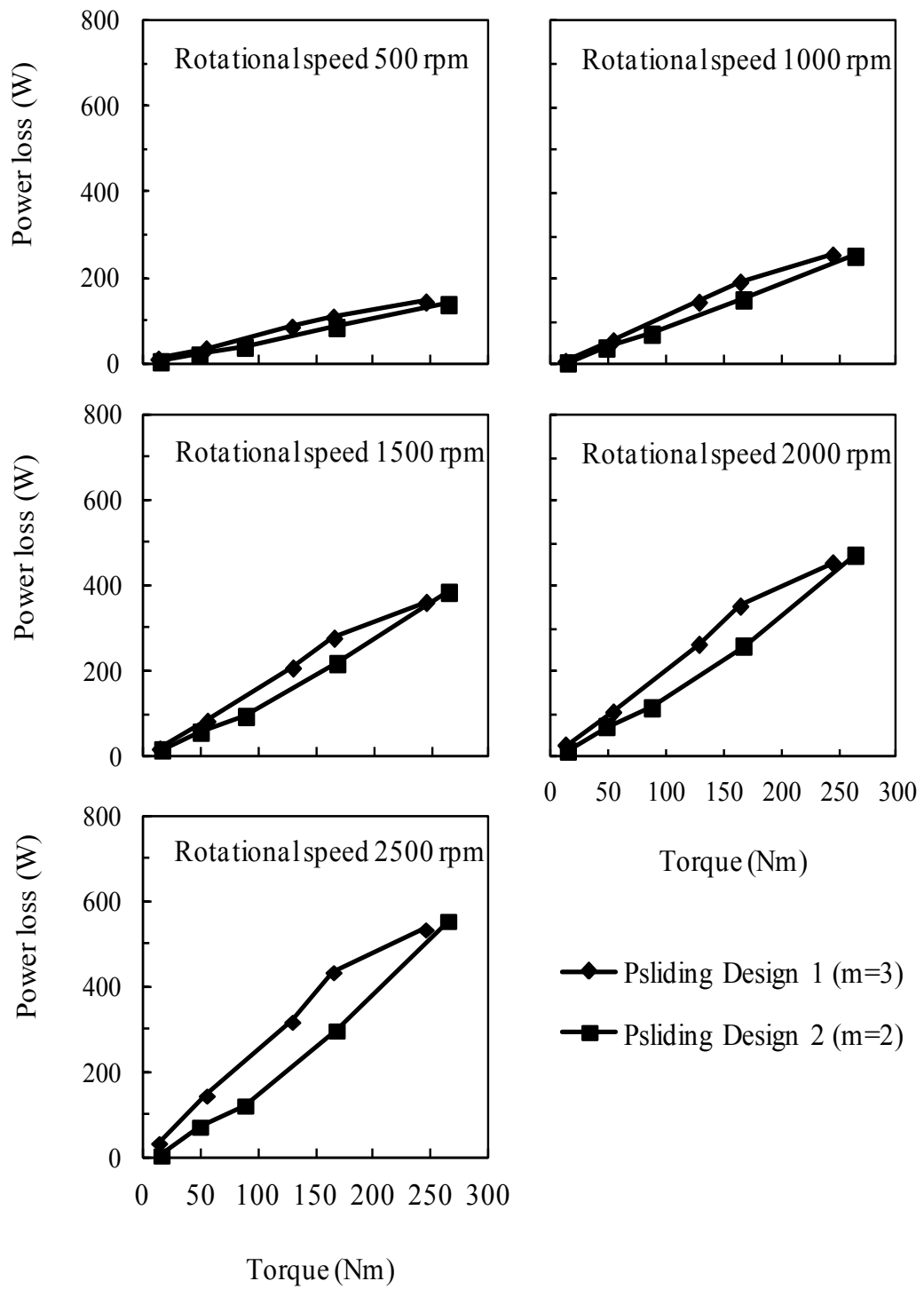
การศึกษาอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของคูเฟืองแบบที่ 1 (Design 1) ซึ่งมีขนาดโมดูล 3 มิลลิเมตร และคูเฟืองแบบที่ 2 (Design 2) ซึ่งมีขนาดโมดูล 2 มิลลิเมตร โดยควบคุมให้อิทธิพลของตัวแปรรูปร่างอื่นๆ ของเฟืองทั้งสองแบบเหมือนกัน รายละเอียดรูปร่างของคูเฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 5.1

จากกราฟภาพที่ 5.14 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไถลที่ได้จากการวัด และภาระแรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุนเพลาชับ 500–2,500 รอบต่อนาที พบว่า กำลังสูญเสียจากการไถลของคูเฟืองตรงขนาดโมดูล 2 และ 3 มิลลิเมตร เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบและภาระแรงบิด และมีลักษณะความสัมพันธ์เกือบเป็นเส้นตรงกับค่าภาระแรงบิดภายในระบบ โดยเมื่อค่าภาระแรงบิดภายในระบบเพิ่มขึ้นค่ากำลังสูญเสียจากการไถลจะสูงขึ้นตามไปด้วย

เมื่อเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของคูเฟืองที่มีขนาดของโมดูลแตกต่างกันพบว่า ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน (ความเร็วรอบและภาระแรงบิดเดียวกัน) กำลังสูญเสียของคูเฟืองที่มีขนาดโมดูล 3 มิลลิเมตร มีค่ามากกว่าคูเฟืองที่มีขนาดโมดูล 2 มิลลิเมตร โดยค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของคูเฟือง 2 และ 3 มิลลิเมตร จะมีค่าแตกต่างกันน้อยที่สภาวะความเร็วรอบการหมุนต่ำ และมีค่าแตกต่างกันเพิ่มมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบหมุนเพิ่มมากขึ้น

ตารางที่ 5.1 ขนาดของคูเฟืองที่มีขนาดของฟันต่างกัน

Parameters	Design 1	Design 2
Number of teeth	30:30	45:45
Module (mm.)	3	2
Pressure angle (deg.)	20	20
Face width (mm.)	20	20
Pitch diameter (mm.)	90	90
Gear ratio	1:1	1:1



ภาพที่ 5.14 อิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถที่สภาวะการทำงานต่างๆ

#### 5.4.2 อิทธิพลของมุมกดหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

การศึกษาอิทธิพลของมุมกดหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ทำโดยเปรียบเทียบ กำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีค่ามุมกดหน้าฟันแตกต่างกัน 2 ค่า ซึ่งมุมกดหน้าฟันที่ใช้ ในการทดลองนี้เป็นมุมกดหน้าฟันของเฟืองตรงที่มีการผลิตกันโดยทั่วไป ได้แก่ มุมกดหน้าฟัน 20 และ 14.5 องศา การเปรียบเทียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของมุมกดหน้าฟันจะใช้คู่เฟืองแบบที่ 1 (Design 1) ซึ่งมีมุมกดหน้าฟัน 20 องศา และคู่เฟืองแบบที่ 3 (Design 3) ซึ่งมีมุมกดหน้าฟัน 14.5 องศา รายละเอียดรูปร่างของคู่เฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 5.2

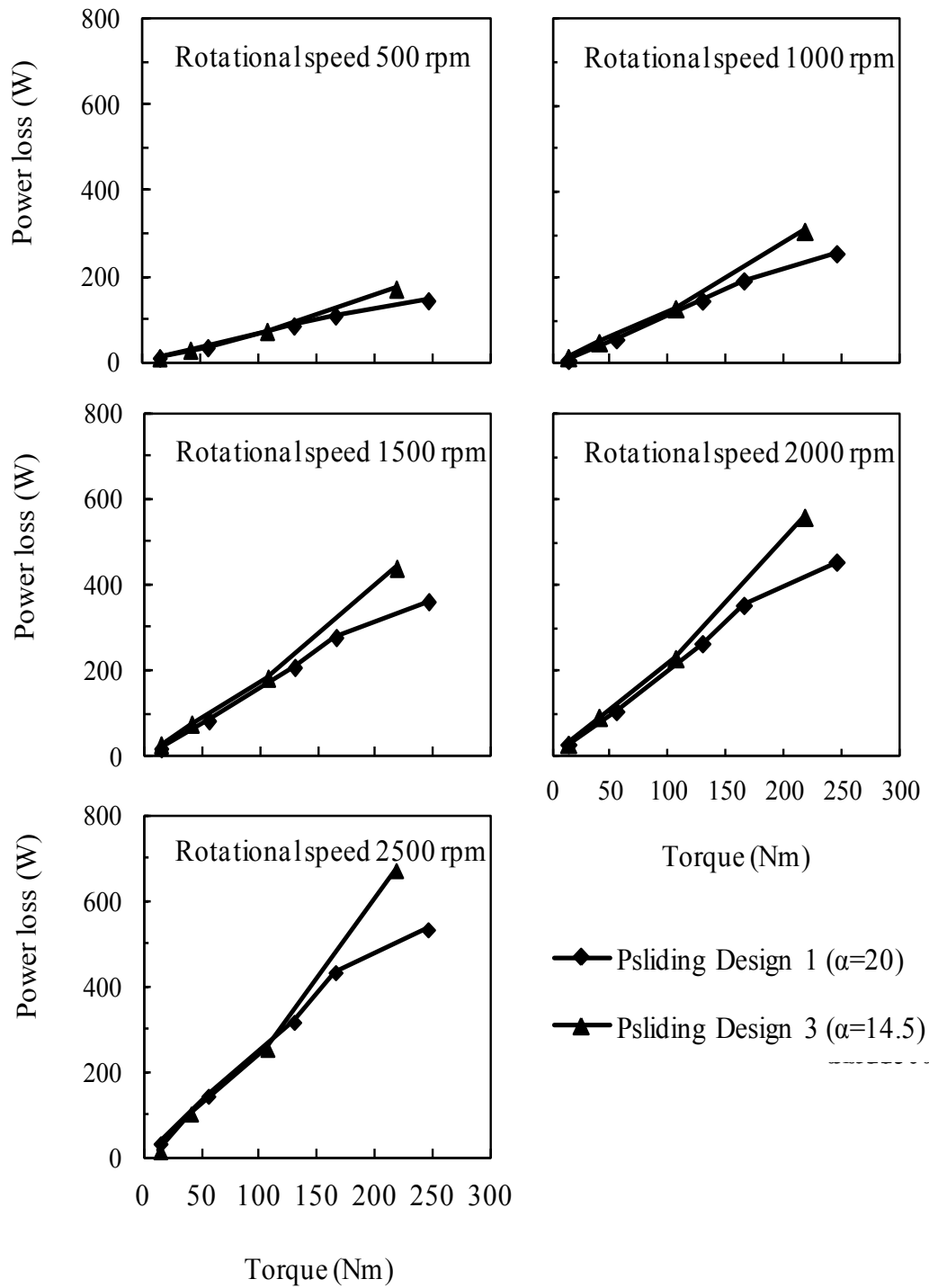
จากกราฟภาพที่ 5.15 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียจากการไถล และค่าภาระแรงบิดต่างๆ ที่สภาวะความเร็วรอบเพลาชับ 500–2,500 รอบต่ออนาที พบว่า กำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองตรงที่มีค่ามุมกดหน้าฟัน 20 และ 14.5 องศา เพิ่มขึ้นตาม ความเร็วรอบและภาระแรงบิด และมีลักษณะความสัมพันธ์เกือบเป็นเส้นตรงต่อค่าภาระแรงบิด ภายในระบบ โดยเมื่อค่าภาระแรงบิดภายในระบบเพิ่มขึ้นค่ากำลังสูญเสียจากการไถลจะสูงขึ้น ตามไปด้วย

เมื่อเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีมุมกดหน้าฟันแตกต่างกันพบว่า กำลังสูญเสียของคู่เฟืองที่มีมุมกดหน้าฟัน 14.5 องศา มีค่ากำลังสูญเสียมากกว่า คู่เฟืองที่มีมุมกด หน้าฟัน 20 องศา โดยค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟือง 2 คู่ จะมีค่าแตกต่างกันน้อย ที่สภาวะความเร็วรอบการหมุนต่ำ และมีค่าแตกต่างกันเพิ่มมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบหมุน เพิ่มมากขึ้น

ตารางที่ 5.2 ขนาดของคู่เฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟันต่างกัน

Parameters	Design 1	Design 3
Number of teeth	30:30	30:30
Module (mm.)	3	3
Pressure angle (deg.)	20	14.5
Face width (mm.)	20	20
Pitch diameter (mm.)	90	90
Gear ratio	1:1	1:1





ภาพที่ 5.15 อธิบายผลของมุมกดหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

เมื่อพิจารณาที่สภาวะความเร็วรอบต่างๆ ในการทดลองพบว่า กำลังสูญเสียของคู่เฟือง 2 คู่ ที่สภาวะภาระแรงบิดในช่วง 10–130 Nm ค่ากำลังสูญเสียของคู่เฟืองทั้งสองแบบมีค่าใกล้เคียงกัน แต่เมื่อพิจารณาที่สภาวะภาระแรงบิดสูงขึ้นไปจะพบว่า ค่ากำลังสูญเสียของคู่เฟืองที่มีมุมกดหน้าฟัน 14.5 องศา จะมีค่ากำลังสูญเสียมากกว่าคู่เฟืองที่มีมุมกดหน้าฟัน 20 องศา อย่างชัดเจน

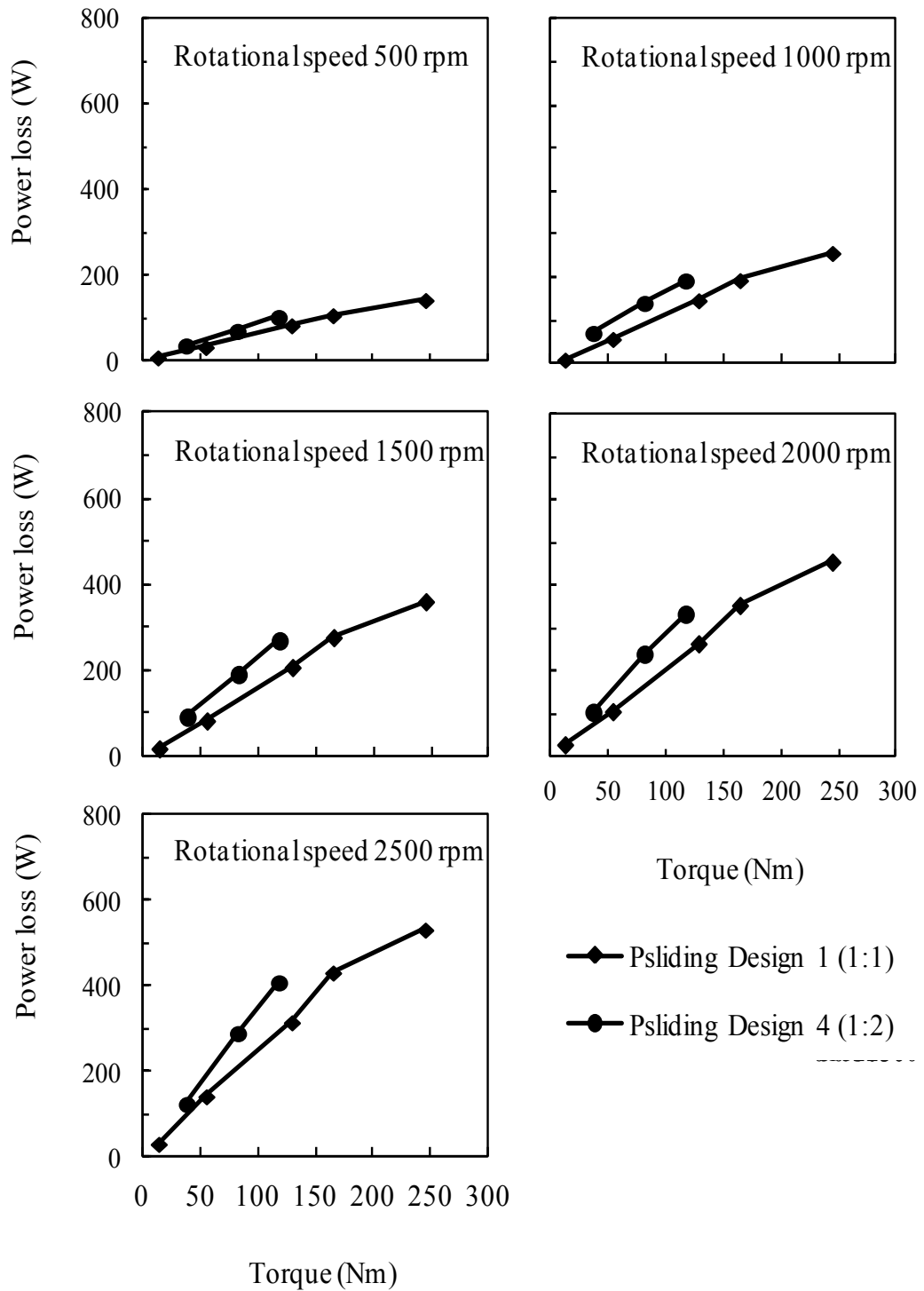
#### 5.4.3 อิทธิพลของอัตราทดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

การศึกษาอิทธิพลของอัตราทดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีค่าอัตราทดแตกต่างกัน 2 ค่า ได้แก่ อัตราทด 1:1 และ 1:2 การเปรียบเทียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราทดจะใช้คู่เฟืองแบบที่ 1 (Design 1) ซึ่งมีอัตราทด 1:1 และคู่เฟืองแบบที่ 4 (Design 4) ซึ่งมีอัตราทด 1:2 โดยมีการควบคุมปัจจัยรูปร่างอื่นๆ ให้มีค่าเท่ากัน รายละเอียดรูปร่างของคู่เฟืองทั้งสองแบบแสดงในตารางที่ 5.3

ในการทดลองอิทธิพลของอัตราทดจะสามารถแสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองในช่วงสภาวะที่มีภาระแรงบิดในระบบต่ำเท่านั้น เนื่องจากในการให้ภาระแรงบิดในระบบชุดทดลองนั้นเป็นการให้ภาระแรงบิดที่เฟืองตามซึ่งในอัตราทด 1:2 เฟืองตามจะมีขนาดใหญ่กว่าเฟืองขับสองเท่า ดังนั้นเพื่อให้ได้ภาระแรงบิดที่เพลาชับมีค่าเท่ากับกรณีเฟืองรูปร่างอื่นๆ ซึ่งมีอัตราทด 1:1 จึงต้องให้ภาระแรงบิดที่เพลาดำมีขนาดเป็น 2 เท่า ของกรณีคู่เฟืองแบบอื่นๆ ในการทดลองจึงสามารถให้ภาระแรงบิดในระบบได้ในช่วงแรงบิดต่ำซึ่งไม่ทำให้เกิดการครากตัวของชิ้นส่วนและอุปกรณ์ภายในชุดทดลอง

ตารางที่ 5.3 ขนาดของคู่เฟืองที่มีค่าอัตราทดต่างกัน

Parameters	Design 1	Design 4
Number of teeth	30:30	20:40
Module (mm.)	3	3
Pressure angle (deg.)	20	20
Face width (mm.)	20	20
Pitch diameter (mm.)	90	90
Gear ratio	1:1	1:2



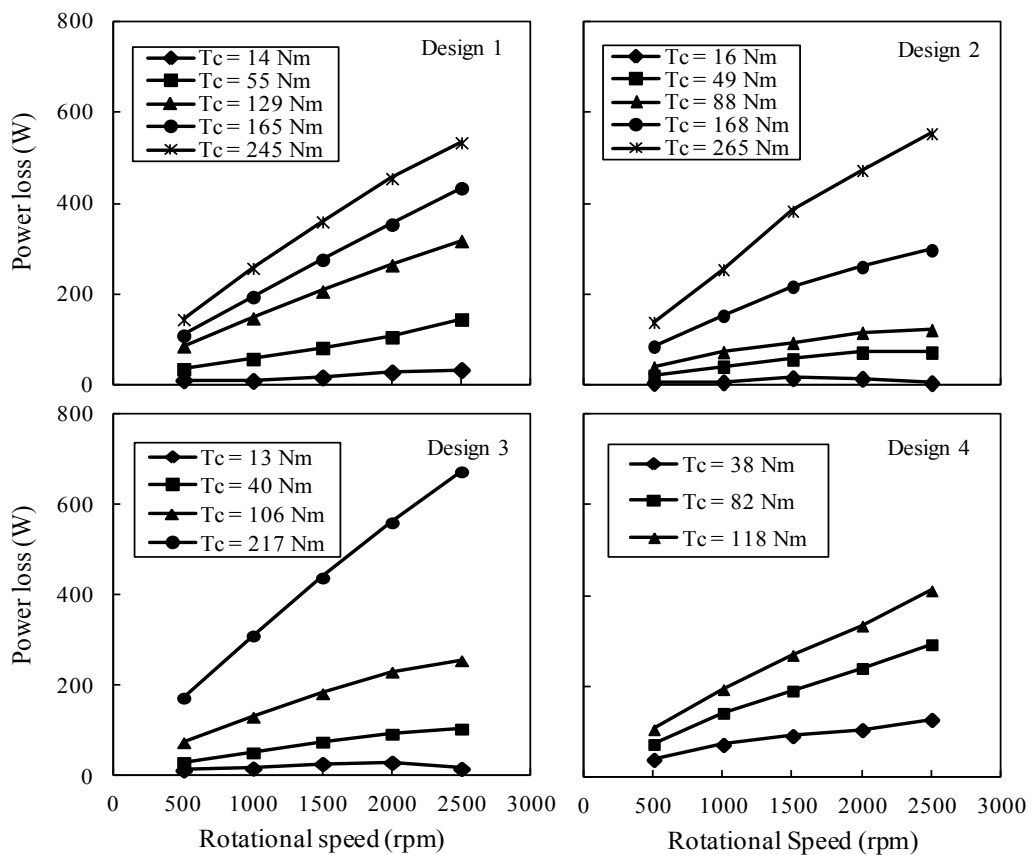
ภาพที่ 5.16 อิทธิพลของอัตราทดต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

จากกราฟความสัมพันธ์ในภาพที่ 5.16 พบว่า กำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองตรง อัตราทด 1:1 และ 1:2 มีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบและภาระแรงบิด และมีลักษณะความสัมพันธ์เกือบเป็นเส้นตรงกับค่าภาระแรงบิดภายในระบบเช่นเดียวกับคู่เฟืองแบบอื่นๆ โดยเมื่อค่าภาระแรงบิดภายในระบบเพิ่มขึ้นค่ากำลังสูญเสียจากการไถลจะสูงขึ้นตามไปด้วย

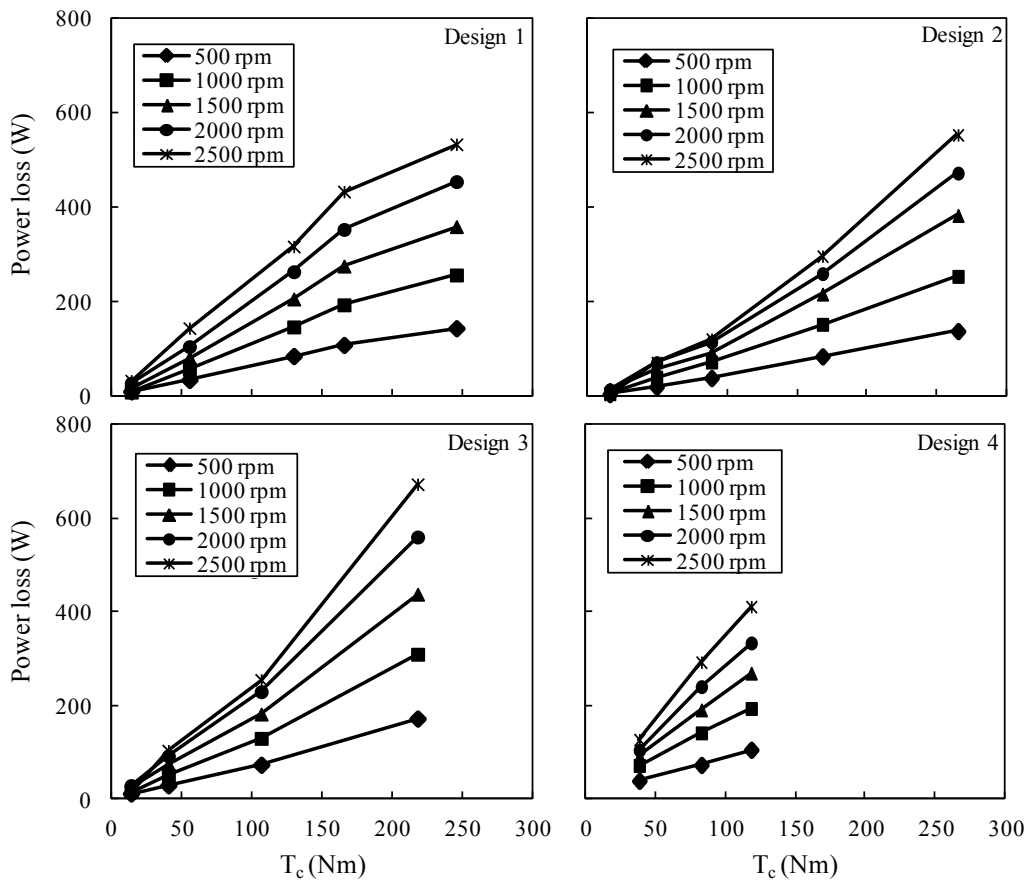
ผลจากการทดลองเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีอัตราทดแตกต่างกันพบว่า กำลังสูญเสียของคู่เฟืองอัตราทด 1:2 มีค่ากำลังสูญเสียมากกว่า คู่เฟืองที่มีอัตราทด 1:1 อย่างชัดเจน โดยค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีอัตราทด 1:1 และ 1:2 จะมีค่าแตกต่างกันน้อยที่สภาวะความเร็วรอบการหมุนต่ำ และมีค่าแตกต่างกันเพิ่มมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบหมุนเพิ่มมากขึ้น

#### 5.4.4 อิทธิพลของความเร็วรอบและภาระแรงบิดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

ในส่วนของการหาอิทธิพลของความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดภายในระบบหรือภาระแรงบิดที่เฟืองขับ ( $T_c$ ) ต่อกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังของคู่เฟืองจะใช้ผลการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองแบบที่ 1-4 มาวิเคราะห์อิทธิพลของความเร็วรอบและภาระ



ภาพที่ 5.17 อิทธิพลของความเร็วรอบต่อกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองแบบที่ 1-4



ภาพที่ 5.18 อิทธิพลของภาระต่อกำลังสูญเสียจากการไหลของคู่มือแบบที่ 1-4

แรงบิด โดยในการทดลองวัดกำลังสูญเสียได้ทำการทดลองที่สภาวะการทำงาน ที่ความเร็วรอบที่ 500–2,500 รอบต่อนาที ในช่วงภาระแรงบิดต่างๆ

ภาพที่ 5.17 และ 5.18 แสดงอิทธิพลของความเร็วนรอบและภาระแรงบิดต่อค่ากำลังสูญเสียจากการไหลของคู่มือทุกแบบพบว่า กำลังสูญเสียจากการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นโดยมีลักษณะเป็นเกือบเป็นเส้นตรงเมื่อเทียบกับความเร็วนรอบและภาระแรงบิด

### 5.5 ประสิทธิภาพทางกลในห้องส่งกำลัง

ประสิทธิภาพทางกล ( $\eta_{mech}$ ) นั้นสามารถคำนวณได้จากการนำข้อมูลจากการวัดกำลังสูญเสียทางกล ( $P_{mech}$ ) หรือกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของเฟืองและตลับลูกปืนภายในระบบชุดทดลองในกรณีทดลองต่างๆ มาคำนวณตามสมการ (5.5) ดังนี้

$$\eta_{mech} = \frac{P_c - P_{mech}}{P_c} \times 100 \% \quad (5.5)$$

โดย

$$P_c = T_c \omega_{input} \quad (5.6)$$

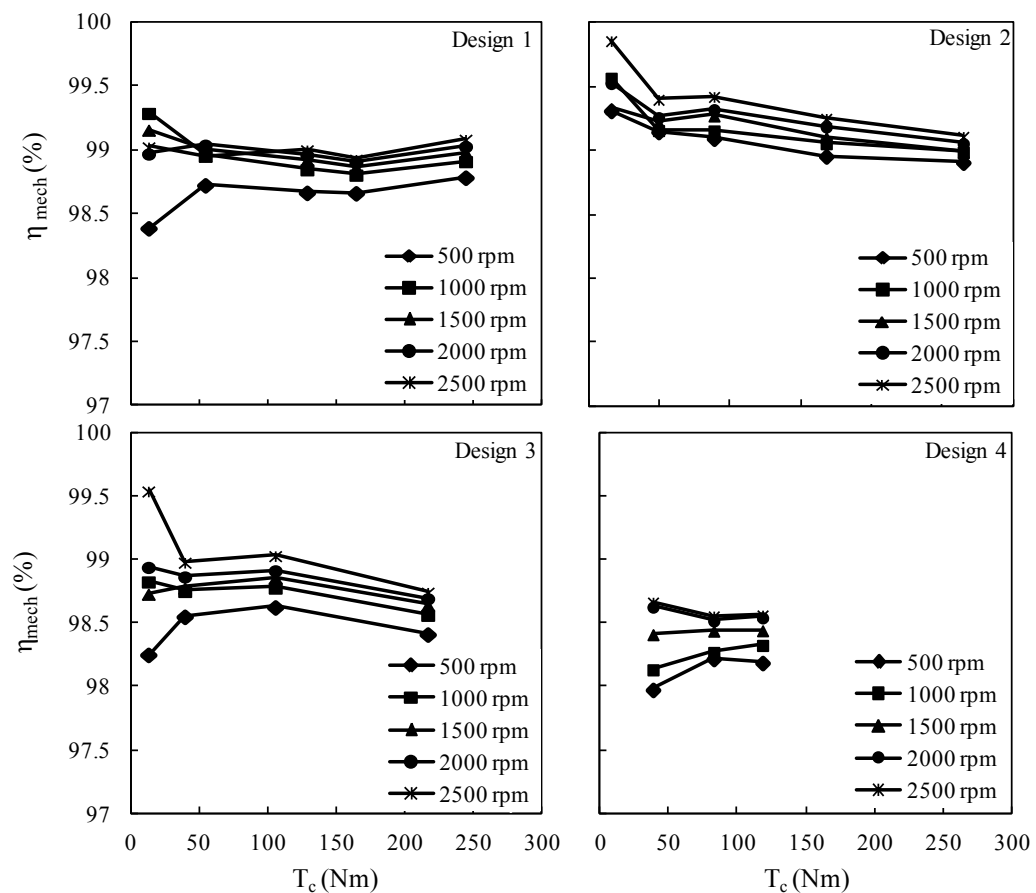
$P_c$  คือ กำลังภายในระบบหรือกำลังขาเข้าเฟืองขับ

$T_c$  คือ ภาระแรงบิดภายในระบบซึ่งมีค่าเท่ากับภาระแรงบิดบนเพลลาขับ

$\omega_{input}$  คือ ความเร็วเชิงมุมขาเข้าระบบชุดทดลองหรือความเร็วเชิงมุมบนเพลลาขับ

กำลังสูญเสียทางกลที่นำมาวิเคราะห์ในที่นี้จะใช้กำลังสูญเสียทางกลของห้องเกียร์ 1 ห้อง ซึ่งประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟือง 1 คู่ และกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว การนำกำลังสูญเสียทางกลของ 1 ห้องเกียร์ มาวิเคราะห์จะทำให้สามารถเห็นแนวโน้มประสิทธิภาพทางกลของคู่เฟืองได้ เนื่องจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนนั้นมีค่าน้อย เมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟือง

ภาพที่ 5.19 แสดงประสิทธิภาพทางกล ( $\eta_{mech}$ ) ที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 1-4 จากภาพพบว่า เฟืองแต่ละคู่ให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันกล่าวคือ ประสิทธิภาพทางกลจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ตามความเร็วรอบหมุนที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาอิทธิพลของภาระแรงบิดต่อประสิทธิภาพทางกลพบว่า การเพิ่มขึ้นของภาระแรงบิดส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของ



ภาพที่ 5.19 ประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคู่เฟืองแบบที่ 1-4

ประสิทธิภาพทางกลเล็กน้อยและมีแนวโน้มที่ไม่ชัดเจน ทำให้ยังไม่สามารถสรุปได้ว่าภาระแรงบิดส่งผลต่อประสิทธิภาพทางกลอย่างไร และเมื่อเปรียบเทียบถึงประสิทธิภาพทางกลของคู่เฟืองแต่ละแบบเพื่อศึกษาถึงอิทธิพลของรูปร่างพบว่า คู่เฟืองที่มีขนาดโมดูลใหญ่ (Design 1) จะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าคู่เฟืองที่มีขนาดโมดูลเล็ก (Design 2) คู่เฟืองที่มีขนาดของมุมกดหน้าฟันใหญ่ (Design 1) จะมีประสิทธิภาพทางกลมากกว่าคู่เฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟันเล็ก (Design 3) และสุดท้ายคู่เฟืองที่มีอัตราทดที่น้อยกว่า (Design 1) จะมีประสิทธิภาพทางกลมากกว่าคู่เฟืองที่มีอัตราทดมากกว่า (Design 4)

## 5.6 สรุป

ในบทนี้ได้กล่าวถึงผลการวัดกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระและกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งเป็นกำลังสูญเสียชนิดที่ขึ้นกับภาระ การทดลองทำโดยใช้คู่เฟืองซึ่งได้รับการออกแบบรูปร่างแตกต่างกัน 4 แบบ เพื่อศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของคู่เฟือง ได้แก่ อิทธิพลของโมดูล มุมกดหน้าฟัน และอัตราทด รวมถึงอิทธิพลของสภาวะในการทำงานของเฟือง ได้แก่ ความเร็วรอบและภาระแรงบิด

ผลจากการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไถล ในส่วนของอิทธิพลของรูปร่างพบว่า เฟืองที่มีขนาดโมดูลใหญ่จะมีค่ากำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีขนาดโมดูลเล็ก เฟืองที่มีขนาดของมุมกดหน้าฟันใหญ่จะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟันเล็ก และสุดท้ายเฟืองที่มีอัตราทดที่น้อยกว่าจะมีค่ากำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองที่มีอัตราทดมากกว่า ในส่วนของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ภาระแรงบิดและความเร็วรอบ พบว่าเมื่อความเร็วรอบหมุนหรือภาระแรงบิดสูงขึ้นจะทำให้เกิดกำลังสูญเสียสูงขึ้นตามไปด้วย

ในส่วนของผลการทดลองวัดประสิทธิภาพทางกล ส่วนของอิทธิพลของรูปร่างพบว่า เฟืองที่มีขนาดโมดูลใหญ่จะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าเฟืองที่มีขนาดโมดูลเล็ก เฟืองที่มีขนาดของมุมกดหน้าฟันใหญ่จะมีประสิทธิภาพทางกลมากกว่าเฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟันเล็ก และสุดท้ายเฟืองที่มีอัตราทดที่น้อยกว่าจะมีค่าประสิทธิภาพทางกลมากกว่าเฟืองที่มีอัตราทดมากกว่า ซึ่งแนวโน้มของอิทธิพลของตัวแปรรูปร่างต่อกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลจะมีแนวโน้มในลักษณะตรงข้ามกัน ซึ่งถูกต้องตามหลักการของประสิทธิภาพ โดยประสิทธิภาพจะมีค่ามากเมื่อกำลังสูญเสียมีค่าน้อย

กำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองรูปร่างแบบต่างๆ ที่ได้จากการทดลองวัด ซึ่งได้แสดงไว้แล้วในบทนี้ จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้สร้างขึ้นเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองในบทต่อไป

## บทที่ 6

### การประยุกต์ใช้แบบจำลองในการประเมินกำลังสูญเสียจากการไหล

ในบทนี้จะนำเสนอผลการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลโดยใช้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียซึ่งได้อธิบายรายละเอียดไว้ในบทที่ 3 และเปรียบเทียบผลการคำนวณจากแบบจำลองกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไหล เพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียจากการไหลและตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลอง

จากงานวิจัยในอดีตพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีผลต่อความแม่นยำของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้เป็นอย่างมาก และมีงานวิจัยจำนวนมากที่ได้ศึกษาและเสนอสูตรอย่างง่าย (Empirical formulae) เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของเฟืองตัวแปรที่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ปรากฏในสูตรอย่างง่าย ได้แก่ รูปร่างของเฟือง ความเรียบผิว ความหนืดน้ำมันหล่อลื่นและสภาวะการทำงาน ดังนั้นการเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจึงทำได้โดยการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีความแม่นยำ และสอดคล้องกับสภาพการทำงานจริง โดยแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียจากการไหลในงานวิจัยนี้ ส่วนของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะคำนวณจากค่าคงที่ ( $\mu = 0.03$ ) ซึ่งเป็นค่าประมาณจากการทดลองของ ชันด์ [4] และสูตรอย่างง่ายของผู้วิจัยอื่น 5 สมการ ดังที่เสนอไว้ในบทที่ 3 และผลการคำนวณจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจริงในหัวข้อต่อไป

การศึกษอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ จากแบบจำลอง ในส่วนของอิทธิพลของรูปร่างของเฟืองทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองของคู่เฟืองที่มีรูปร่างต่างกัน 4 แบบ โดยปัจจัยของรูปร่างที่พิจารณา ได้แก่ โมดูล มุมกดหน้าฟัน และอัตราทด และในส่วนของสภาวะการทำงานของเฟืองทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่สภาวะความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิดที่แตกต่างกัน เช่นเดียวกันกับการทดลองวัดกำลังสูญเสียซึ่งได้แสดงไว้ในบทที่ 5

#### 6.1 แนวโน้มอิทธิพลของรูปร่างของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากการไหล

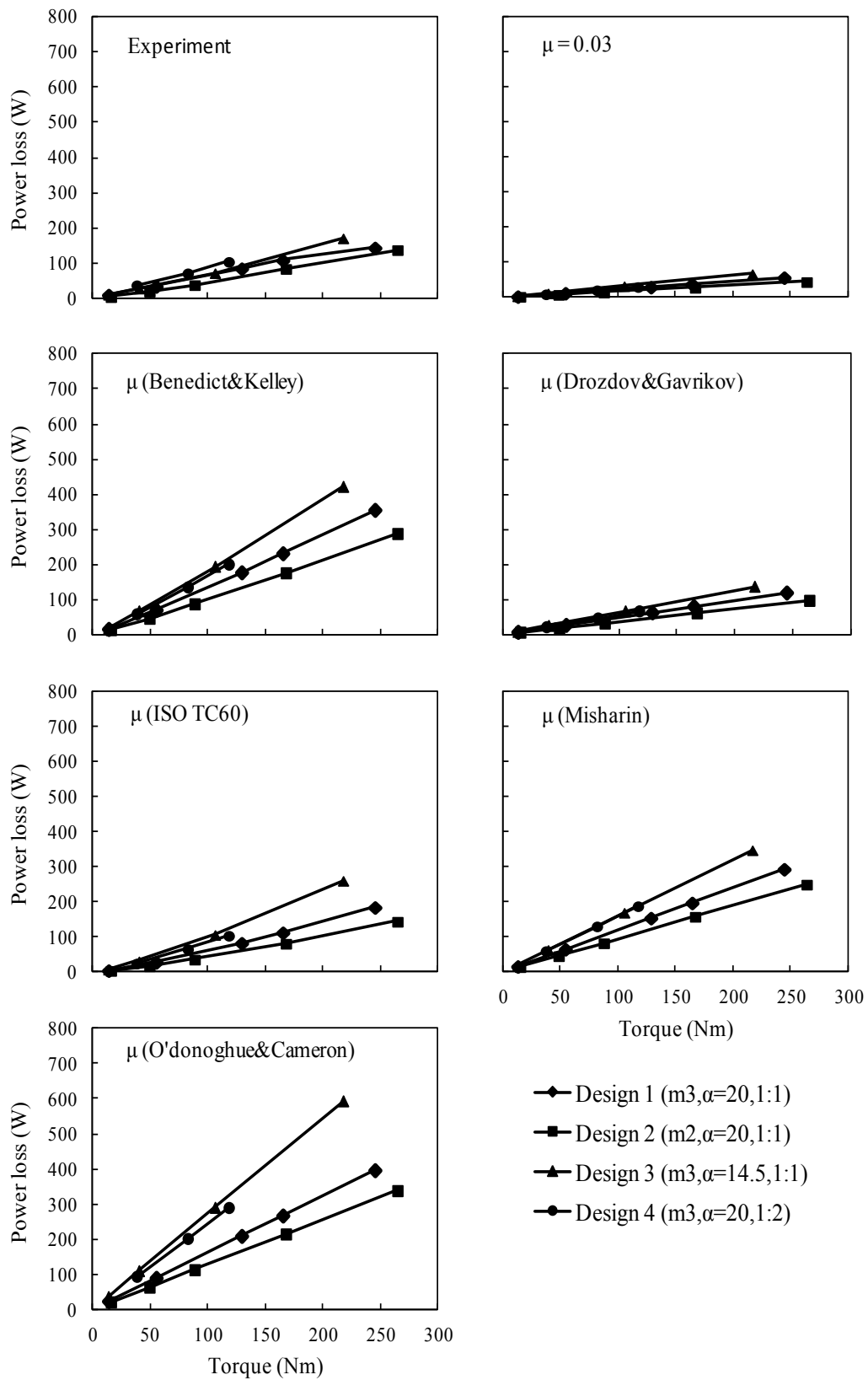
แนวโน้มอิทธิพลของรูปร่างทำโดยเปรียบเทียบค่ากำลังสูญเสียจากการไหลที่ได้จากการทดลองและการคำนวณจากแบบจำลองของคู่เฟืองที่มีรูปร่างต่างกัน 4 แบบ ปัจจัยรูปร่างที่พิจารณา ได้แก่ โมดูล มุมกดหน้าฟัน และอัตราทด การนำกำลังสูญเสียจากการไหลของคู่เฟืองทั้ง 4 แบบ มาเปรียบเทียบจะทำให้เห็นแนวโน้มของอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ และเมื่อนำแนวโน้ม



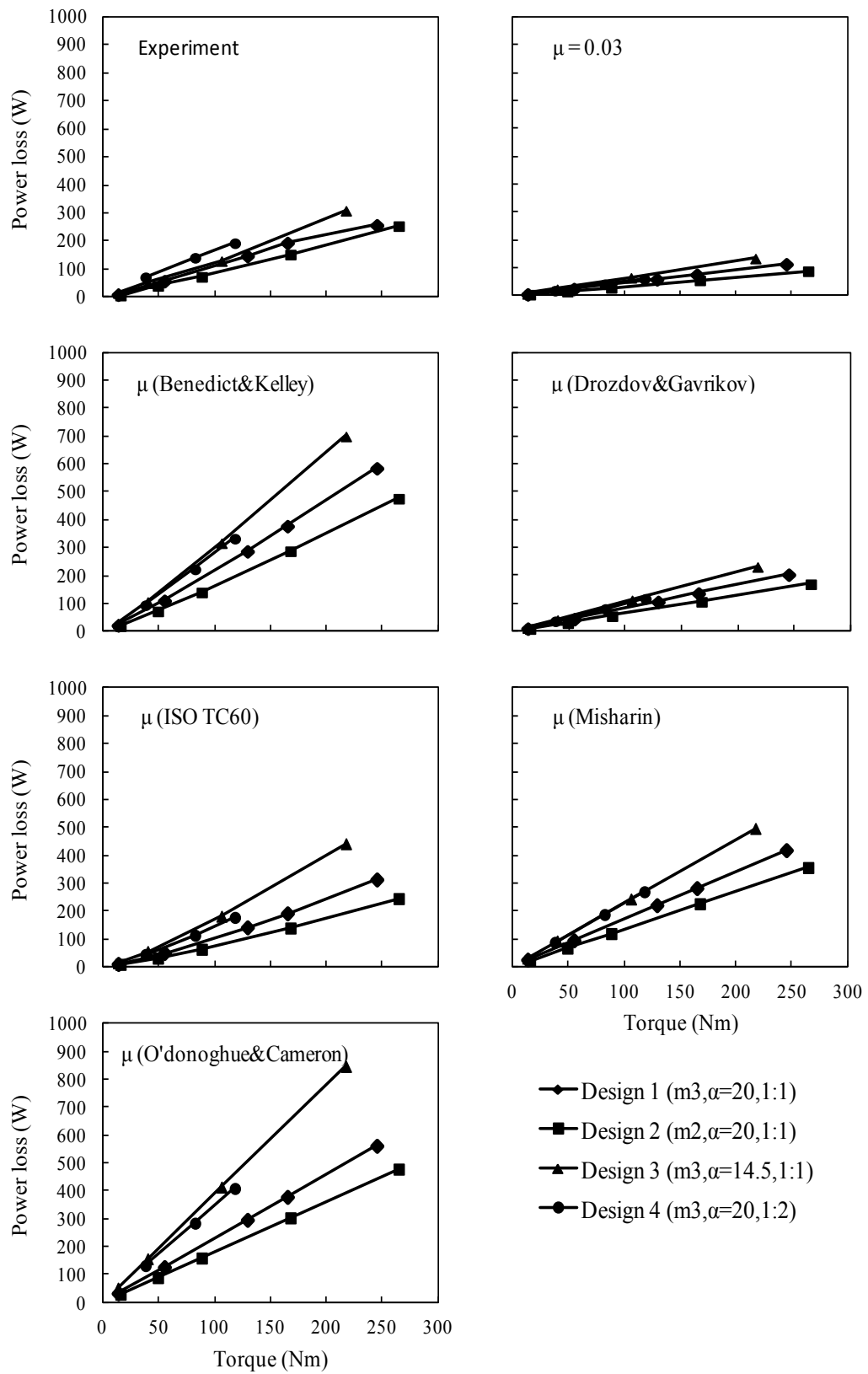
กำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจากการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ มาเปรียบเทียบจะทำให้สามารถตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองและความน่าเชื่อถือจากการวัดกำลังสูญเสียจากการทดลองได้

ภาพที่ 6.1-6.5 แสดงการเปรียบเทียบแนวโน้มกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองซึ่งคำนวณโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานทั้ง 6 แบบ ที่สภาวะความเร็วรอบและภาระแรงบิดต่างๆ จากภาพพบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการวัดจริงจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองมีแนวโน้มสอดคล้องกัน โดยเมื่อเปรียบเทียบระหว่างคูเฟืองแบบที่ 1 และ 2 ซึ่งมีขนาดโมดูลต่างกันพบว่า คูเฟืองที่มีโมดูลใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าคูเฟืองที่มีโมดูลเล็ก เมื่อพิจารณาคูเฟืองแบบที่ 1 และ 3 เพื่อศึกษาอิทธิพลของขนาดของมุมกดหน้าฟันพบว่า คูเฟืองที่มีมุมกดหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าคูเฟืองที่มีมุมกดหน้าฟันน้อย และสุดท้ายเมื่อเปรียบเทียบระหว่างคูเฟืองแบบที่ 1 และ 4 เพื่อศึกษาอิทธิพลของอัตราทดพบว่า คูเฟืองที่มีอัตราทรมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าคูเฟืองที่มีอัตราทدن้อย

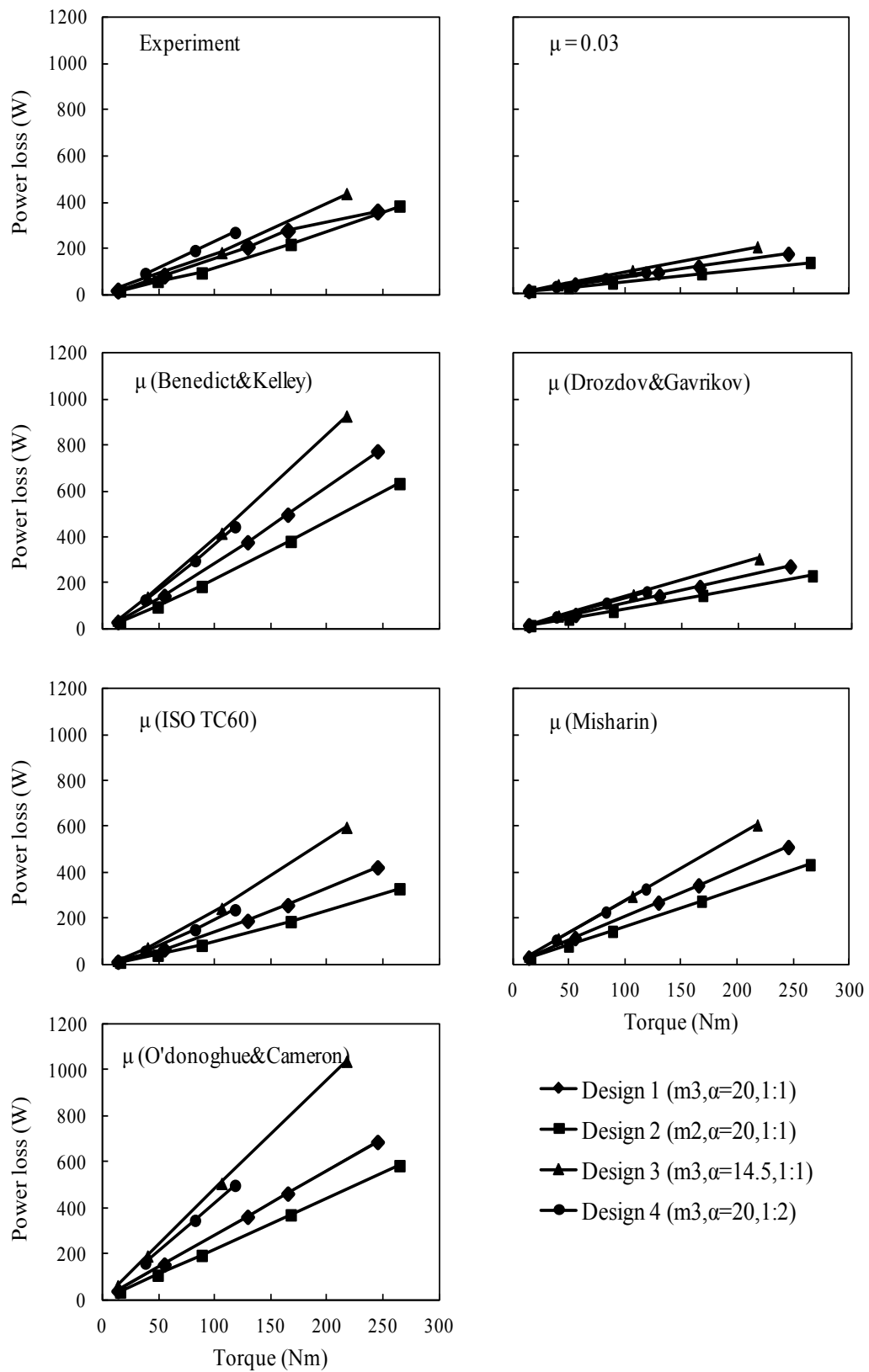
เมื่อพิจารณาถึงขนาดของกำลังสูญเสียจากการไถลระหว่างผลการประเมินจากแบบจำลองและผลการทดลองพบว่า ในกรณีของแบบจำลองที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณจากสมการของ Benedict and Kelley และ O' donoghue and Cameron ขนาดของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่ามากกว่าผลการทดลองวัด และในกรณีที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่ากับค่าคงที่ 0.03 และสมการของ Drozdov and Gavrikov กำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่าน้อยกว่าผลการทดลองวัด ส่วนของแบบจำลองที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสมการของ ISO TC60 และ Misharin กำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองวัด



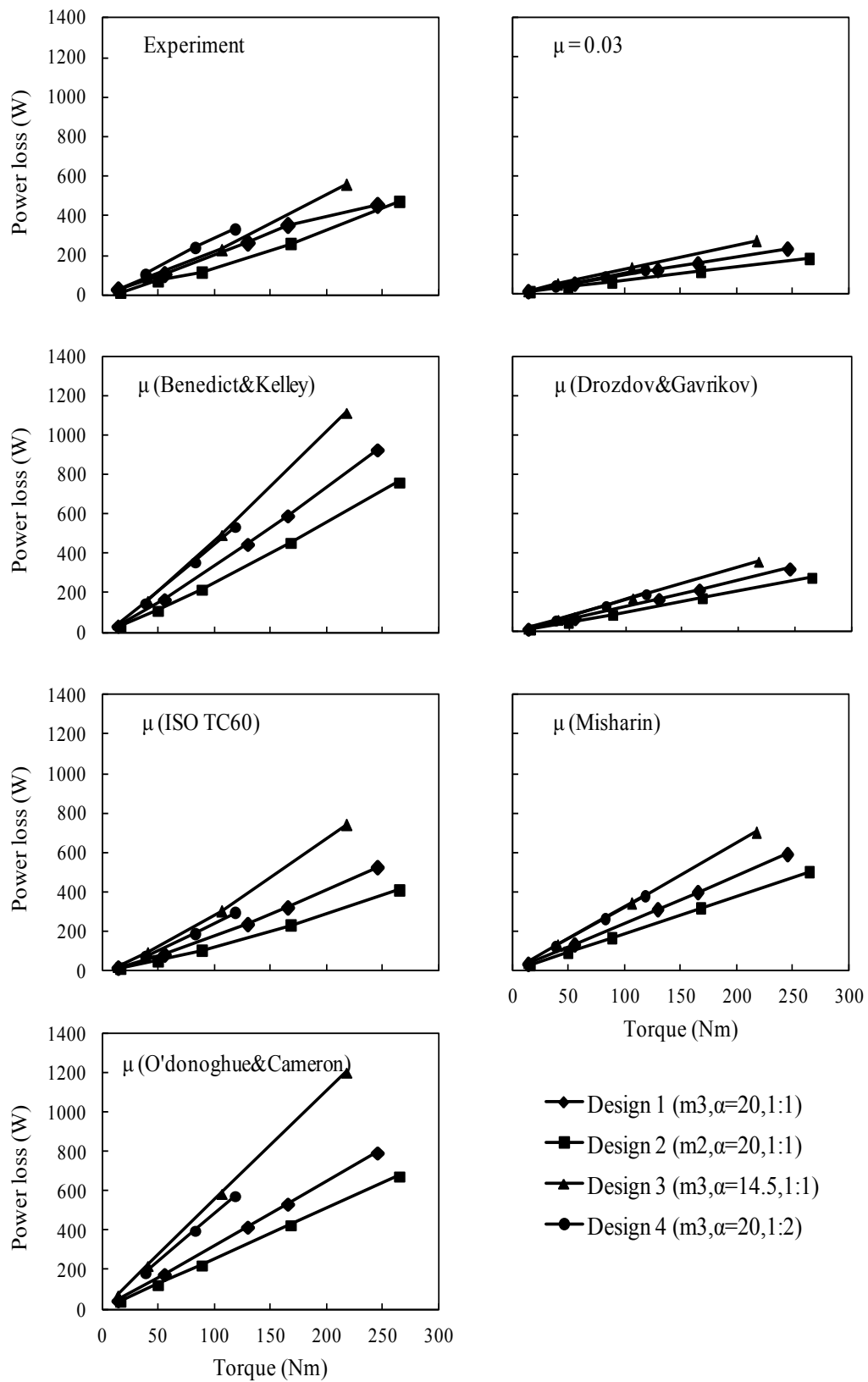
ภาพที่ 6.1 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 500 รอบต่อนาที



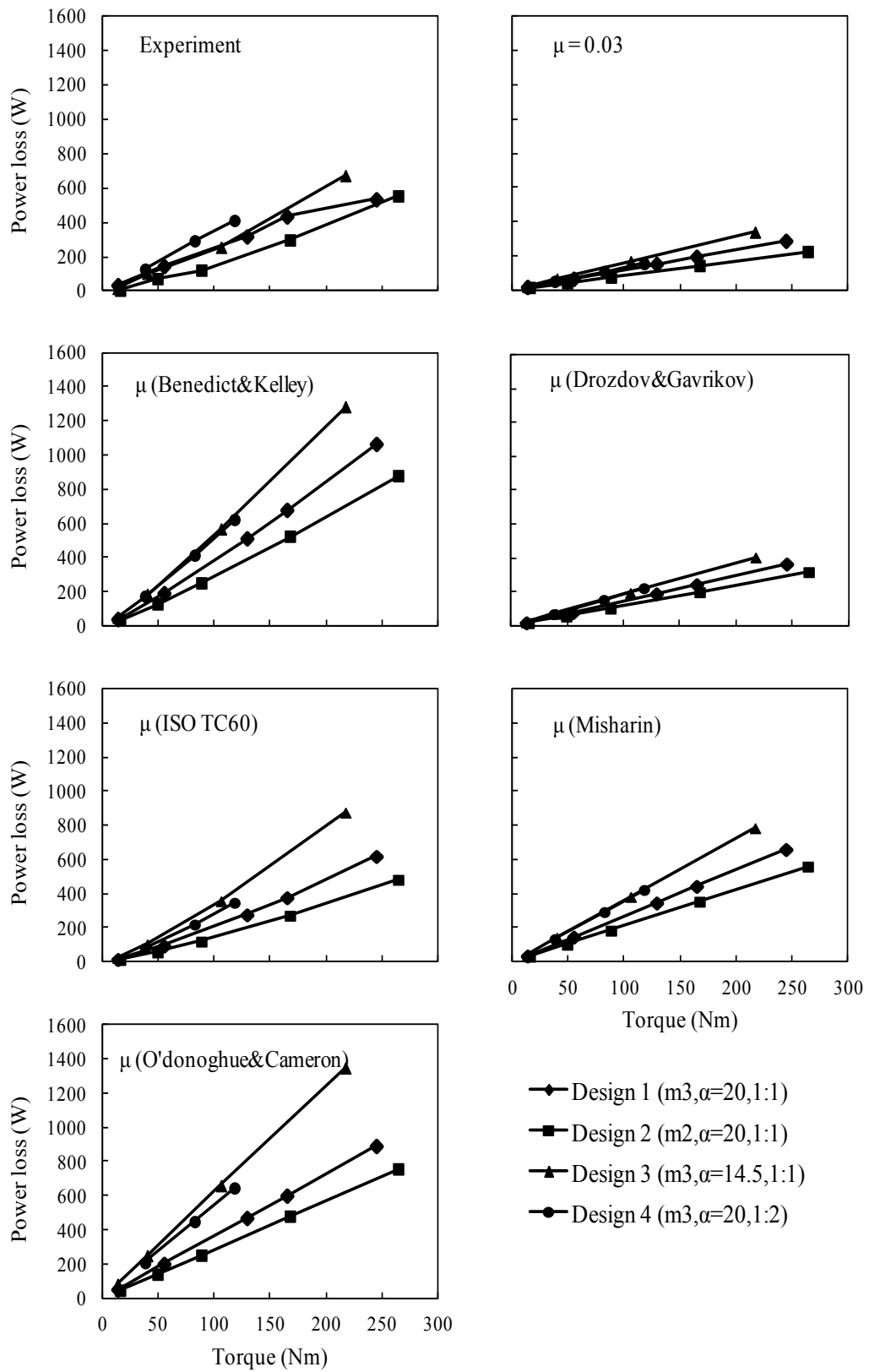
ภาพที่ 6.2 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 1,000 รอบต่อนาที



ภาพที่ 6.3 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 1,500 รอบต่อนาที



ภาพที่ 6.4 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 2,000 รอบต่อนาที



ภาพที่ 6.5 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุน 2,500 รอบต่อนาที

## 6.2 แนวโน้มอิทธิพลของสภาวะการทำงานของเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

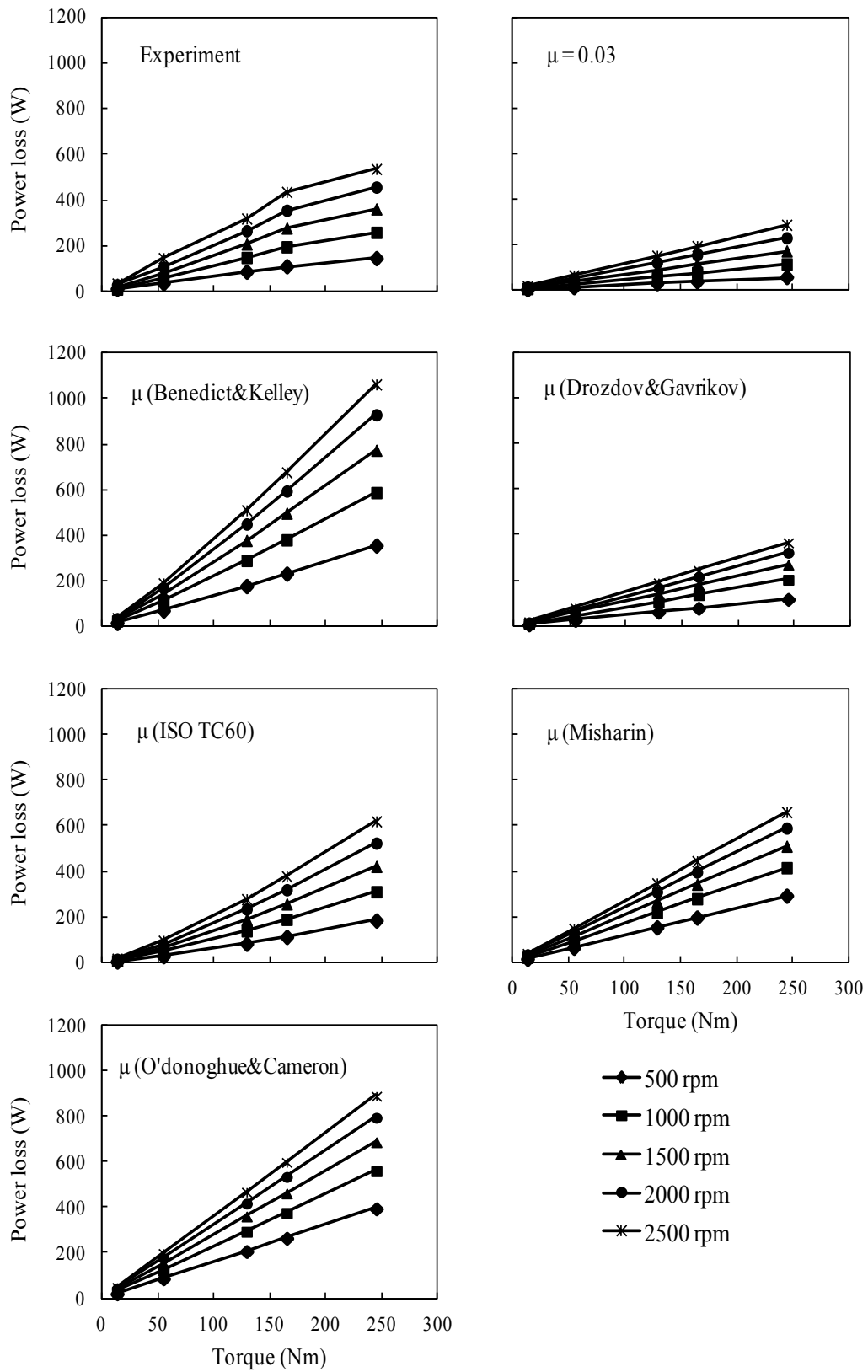
การศึกษาอิทธิพลของสภาวะการทำงานของเฟืองต่อกำลังสูญเสียทำโดยเปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลที่ได้จากการทดลองและการคำนวณจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานของเฟืองที่แตกต่างกัน ในที่นี้จะแสดงผลในกรณีคู่เฟืองแบบที่ 1 ที่สภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 5 ค่า และภาระแรงบิด 5 ค่า

กราฟแสดงความสัมพันธ์ภาพที่ 6.6 และ 6.7 แสดงแนวโน้มอิทธิพลของภาระแรงบิดและความเร็วรอบต่อกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง

จากกราฟในภาพที่ 6.6 ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียและภาระแรงบิดพบว่า ลักษณะของแนวโน้มจากการทดลองและจากการประเมินของแบบจำลองมีความสอดคล้องกัน เมื่อภาระแรงบิดเพิ่มขึ้นกำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มขึ้นในลักษณะของกราฟเส้นตรง และเมื่อความเร็วรอบเพิ่มมากขึ้นอัตราการเพิ่มขึ้นของกำลังสูญเสียต่อภาระแรงบิดหรือความชันของกราฟจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบการหมุน

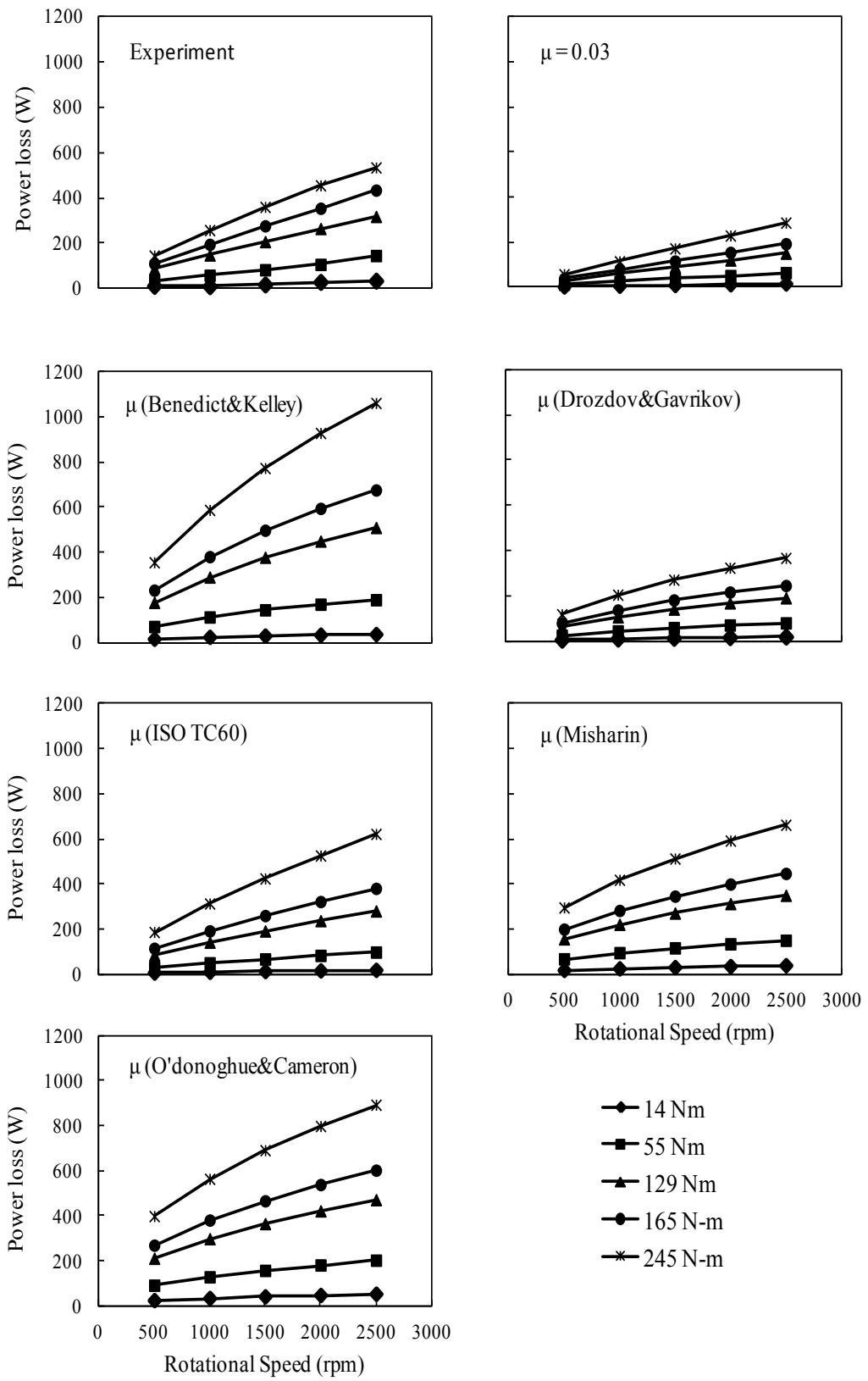
ในส่วนของอิทธิพลของความเร็วรอบหมุนต่อกำลังสูญเสียจากการไถลซึ่งแสดงความสัมพันธ์ไว้ในภาพที่ 6.7 พบว่า แนวโน้มจากการทดลองและจากการประเมินของแบบจำลองพบว่ามีค่าความสอดคล้องเช่นเดียวกัน โดยเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นกำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มขึ้น ในลักษณะเกือบเป็นกราฟเส้นตรง และเมื่อภาระแรงบิดเพิ่มมากขึ้นอัตราการเพิ่มขึ้นของกำลังสูญเสียต่อความเร็วรอบหมุนหรือความชันของกราฟจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามภาระแรงบิด

เมื่อพิจารณาถึงค่าของกำลังสูญเสียจากการไถลระหว่างผลการประเมินจากแบบจำลองและผลการทดลองพบว่า ในกรณีของแบบจำลองที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณจากสมการของ Benedict and Kelley และ O' donoghue and Cameron ค่ากำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่ามากกว่าผลการทดลองวัด และในกรณีที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่ากับค่าคงที่ 0.03 และสมการของ Drozdov and Gavrikov กำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่าน้อยกว่าผลการทดลองวัด ส่วนของแบบจำลองที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสมการของ ISO TC60 และ Misharin กำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองวัด



ภาพที่ 6.6 แนวโน้มอิทธิพลของภาระแรงบิดต่อกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง

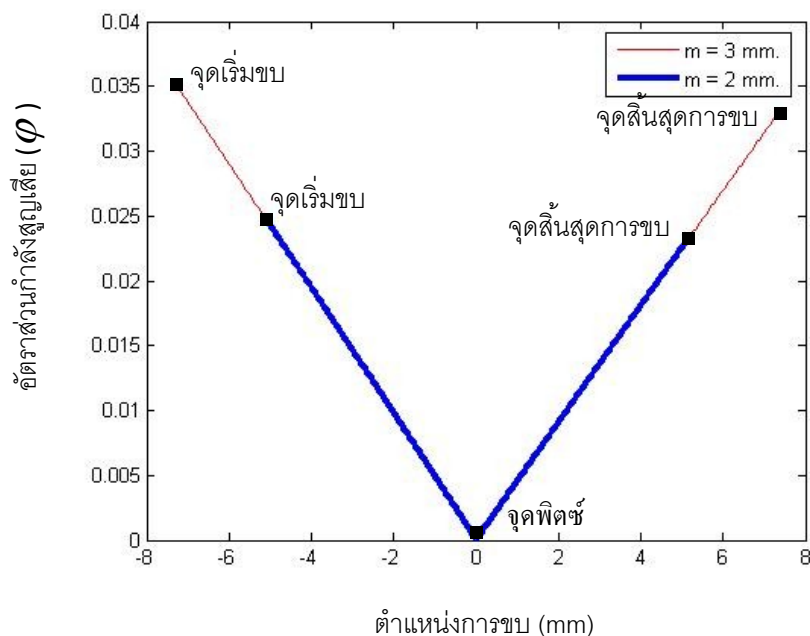




ภาพที่ 6.7 แนวโน้มอิทธิพลของความเร็รรอบต่อกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลอง และกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลอง

### 6.3 การใช้แบบจำลองวิเคราะห์หัตถิพลของไมดูล

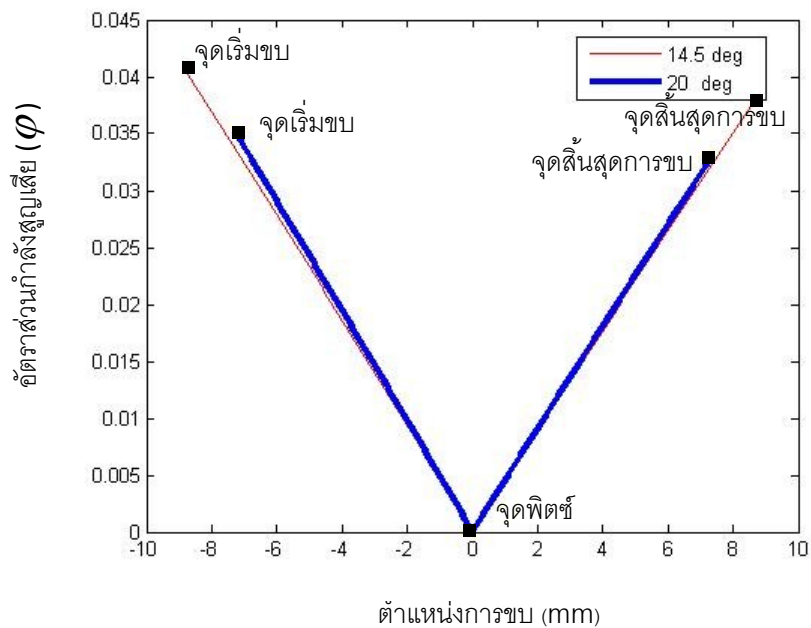
ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียพบว่า เฟืองไมดูล 3 มิลลิเมตร มีกำลังสูญเสียมากกว่ากำลังสูญเสียของเฟืองไมดูล 2 มิลลิเมตร สาเหตุเนื่องมาจากเมื่อค่าไมดูลมากขึ้นหรือขนาดของฟันใหญ่ขึ้นจะทำให้ระยะในการขบจากจุดเริ่มขบจนถึงจุดสิ้นสุดการขบยาวขึ้น ซึ่งทำให้มีช่วงการขบและเกิดการสูญเสียกำลังไปกับแรงเสียดทานมากขึ้น ประกอบกับกำลังสูญเสียจะมีค่ามากที่สุดที่ตำแหน่งการขบซึ่งอยู่ห่างจากจุดพิตซ์มากเนื่องจากจะมีความเร็วในการไถลของคู่ฟันมากกว่า ด้วยเหตุนี้จึงทำให้กำลังสูญเสียในกรณีของเฟืองที่มีค่าไมดูลมากจะมีค่ามากกว่าเฟืองที่มีค่าไมดูลน้อย ภาพที่ 6.8 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนกำลังสูญเสียกับตำแหน่งการขบของฟันเฟือง 1 คู่ฟัน ซึ่งจากภาพพบว่า ระยะการขบจากจุดเริ่มขบไปถึงจุดสิ้นสุดการขบของเฟืองไมดูล 3 มิลลิเมตร มีระยะการขบยาวกว่าเฟืองไมดูล 2 มิลลิเมตร ทำให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองไมดูล 3 มิลลิเมตร มากกว่าเฟืองไมดูล 2 มิลลิเมตร โดยการที่พิจารณาผลของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟือง 1 ฟัน นี้จะส่งผลโดยตรงต่อกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่ประเมินได้จากแบบจำลอง หรืออาจกล่าวได้ว่า กำลังสูญเสียจากการไถลจากแบบจำลองแปรผันตรงต่ออัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟือง 1 คู่ฟัน



ภาพที่ 6.8 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ (ผลของไมดูล)

#### 6.4 การใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของมุมกดหน้าฟัน

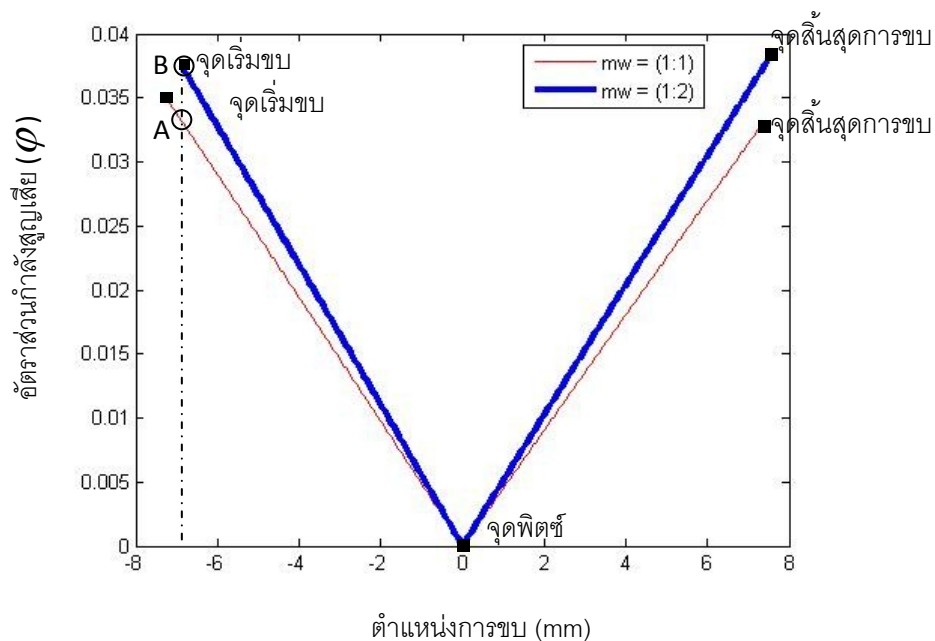
ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียพบว่า เฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟัน 20 องศา มีค่ากำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองขนาดมุมกดหน้าฟัน 14.5 องศา สาเหตุที่กำลังสูญเสียมีค่ามากขึ้นเมื่อค่ามุมกดหน้าฟันลดลง เนื่องจากเมื่อมุมกดหน้าฟันลดลงจะส่งผลให้ค่าระยะการขบยาวขึ้น (เช่นเดียวกับกับผลของโมดูล) ทำให้มีช่วงที่สูญเสียกำลังไปกับแรงเสียดทานมากขึ้นและเนื่องจากส่วนของระยะการขบที่ยาวขึ้นอยู่ในตำแหน่งการขบที่ห่างจากจุดพิตซ์มากจึงทำให้กำลังสูญเสียมีค่าสูงขึ้นด้วย ภาพที่ 6.9 เป็นการพิจารณาความสัมพันธ์ของอัตราส่วนกำลังสูญเสียกับตำแหน่งการขบของฟันเฟือง 1 คู่ฟัน ซึ่งจากภาพกราฟจะพบว่า ระยะการขบจากจุดเริ่มขบไปถึงจุดสิ้นสุดการขบของเฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟัน 20 องศา มีระยะการขบสั้นกว่าเฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟัน 14.5 องศา ทำให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟัน 20 องศา น้อยกว่าเฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟัน 14.5 องศา นอกจากนี้ยังพบว่า เส้นกราฟอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีมุมกดหน้าฟันต่างกัน 2 เส้น วางตัวเหลื่อมกันเล็กน้อย ซึ่งเป็นผลมาจากที่ตำแหน่งการขบห่างจากจุดพิตซ์เท่ากันนั้นมีความเร็วในการลื่นไถลไม่เท่ากัน โดยมุมกดหน้าฟันมากจะมีความเร็วในการลื่นไถลมากกว่ามุมกดหน้าฟันน้อย อย่างไรก็ตามก็ตามผลของความเร็วในการลื่นไถลที่ไม่เท่ากันนี้ส่งผลน้อยต่อกำลังสูญเสียรวมเมื่อเทียบกับระยะการขบที่เพิ่มขึ้น



ภาพที่ 6.9 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ (ผลของมุมกดหน้าฟัน)

### 6.5 การใช้แบบจำลองวิเคราะห์อิทธิพลของอัตราทด

ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียพบว่า คู่เฟืองที่มีอัตราทด 1:1 มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าคู่เฟืองที่มีอัตราทด 1:2 โดยเมื่อพิจารณาอัตราส่วนกำลังสูญเสียในกรณีของคู่เฟืองที่มีอัตราทดต่างกัน สามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังภาพที่ 6.10 กราฟทั้ง 2 เส้น แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟือง 2 คู่ ที่มีอัตราทด 1:1 และ 1:2 จากการเปรียบเทียบอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบที่ห่างจากจุดพิตช์เท่ากันของคู่เฟือง 2 คู่ เช่น จุด A และ จุด B ดังแสดงในภาพพบว่า อัตราส่วนกำลังสูญเสียของคู่เฟืองที่มีอัตราทดมากกว่า หรือคู่เฟืองอัตราทด 1:2 จะมีอัตราส่วนกำลังสูญเสียมากกว่าคู่เฟืองอัตราตดน้อยกว่า 1:1 ทั้งนี้เนื่องจากการกำลังสูญเสียมีค่าเท่ากับผลคูณของแรงเสียดทานกับความเร็วในการไถล ดังนั้นเมื่อค่าความเร็วในการลิ้นไถลที่จุด B (Sliding velocity) มีค่ามากกว่าค่าความเร็วในการลิ้นไถลที่จุด A จึงทำให้กำลังสูญเสียที่จุด B มีค่ามากกว่าที่จุด A ในกรณีที่อัตราทดเป็นส่วนกลับกัน เช่น อัตราทด 1:2 และ 2:1 ค่ากำลังสูญเสียจะมีค่าเท่ากันเนื่องมาจากคู่เฟืองที่ใช้ในการส่งกำลังเป็นเฟืองคู่เดียวกันขนาดเท่ากัน เพียงแต่จุดเริ่มขบและจุดสิ้นสุดการขบจะสลับเท่านั้น



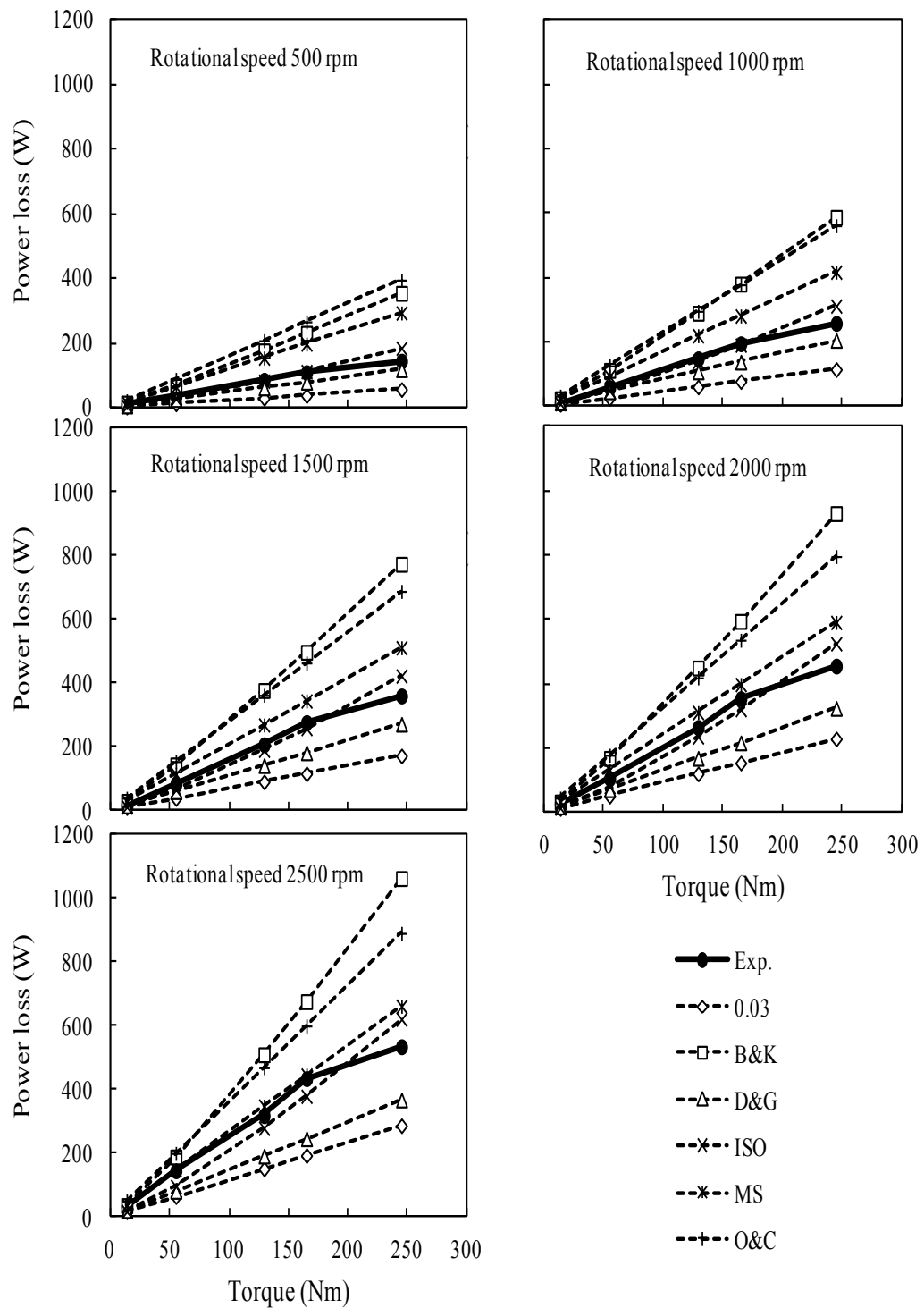
ภาพที่ 6.10 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ (ผลของอัตราทด)

## 6.6 ผลการใช้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย

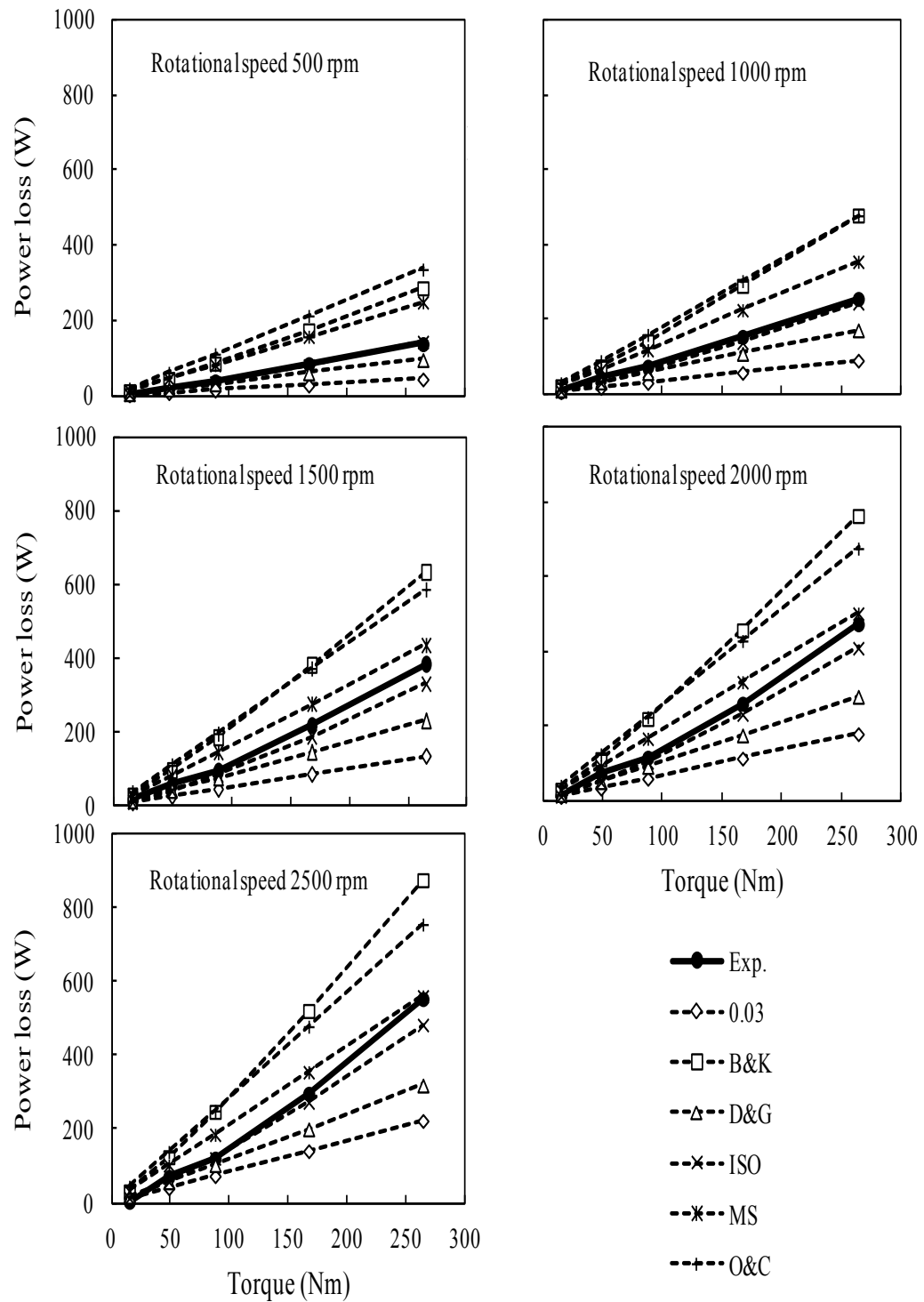
จากแบบจำลองกำลังสูญเสียที่ได้นำเสนอในบทที่ 3 นั้นได้มีการแสดงวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลจากแบบจำลองซึ่งมีการใช้ค่าคงที่และสูตรอย่างง่ายในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานรวม 6 สมการ แบบจำลองที่สร้างขึ้นนี้จะถูกนำมาประเมินค่ากำลังสูญเสียของคู่อีฟอง 4 แบบ เหมือนกับการทดลองเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลจากการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไหลซึ่งได้แสดงวิธีการคำนวณหา กำลังสูญเสียจากการไหลจากการทดลองไว้ในบทที่ 4

จากการเปรียบเทียบค่ากำลังสูญเสียจากการไหลซึ่งประเมินได้จากแบบจำลองและค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองของคู่อีฟองแบบที่ 1-4 ซึ่งแสดงไว้ในภาพที่ 6.11-6.14 พบว่า กำลังสูญเสียจากการไหลซึ่งประเมินได้จากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60, Misahrin และ O'donoghue and Cameron ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีความใกล้เคียงกับกำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลอง โดยมีค่าความแตกต่างสูงสุดไม่เกิน 0.2 กิโลวัตต์

ภาพที่ 6.11 แสดงการเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินโดยใช้แบบจำลองสำหรับคู่อีฟองแบบที่ 1 จากภาพที่ 6.11 พบว่า ที่สภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 500-2,000 รอบต่อนาที ผลจากการทดลองวัดกำลังสูญเสียจะมีค่าใกล้เคียงกับผลการคำนวณจากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60 โดยจะมีจุดที่มีค่าแตกต่างมากที่สุดอยู่ที่สภาวะภาระแรงบิดสูงสุด (245 นิวตันเมตร) เมื่อสังเกตที่สภาวะความเร็วรอบหมุนสูง 2,500 รอบต่อนาที พบว่า ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองนั้นมีค่าใกล้เคียงกับผลการคำนวณจากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ Misahrin มากกว่า ISO TC60 และมีจุดที่มีค่าแตกต่างมากที่สุดอยู่ที่สภาวะภาระแรงบิดสูงสุดเช่นเดียวกัน



ภาพที่ 6.11 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคูเฟืองแบบที่ 1



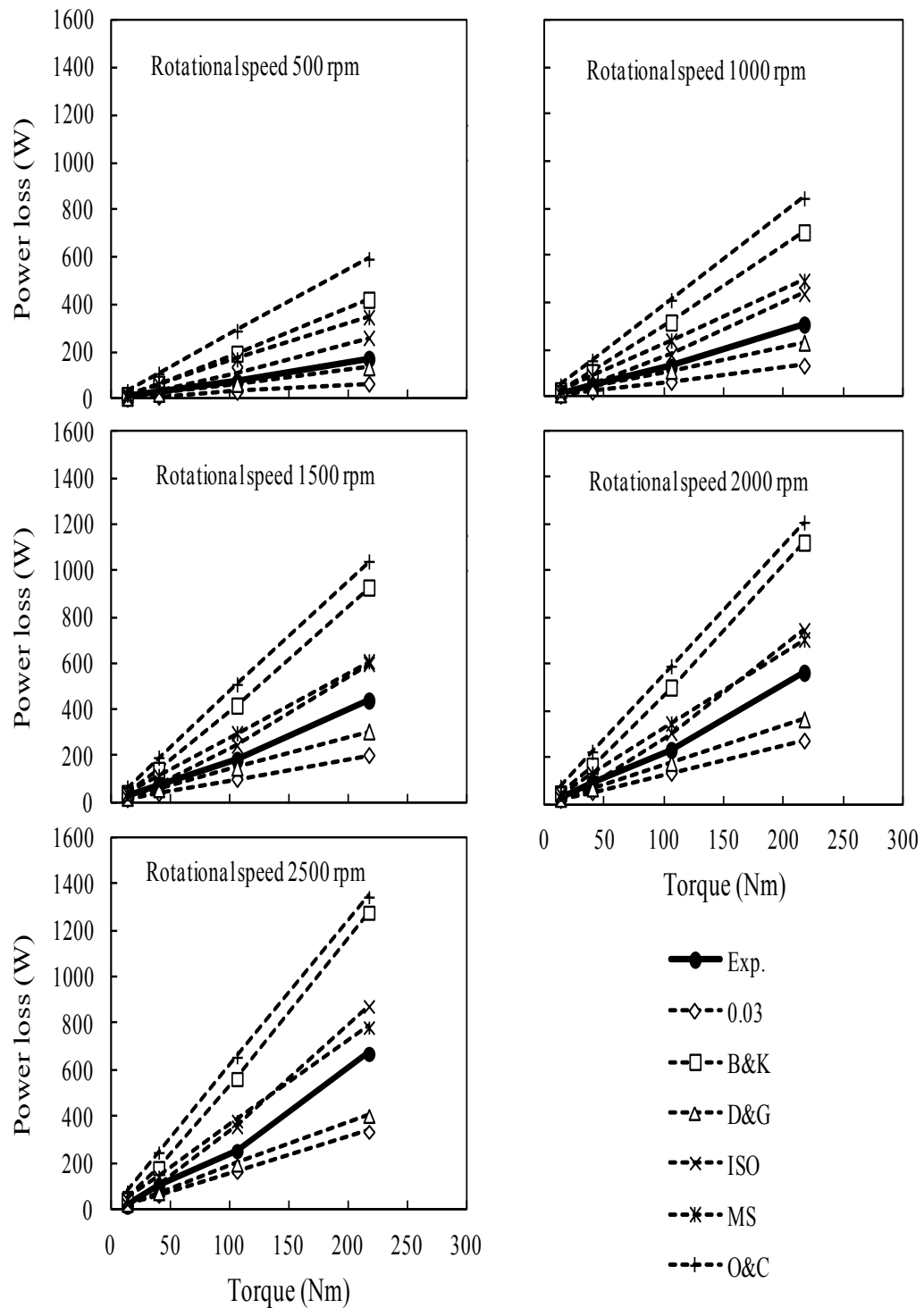
ภาพที่ 6.12 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคูเฟืองแบบที่ 2

ภาพที่ 6.12 แสดงการเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินโดยใช้แบบจำลองสำหรับคู่เฟืองแบบที่ 2 จากภาพพบว่า ที่ทุกความเร็วรอบหมุนตั้งแต่ 500–2,500 รอบต่อนาทีนั้น ผลจากการทดลองวัดกำลังสูญเสียจะมีค่าใกล้เคียงกับผลการคำนวณจากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60 ที่ทุกภาระแรงบิด ยกเว้นที่ภาระแรงบิดสูงสุด (265 นิวตันเมตร) ค่ากำลังสูญเสียจากการทดลองวัดจะเข้าใกล้ผลการคำนวณจากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ Misharin โดยจะเริ่มสังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนตั้งแต่ความเร็วรอบหมุน 1,500 รอบต่อนาที เป็นต้นไป

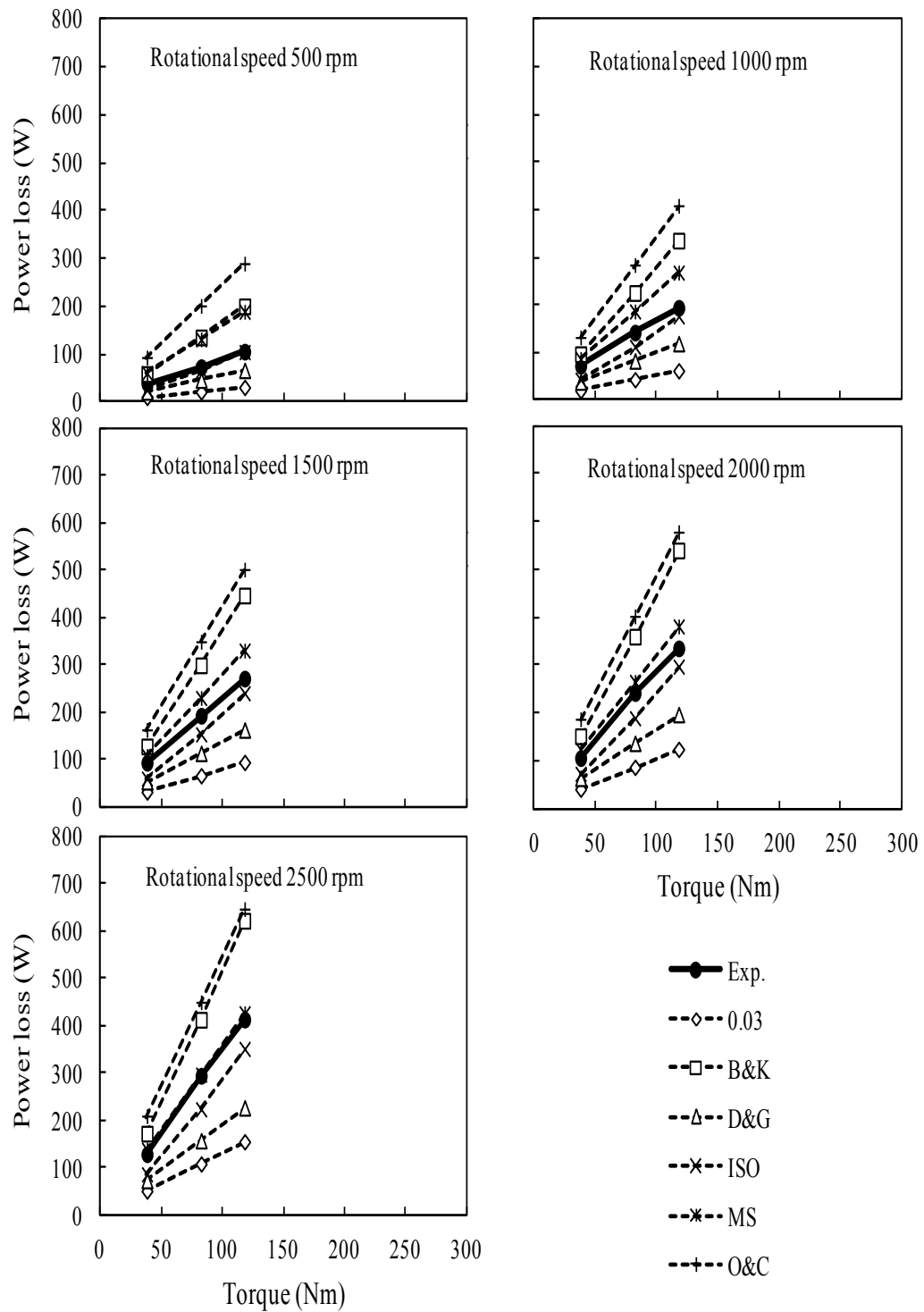
ภาพที่ 6.13 แสดงการเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินโดยใช้แบบจำลองสำหรับคู่เฟืองแบบที่ 3 พบว่า ที่สภาวะภาระแรงบิดต่ำ ในช่วง 13 – 106 นิวตันเมตร ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองจะมีค่าใกล้เคียงกับกำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ O'donoghue and Cameron ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ในทุกสภาวะความเร็วรอบหมุน 500–2,500 รอบต่อนาที และเมื่อพิจารณาที่ภาระแรงบิดสูงสุด 265 นิวตันเมตร ที่สภาวะความเร็วรอบตั้งแต่ 1,500–2,500 รอบต่อนาที ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองนั้นจะมีค่าอยู่ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60, Misharin และ O'donoghue and Cameron โดยจะมีค่าความแตกต่างใกล้เคียงกัน

ภาพที่ 6.14 แสดงการเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินโดยใช้แบบจำลองสำหรับคู่เฟืองแบบที่ 4 ที่สภาวะความเร็วรอบหมุนต่ำที่ 500 รอบต่อนาที ในทุกภาระแรงบิด ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองจะมีค่าใกล้เคียงกับค่ากำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60 ที่สภาวะความเร็วรอบหมุนระดับกลางที่ 1,000 และ 1,500 รอบต่อนาที ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองจะมีค่าอยู่ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60 และ Misharin ซึ่งในสภาวะความเร็วรอบระดับกลางนี้ ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองและค่ากำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองทั้งสองแบบจะมีค่าความแตกต่างใกล้เคียงกัน และสุดท้ายที่สภาวะความเร็วรอบหมุนสูง 2,500 รอบต่อนาที ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้จากการทดลองจะมีค่าเข้าใกล้กำลังสูญเสียที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ใช้สูตรอย่างง่ายของ Misharin มากที่สุด





ภาพที่ 6.13 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคูเฟืองแบบที่ 3



ภาพที่ 6.14 การเปรียบเทียบผลจากการวัดกำลังสูญเสียจากการไหลและผลจากการประเมินจากแบบจำลองที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของคูเฟืองแบบที่ 4

## 6.7 ความแตกต่างของสภาวะในการประเมินกับการทดลอง

ความแตกต่างของสภาวะในการประเมินกับการทดลองหรือความแตกต่างของสมมติฐานที่ใช้ในการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองกับสภาวะการทดลองจริง ส่งผลต่อความแม่นยำของแบบจำลองโดยจะเห็นได้ว่าการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสูตรอย่างง่ายนั้นมีเพียงบางสมการเท่านั้นที่สามารถประเมินกำลังสูญเสียได้ใกล้เคียงกับผลการทดลองวัด สูตรอย่างง่ายที่ผู้วิจัยอื่นได้เสนอไว้ นั้น เกิดจากการทดลองวัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานด้วยชุดทดสอบ twin-disk ที่สภาวะในการทดลองช่วงหนึ่ง ซึ่งจะไม่ครอบคลุมทุกสภาวะการทำงาน ดังนั้นสูตรอย่างง่ายที่ผู้วิจัยอื่นได้เสนอจะสามารถประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้แม่นยำในช่วงสภาวะเดียวกับการทดลองเท่านั้น

ความแตกต่างของสภาวะในการประเมินกับการทดลอง สามารถสรุปได้ดังนี้

1. แบบจำลองตั้งสมมติฐานให้การกระจายแรงที่หน้าพื้นมีค่าเท่ากันตลอดช่วงความกว้างหน้าพื้น ทำให้สามารถหาค่ากำลังสูญเสียจากการวิเคราะห์ใน 2 มิติ โดยไม่คำนึงถึงผลของความกว้างหน้าพื้นได้ แต่ในการทดลองวัดจริงอาจมีการกระจายแรงตามความกว้างหน้าพื้นไม่เท่ากันเนื่องจากการประกอบที่ไม่สมบูรณ์ของเฟือง
2. ในจังหวะที่เฟืองตรงมีการขบส่งกำลังของฟันเฟืองพร้อมกัน 2 คู่ฟัน แบบจำลองใช้สมมติฐานโดยการประมาณให้ฟันเฟือง 2 คู่ฟัน ส่งกำลังเท่ากัน ซึ่งในสภาวะการทดลองจริงฟันเฟืองทั้งสองคู่อาจจะมีการส่งกำลังที่ไม่เท่ากัน
3. ค่าความเรียบผิวที่ใช้ในการคำนวณจากแบบจำลองเป็นค่าที่ได้จากการทดลองในงานวิจัยอื่น ซึ่งมีค่าความเรียบผิวไม่ตรงกับค่าความเรียบผิวของฟันเฟืองที่ใช้ทดลองจริง
4. แบบจำลองพิจารณาเฉพาะในกรณีที่ผิวสัมผัสหน้าพื้น สัมผัสกันเต็มพื้นที่เท่านั้นซึ่งในสภาวะการทำงานจริงการทำงานที่ภาระน้อยๆ เฟืองอาจจะไม่ได้สัมผัสกันเต็มพื้นที่ได้

## 6.8 สรุป

การเปรียบเทียบแนวโน้มของอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลจากการทดลองและการประเมินจากแบบจำลองพบว่า แนวโน้มมีความสอดคล้องกัน ซึ่งทำให้สรุปได้อย่างแน่ชัดว่าตัวแปรต่างๆ ที่ได้ศึกษานั้นมีอิทธิพลอย่างไรต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง ผลจากการวิเคราะห์อิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรงจากการทดลองวัดกำลังสูญเสียและการประเมินจากแบบจำลอง สามารถสรุปผลการวิเคราะห์และการเปรียบเทียบผลการประเมินจากแบบจำลองกับผลการทดลอง ได้ดังตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 สรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง

Parameters	การเปลี่ยนแปลง	Power loss		ความสอดคล้อง
		Estimation	Experiment	
โมดูล	↑	↑	↑	สอดคล้อง
มุมกดหน้าฟัน	↑	↓	↓	สอดคล้อง
อัตราทด	↑	↑	↑	สอดคล้อง
ความเร็วรอบหมุน	↑	↑	↑	สอดคล้อง
ภาระแรงบิด	↑	↑	↑	สอดคล้อง

จากตารางสามารถอธิบายได้ดังนี้

- เฟืองตรงที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมาก
- เฟืองตรงที่มีมุมกดหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย
- เฟืองตรงที่มีอัตราทดมากจะมีกำลังสูญเสียมาก
- ความเร็วรอบและภาระแรงบิดมากจะส่งผลให้กำลังสูญเสียมากขึ้น

ส่วนของการนำผลการวัดกำลังสูญเสียจากการทดลองเปรียบเทียบกับผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองนั้นพบว่า แบบจำลองซึ่งใช้สูตรอย่างง่ายของ ISO TC60, Misahrin และ O'donoghue and Cameron ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน สามารถประเมินค่ากำลังสูญเสียจากการไถลได้ใกล้เคียงและสอดคล้องกับค่ากำลังสูญเสียจากการทดลองมากที่สุด โดยมีค่าความแตกต่างอยู่ในช่วง 0.2 กิโลวัตต์

## บทที่ 7

### สรุปสาระสำคัญและข้อเสนอแนะ

ในบทนี้เป็นการสรุปสาระสำคัญทั้งหมดในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ซึ่งเป็นรวบรวมเนื้อหาสำคัญในแต่ละบท รวมถึงข้อเสนอแนะเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาในด้านของกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองต่อไป

#### 7.1 สาระสำคัญของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มุ่งเน้นในการศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียของคู่เฟืองตรง รวมถึงปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย ได้แก่ โมดูล มุมกดหน้าฟัน อัตราทด ความเร็วรอบ และภาระแรงบิด การศึกษาทำการปรับปรุงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในคู่เฟืองตรงของ ชนิดต์ [4] ให้มีความเหมาะสมและสอดคล้องกับสภาวะจริงและการสร้างชุดทดลองเพื่อวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในเฟือง 1 คู่ ที่เกิดขึ้นในสภาวะการทำงานต่างๆ

วิทยานิพนธ์เริ่มจากการกล่าวถึงแรงจูงใจที่ทำให้เกิดการศึกษากำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง และการทบทวนวรรณกรรมในอดีตซึ่งเกี่ยวข้องกับกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองซึ่งถูกกล่าวไว้ในบทที่ 1 การทบทวนวรรณกรรมในอดีตสามารถแบ่งได้ออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การศึกษาโดยการทดลองวัดกำลังสูญเสีย และการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลัง ในส่วนของการทดลองวัดกำลังสูญเสียนั้นผู้วิจัยส่วนใหญ่ที่ศึกษาในเรื่องกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง มักใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system ในการศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย เนื่องจากเป็นชุดทดลองที่สามารถจัดสร้างขึ้นได้ง่าย อาศัยอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองน้อย และสามารถประยุกต์ใช้ได้ในงานทดลองหลายด้านซึ่งเกี่ยวกับการส่งกำลังด้วยเฟือง ในส่วนของแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นตัวแปรที่สำคัญในการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย เนื่องจากกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากการเกิดแรงเสียดทานระหว่างผิวของฟันเฟืองในขณะขับ ดังนั้นการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่แม่นยำและสอดคล้องกับสภาวะการทำงานจริงจะเป็นรากฐานที่ทำให้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่สร้างขึ้นมีความแม่นยำในการทำนายกำลังสูญเสีย

ตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบันการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพื่อทำนายกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟือง สามารถทำได้ 3 แนวทาง โดยเริ่มจากการประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ซึ่งวิธีการนี้เป็นวิธีการพื้นฐานในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเพื่อใช้

ในประเมินกำลังสูญเสียในแบบจำลองซึ่งไม่สอดคล้องกับความเป็นจริง จากงานวิจัยต่อมาซึ่งได้ศึกษาเกี่ยวกับสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานพบว่า สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานนั้นขึ้นอยู่กับหลายปัจจัย จึงมีผู้วิจัยจำนวนหนึ่งได้สร้างสูตรอย่างง่ายในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน โดยสูตรอย่างง่ายเหล่านี้เกิดจากการทำ curve fitting ผลการทดลองวิเคราะห์การสัมผัสระหว่างผิว โดยใช้ชุดทดสอบ twin-disk ซึ่งเป็นชุดทดสอบซึ่งใช้เกี่ยวกับการวัดแรงเสียดทานระหว่างผิวโดยเฉพาะ อย่างไรก็ตามการใช้สูตรอย่างง่ายในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานนั้นยังมีข้อจำกัดในการใช้โดยสามารถใช้ประเมินได้อย่างแม่นยำในช่วงสภาวะการทำงานหนึ่งๆ เท่านั้น ในเวลาต่อมาจึงมีการศึกษาเพื่อประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแนวทางอื่นโดยใช้หลักการของ EHL ซึ่งมีรากฐานมาจากการวิเคราะห์ในด้านกลศาสตร์ของไหลและเทอร์โมไดนามิก การใช้หลักการ EHL ในการสร้างสมการเพื่อประเมินค่าสัมประสิทธิ์สามารถประเมินสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้อย่างแม่นยำและครอบคลุมทุกสภาวะการทำงาน แต่สมการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งใช้หลักการของ EHL ยังมีข้อเสียในเรื่องความซับซ้อนของหลักการและยังใช้เวลาในการคำนวณที่มาก ถึงแม้ว่าการใช้วิธีการ EHL จะได้ผลที่แม่นยำกว่าการใช้สูตรอย่างง่าย หรือการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ แต่การใช้สูตรอย่างง่ายรวมถึงการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสม ก็สามารถคำนวณได้ผลลัพธ์ที่ดีได้เช่นเดียวกัน และมีความยุ่งยากน้อยกว่าและใช้เวลาในการคำนวณที่น้อยกว่าการใช้วิธีการ EHL [15]

จากสาเหตุที่การใช้สูตรอย่างง่ายรวมถึงการเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ที่เหมาะสม สามารถประเมินผลกำลังสูญเสียได้ผลลัพธ์ที่ดีได้เช่นเดียวกัน ในงานวิจัยนี้ผู้วิจัยจึงเริ่มศึกษาจากการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ต่อมาจึงประยุกต์ใช้สูตรอย่างง่ายในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการประเมินค่ากำลังสูญเสียจากแบบจำลอง เนื่องจากสามารถคำนวณได้ง่าย เหมาะกับการประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองจริง และสามารถประเมินผลได้แม่นยำหากเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เหมาะสม

ในบทที่ 2 ได้กล่าวถึงกำลังสูญเสียในห้องเกียร์ส่งกำลังซึ่งประกอบไปด้วยกำลังสูญเสียจากชิ้นส่วนภายในห้องเกียร์ 2 ประเภท ได้แก่ กำลังสูญเสียจากเฟืองส่งกำลัง และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ซึ่งกำลังสูญเสียจากชิ้นส่วนทั้งสองนี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด ได้แก่ กำลังสูญเสียชนิดขึ้นกับขนาดของภาระและไม่ขึ้นกับขนาดของภาระ ซึ่งความเข้าใจในกลไกการเกิดกำลังสูญเสียและชนิดของกำลังสูญเสียจะเป็นพื้นฐานในการคำนวณกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟืองในงานวิจัยนี้

ในบทที่ 3 ได้เสนอแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงซึ่งผู้วิจัยใช้ในการประเมินกำลังสูญเสียในวิทยานิพนธ์นี้ แบบจำลองที่ใช้ปรับปรุงจากงานวิจัยของ Y. Michlin and V. Myunster [3] และ ชนัตต์ [4] โดยเพิ่มเติมในส่วนของ การประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งแปรผันตามตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบ และภาระการทำงาน สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียในงานวิจัยนี้อ้างอิงจากสูตรอย่างง่าย 5 สมการ ซึ่งเกิดจากการทำ curve fitting ของผลการทดลองซึ่งศึกษาการสัมผัสระหว่างผิวโดยใช้ชุดทดสอบประเภท twin-disk และค่าคงที่ที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ สุดท้ายความแม่นยำของแบบจำลองที่ผู้วิจัยได้พัฒนาขึ้นจะถูกตรวจสอบโดยการนำผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system ที่ผู้วิจัยสร้างขึ้น ซึ่งรายละเอียดของชุดทดสอบและการคำนวณกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ จากการทดลองได้เสนอไว้ในบทที่ 4

ชุดทดสอบที่สร้างขึ้นเพื่อศึกษากำลังสูญเสียสำหรับงานวิจัยนี้ เป็นชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system ชุดทดสอบที่ผู้วิจัยสร้างขึ้นนี้สามารถใช้ทดลองได้ทั้งเฟืองตรงและเฟืองเฉียง และสามารถทดลองได้ในภาวะที่มีภาระและไม่มีภาระแรงบิด การให้ภาระแรงบิดกับระบบชุดทดสอบสามารถให้ได้จากการหมุนบิดเพลากลางภายในชุดทดสอบจากการหมุนบิดคัปปลิงซึ่งมีรูสลักเกลียวที่เยื้องศูนย์กลางกันให้กลับมาตรงกัน โดยในชุดทดสอบนี้ถูกออกแบบให้สามารถให้ภาระแรงบิดได้สูงที่สุดถึง 265 นิวตันเมตร และสามารถหมุนด้วยความเร็วรอบสูงสุดได้ 2,500 รอบต่อนาที สุดท้ายในส่วนของชุดทดสอบนั้นมีการจัดทำระบบของน้ำมันหล่อลื่นเพื่อใช้หล่อลื่นอุปกรณ์ในห้องเกียร์ โดยการหล่อลื่นที่ใช้เป็นการหล่อลื่นแบบฉีดซึ่งสามารถควบคุมอุณหภูมิและอัตราการไหลได้

ปัจจัยต่างๆ ที่ต้องการศึกษาในงานวิจัยนี้ คือ 1.อิทธิพลของรูปร่างพื้นฐานของเฟืองซึ่งประกอบไปด้วย โมดูล มุมกดหน้าฟัน และอัตราทด และ 2.อิทธิพลของสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิด การทดลองแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดลองที่ไม่มีภาระและมีการให้ภาระแรงบิดในระบบ ผลการทดลองในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิดในระบบกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานของชุดเฟืองรูปร่างแบบที่ 1 - 3 มีค่าใกล้เคียงกัน ส่วนรูปร่างแบบที่ 4 พบว่า มีค่ากำลังสูญเสียน้อยสุดเนื่องจากผลของขนาดของเฟืองและความเร็วรอบหมุนซึ่งแตกต่างจากชุดเฟืองรูปร่างแบบที่ 1 - 3 ต่อมาในส่วนของการกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองซึ่งเป็นกำลังสูญเสียชนิดที่ขึ้นกับภาระซึ่งสามารถวัดได้จากการทดลองในภาวะที่มีภาระแรงบิดพบว่า เฟืองที่มีขนาดโมดูลใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีโมดูลขนาดเล็ก เฟืองที่มีขนาดมุมกดหน้าฟันเล็กจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีขนาด

มูกกดหน้าฟันใหญ่ และเฟืองที่มีอัตราทดมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีอัตราทدن้อย ในส่วนอิทธิพลของตัวแปรทางด้านสภาวะการทำงานที่มีผลต่อกำลังสูญเสีย ได้แก่ ความเร็วรอบหมุน และภาระแรงบิดพบว่า กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบและภาระแรงบิดภายในระบบเพิ่มขึ้น

การเปรียบเทียบผลการคำนวณจากแบบจำลองกับผลการทดลองพบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการทดลองวัดจริงและกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มสอดคล้องกัน โดยอิทธิพลของโมดูล เฟืองรูปร่างแบบที่ 1 ซึ่งมีขนาดใหญ่กว่าเฟืองรูปร่างแบบที่ 2 จะมีกำลังสูญเสียมากกว่า อิทธิพลของมูกกดหน้าฟัน เฟืองรูปร่างแบบที่ 1 ซึ่งมีมูกกดหน้าฟันใหญ่กว่าเฟืองรูปร่างแบบที่ 3 จะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่า และอิทธิพลของอัตราทด พบว่าเฟืองรูปร่างแบบที่ 4 ซึ่งมีอัตราทดมากกว่าเฟืองรูปร่างแบบที่ 1 จะมีกำลังสูญเสียมากกว่า และในส่วนของการเปรียบเทียบแนวโน้มอิทธิพลของสภาวะการทำงานที่มีต่อกำลังสูญเสียพบว่า ผลการประเมินกับผลการทดลองมีความสอดคล้องกัน โดยเมื่อภาระแรงบิดและความเร็วรอบหมุนเพิ่มขึ้น กำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ในส่วนของการเปรียบเทียบระหว่างผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลและผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองพบว่า แบบจำลองกำลังสูญเสียซึ่งใช้สูตรอย่างง่ายของ ISOTC 60 Misahrin และ O'donoghue and Cameron ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน มีความแม่นยำในการประเมินกำลังสูญเสียจากการทดลองมากที่สุด โดยมีค่าความแตกต่างมากที่สุด 0.2 กิโลวัตต์

## 7.2 ข้อเสนอแนะ

ผู้วิจัยมีข้อเสนอแนะเพื่อให้งานวิจัยที่จะทำต่อเนื่องมีผลพลวัติยิ่งขึ้น ดังนี้

### 7.2.1 แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย

- ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้สูตรอย่างง่ายนั้น ยังใช้การประมาณค่าความเรียบผิวฟัน โดยอ้างอิงความเรียบผิวฟันจากวิธีการทำเฟืองแบบ hobbing ซึ่งมีค่าความเรียบผิวโดยประมาณเท่ากับ 0.8 ไมโครเมตร ซึ่งเป็นค่าโดยประมาณ ดังนั้นหากต้องการค่าที่เป็นจริงและแม่นยำควรทำการทดลองวัดความเรียบผิว
- เพื่อเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลองควรมีการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการทดลองวัดความเสียดทานจากการสัมผัสระหว่างผิว โดยใช้เครื่องทดสอบการสัมผัสของผิวแบบ ball-disk หรือ twin-disk เพื่อให้ทราบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่แม่นยำและสอดคล้องกับสภาวะการทำงานจริง



- เพื่อให้ได้ความสมบูรณ์ในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในการประเมินค่ากำลังสูญเสียจากแบบจำลอง ควรทำการศึกษาในหลักการของ EHL เพื่อทำการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีความแม่นยำมากที่สุดและสามารถใช้ได้ทุกสภาวะการทำงาน และนำไปเปรียบเทียบกับผลจากการใช้สูตรอย่างง่าย
- ควรมีการศึกษาในด้านการสัมผัสและการรับภาระแรงที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟันเฟือง

### 7.2.2 ชุดทดลองวัดกำลังสูญเสีย

- ควรปรับปรุงในส่วนของการถอดประกอบเฟืองภายในห้องเกียร์ให้สามารถถอดประกอบด้วยคน 1 คนได้
- ติดตั้งเซนเซอร์วัดความเร็วรอบที่ปลายเพลลาขับเคลื่อนนอกห้องเกียร์ เนื่องจากการทดลองในงานวิจัยนี้ยังใช้การวัดความเร็วรอบด้วยเครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัสซึ่งไม่สะดวกในการใช้งานมากนัก
- เพิ่มตัวแปรในการศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรงให้มากขึ้น โดยมีตัวแปรที่น่าสนใจในการศึกษา ได้แก่ ความกว้างหน้าฟัน น้ำมันหล่อลื่น ความเรียบของผิวฟัน การทำ tip relief ที่ฟันเฟือง
- ควรเพิ่มจำนวนชุดเฟืองซึ่งใช้ในการเปรียบเทียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อกำลังสูญเสียให้มากขึ้น โดยในงานวิจัยนี้มีจำนวนชุดเฟืองที่ใช้ในการเปรียบเทียบเพื่อศึกษาอิทธิพลของแต่ละตัวแปรเพียง 2 ชุด เท่านั้น ยกตัวอย่างเช่น การศึกษาอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสีย ซึ่งมีการเปรียบเทียบระหว่างชุดเฟืองโมดูล 2 และ 3 มิลลิเมตร การเพิ่มจำนวนชุดเฟืองในการศึกษาจะช่วยให้เห็นแนวโน้มของตัวแปรต่างๆ ได้ชัดเจนมากยิ่งขึ้น

## 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] 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.
- [4] ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์ และคณะ. แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, 2008.
- [5] Benedict, G.H., and Kelly, B.W. Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction, ASLE Transactions, Vol.4, pp.59-70, 1961.
- [6] 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.
- [7] ISO TC 60, DTR 13989
- [8] 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.
- [9] O'Donoghue, J.P., and Cameron, A. Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts, ASLE Transactions, Vol.9, pp. 186-194, 1966.
- [10] 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.

- [11] 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 34 (1991): 106-113.
- [12] Xu, H. Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear pairs. Doctoral dissertation, Ohio State University, 2005.
- [13] 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.
- [14] 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.
- [15] Diab, Y., and Velez, P. Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears, The STLE Annual Meeting in Toronto, Ontario, Canada, 2004.
- [16] Dudley, D.W. Gear Handbook the design, manufacture and application of gears. First Edition. McGraw-Hill, 1962.
- [17] Townsend, D. Dudley's Gear Handbook the design, manufacture and application of gears. 2nd ed., New York: McGraw-Hill, 1992.
- [18] Harris, T.A., and Kotzalas, M.N. Rolling Bearing Analysis – Essential Concepts of Bearing Technology. Boca Raton, CRC Press, 2007.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก.  
คำจำกัดความของเฟือง

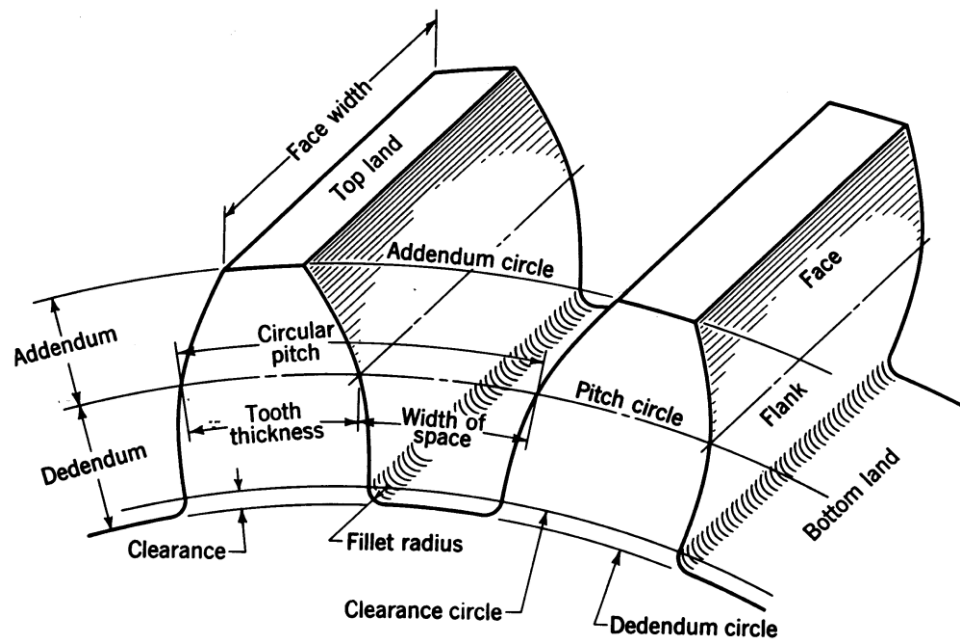
### ก. คำจำกัดความของเฟือง

เฟืองเป็นส่วนเครื่องจักรกลที่มีหน้าที่หลักในการส่งกำลังจากเพลานึงไปอีกเพลานึง โดยเฟืองมีอยู่หลายชนิดด้วยกัน เช่น เฟืองตรง (Spur gears) เฟืองเฉียง (Helical gears) และเฟืองดอกจอก (Bevel gears) เป็นต้น แต่ในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึงเฟืองตรงเป็นหลัก

เฟืองตรง เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลานึงไปยังอีกเพลานึงที่ขนานกัน ส่วนมากเฟืองขับ (Driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (Driven gears) และมีชื่อเรียกว่า พินเนียน (Pinion) ส่วนเฟืองใหญ่ เรียกว่า เกียร์ (Gear) แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้

#### ก1. การเรียกชื่อส่วนต่างๆ ของเฟือง

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆ ของเฟือง พิจารณาภาพ ก.1 ดังต่อไปนี้



ภาพที่ ก.1 การเรียกชื่อส่วนต่างๆ ของเฟือง

- 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 ฉะนั้นในการขบเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขบจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไป แบ็คแลชนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองขยายตัวได้เมื่อมีอุณหภูมิสูง ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟันเฟือง
- ความหนาของฟัน (Face width) คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟืองซึ่งในที่นี้เรียกว่าความหนาเฟือง
- แฟล็งก์ (Flank) คือ ผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม

- อัตราทด (Velocity ratio)  $m_w$  คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองตามต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับ ถ้าให้ “1” และ “2” แทนเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_w = \omega_2/\omega_1 = N_2/N_1 = D_{p1}/D_{p2} = Z_1/Z_2$$

โดย  $m_w$  คือ อัตราทดของคู่เฟือง

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุมของเฟือง (rad/s)

$N$  คือ ความเร็วรอบหมุนของเฟือง (rpm)

$D_p$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ของเฟือง (mm หรือ in)

$Z$  คือ จำนวนฟันของเฟือง

- อัตราส่วนเฟือง (Gear ratio)  $m_g$  คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเกียร์ต่อจำนวนฟันของพีเนียน เมื่อพีเนียนเป็นตัวขับ

$$m_g = 1/m_w = Z_2/Z_1$$



ภาคผนวก ข.

การสร้างและปรับปรุงอุปกรณ์วัดภาระแรงบิด

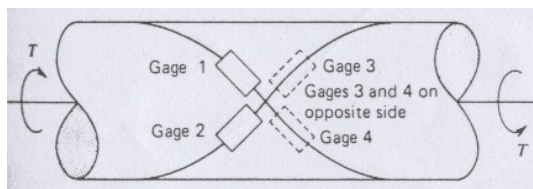
## ข. การสร้างและการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดภาระแรงบิด

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

การวัดแรงบิดเข้าชุดทดลองเพื่อนำไปคำนวณกำลังสูญเสียในระบบชุดทดลอง ทำโดยติดตั้งอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer) ที่ภายนอก โดยจะติดตั้งอยู่ระหว่างเพลลาส่งกำลังที่มาจากพูล์ตัวตามและเพลลาขับก่อนเข้าชุดทดลอง ในภาวะที่มีภาระแรงบิดกับอุปกรณ์วัดแรงบิด อุปกรณ์วัดแรงบิดจะส่งสัญญาณออกมาในรูปของแรงเคลื่อนไฟฟ้า ดังนั้นจึงต้องมีการเปรียบเทียบค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้กับค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นบนอุปกรณ์ เพื่อให้สามารถวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นจริงได้และทำให้ค่าที่วัดได้จากอุปกรณ์มีความน่าเชื่อถือมากยิ่งขึ้น

### ข1. ขั้นตอนการสร้างอุปกรณ์วัดภาระแรงบิดในระบบ

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

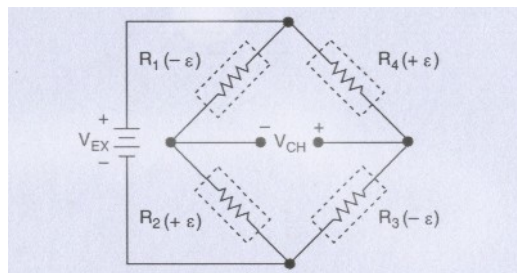


ภาพที่ ข.1 ตำแหน่งการติด strain gage



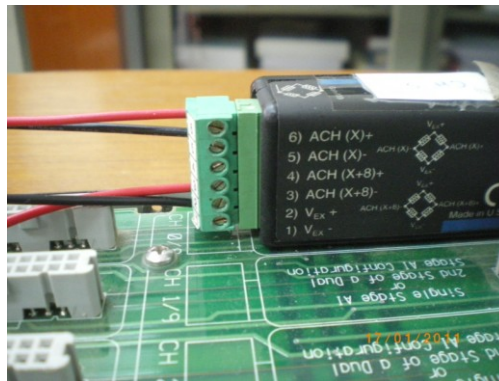
ภาพที่ ข.2 ตำแหน่งการติด strain gage ที่เพลลาจริง

- นำสายไฟที่ต่อจากขาของ strain gage แต่ละตัวมาเชื่อมต่อกันเป็นวงจรแบบ full bridge



ภาพที่ ข.3 การต่อวงจร full bridge ของ strain gage

- ต่อสายสัญญาณที่ตำแหน่งแรงเคลื่อนไฟฟ้าขาออกและแรงเคลื่อนไฟฟ้าขาเข้าที่ตำแหน่งตามภาพเพื่อนำสายสัญญาณที่ออกจากวงจรทั้ง 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 เข้ากับตุ๊กตา (bearing housing) และยึดฐานตุ๊กตาเข้ากับโต๊ะ 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. เปรียบเทียบบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยเริ่มจากขณะที่ไม่ได้เริ่มใส่แขนถ่วงน้ำหนัก หรือในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด (ภาวะแรงบิดเท่ากับศูนย์) โดยการปรับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ออกจากวงจร full bridge ให้มีค่าเท่ากับศูนย์ โดยการปรับขั้วสกรูที่อยู่ด้านบนของกล่อง module ที่อยู่ในเครื่อง strain amplifier จากนั้นเริ่มถ่วงน้ำหนักโดยน้ำหนักแรกที่ได้คือน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนัก และนำไปคำนวณเป็นค่าแรงบิดโดยนำค่าน้ำหนักคูณระยะทางระหว่างจุดถ่วงน้ำหนักกับจุดกึ่งกลางเพลลา ซึ่งค่าแรงบิดจากน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนักจะถูกนำไปบวกเพิ่มให้กับทุกๆ แรงบิดในการถ่วงที่น้ำหนักอื่นๆ ด้วย อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากโปรแกรม labview ในคอมพิวเตอร์
4. ถ่วงน้ำหนักเริ่มที่ 5 kg และเพิ่มขึ้นทีละ 5 kg อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า จนถึงขนาดน้ำหนัก 40 kg
5. อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าย้อนกลับ โดยการนำน้ำหนักถ่วง ออกทีละ 5 kg จนไม่มีน้ำหนักและแขนถ่วงน้ำหนักถ่วง (ค่าแรงบิดเป็นศูนย์)
6. คำนวณแรงบิดที่เกิดจากการถ่วงน้ำหนักขนาดต่างๆ
7. นำค่าแรงบิดที่คำนวณได้กับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้จากบันทึกค่าขณะถ่วงน้ำหนักมาเขียนกราฟการเปรียบเทียบ และหาสมการถดถอยแบบเชิงเส้นเพื่อแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้ากับแรงบิด โดยสมการนี้สามารถนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าแรงบิดในการทดลองจริง



ภาพที่ ข.7 การถ่วงน้ำหนักที่แขนถ่วงน้ำหนักเพื่อให้แรงบิดที่เพลา

ผลการเปรียบเทียบสำหรับวัดแรงบิดที่เกิดขึ้นในระบบ แสดงดังตารางที่ ข.1 และภาพที่ ข.8 ส่วนสมการการถดถอยที่ได้จากการเปรียบเทียบ คือ

$$T_s = \frac{V_s + 0.0044962}{-0.0146696}$$

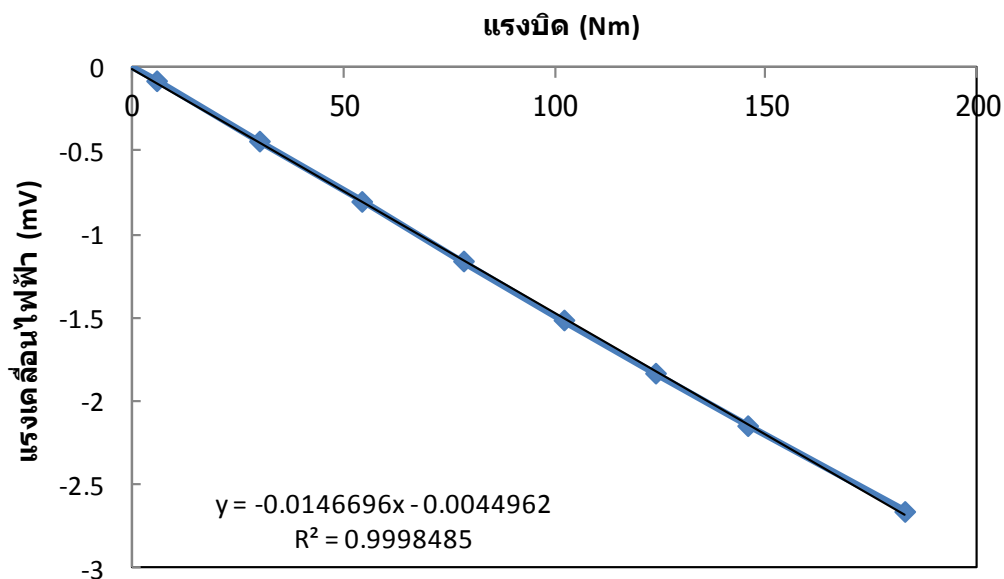
โดย  $T_s$  = แรงบิดจากการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ (Nm)

$V_s$  = แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ (mV)

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

ตารางที่ ข.1 การเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดภาระแรงบิดภายในระบบ

ขนาดของน้ำหนักถ่วง (kg)	แรงบิด (Nm)	ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า (mV)
ไม่มีน้ำหนักถ่วง	0.00	0.0001
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค	5.48	-0.0762
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+5kg	29.82	-0.4381
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+10kg	54.05	-0.8001
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+15kg	78.15	-1.1575
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+20kg	101.94	-1.5114
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+25kg	123.62	-1.8303
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+29.07kg	145.44	-2.1454
น้ำหนักแขนให้ทอร์ค+37.07kg	182.63	-2.6601



ภาพที่ ๑.๘ ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์วัดแรงบิด  
ภายในระบบ

### ๑.๓. วิธีการปรับเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)

- นำอุปกรณ์มาจัดวางบนโครงที่ใช้ในการสอบเทียบดังภาพ โดยจากการจัดวางในภาพจะมีการยึดแขนถ่วงน้ำหนักด้านหนึ่งไว้แน่นกับโครงด้วยสลักเกลียว ส่วนแขนถ่วงน้ำหนักอีกด้านหนึ่งจะต่อกับตัวแขนถ่วงน้ำหนัก โดยที่ด้านบนของอุปกรณ์จะมีสายสัญญาณต่อเพื่อวัดสัญญาณไปเข้าอุปกรณ์ขยายสัญญาณ strain amplifier เพื่อขยายสัญญาณเข้าคอมพิวเตอร์ และใช้โปรแกรม labview ในการเก็บค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ออกมาจากอุปกรณ์วัดแรงบิด



ภาพที่ ๑.๙ การติดตั้ง torque transducer บนโครงสอบเทียบ



2. ตั้งค่าศูนย์ (set zero) ในขณะที่ไม่มีการให้แรงบิดกับอุปกรณ์ที่กล่อง module ของ อุปกรณ์ขยายสัญญาณ strain amplifier
3. จากนั้นเริ่มถ่วงน้ำหนักโดยน้ำหนักแรกที่ใช้คือน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนัก และนำไปคำนวณเป็นค่าแรงบิดโดยนำค่าน้ำหนักคูณระยะทางระหว่างจุดถ่วงน้ำหนักกับจุดกึ่งกลางเพลลา ซึ่งค่าแรงบิดจากน้ำหนักของแขนถ่วงน้ำหนักจะถูกนำไปบวกเพิ่มให้กับทุกๆ แรงบิดในการถ่วงที่น้ำหนักอื่นๆ ด้วย อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากโปรแกรม labview ในคอมพิวเตอร์
4. นำมวล 1 kg มาแขวนกับแขนข้างหนึ่งที่ตั้งอยู่กับอุปกรณ์วัดแรงบิด อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากโปรแกรม labview
5. เพิ่มมวลขึ้นทีละ 1 kg อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า จนถึง 20 kg
6. เก็บค่าย้อนกลับ อ่านและบันทึกค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยเอามวลออกทีละ 1 kg จนกระทั่งไม่มีมวลและแขนถ่วงน้ำหนักถ่วง (ค่าแรงบิดเป็นศูนย์)
7. คำนวณแรงบิดที่เกิดจากการถ่วงมวลขนาดต่างๆ
8. นำค่าแรงบิดที่คำนวณได้กับค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่ได้จากบันทึกค่าขณะถ่วงน้ำหนักมาเขียนกราฟการเปรียบเทียบ และหาสมการถดถอยแบบเชิงเส้นเพื่อแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้ากับแรงบิด โดยสมการนี้สามารถนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าแรงบิดในการทดลองจริง



ภาพที่ ข.10 การอ่านค่าสัญญาณจาก torque transducer



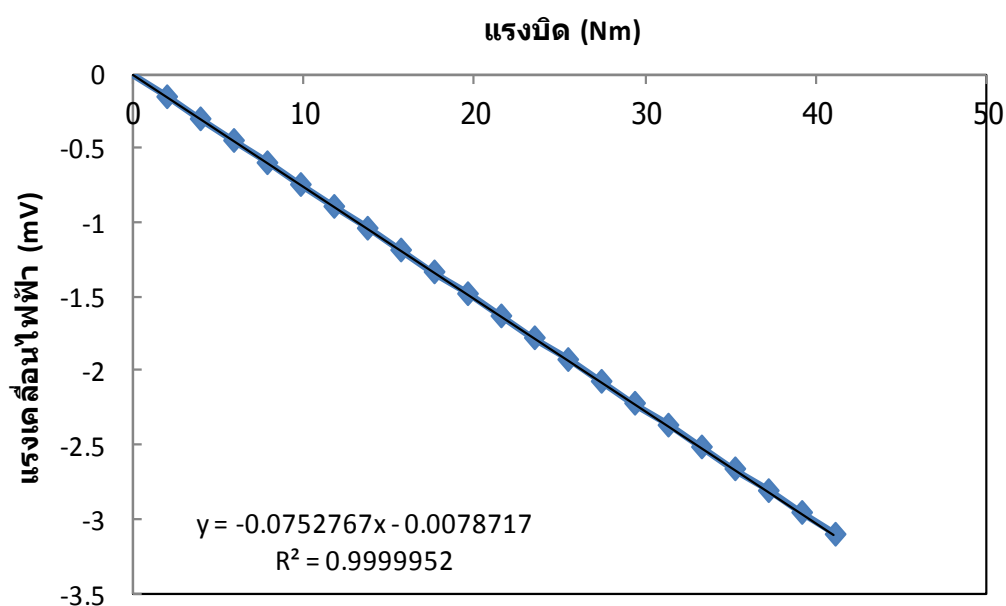
ผลการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิดสำหรับวัดแรงบิดที่ใช้ในระบบชุดทดลอง แสดงดังตารางที่ ข.2 และภาพที่ ข.11 ส่วนสมการการถดถอยที่ได้จากการเปรียบเทียบ คือ

$$T_L = \frac{V_L + 0.0078717}{-0.0752767}$$

โดย  $T_L$  = แรงบิดจากการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (Nm)

$V_L$  = แรงเคลื่อนไฟฟ้าจากการเปรียบเทียบอุปกรณ์วัดแรงบิด (mV)

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



ภาพที่ ข.11 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับแรงเคลื่อนไฟฟ้าของอุปกรณ์

Torque transducer

ตารางที่ ข.2 การเปรียบเทียบ Torque transducer

ขนาดของน้ำหนักถ่วง (kg)	แรงบิด (Nm)	ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้า (mV)
ไม่มีน้ำหนักถ่วง	0.00	0.0002
น้ำหนักเซนทอร์ค	1.89	-0.1503
น้ำหนักเซนทอร์ค+1kg	3.85	-0.2991
น้ำหนักเซนทอร์ค+2kg	5.81	-0.4450
น้ำหนักเซนทอร์ค+3kg	7.77	-0.5951
น้ำหนักเซนทอร์ค+4kg	9.73	-0.7419
น้ำหนักเซนทอร์ค+5kg	11.69	-0.8894
น้ำหนักเซนทอร์ค+6kg	13.65	-1.0363
น้ำหนักเซนทอร์ค+7kg	15.61	-1.1833
น้ำหนักเซนทอร์ค+8kg	17.57	-1.3306
น้ำหนักเซนทอร์ค+9kg	19.53	-1.4777
น้ำหนักเซนทอร์ค+10kg	21.49	-1.6275
น้ำหนักเซนทอร์ค+11kg	23.45	-1.7748
น้ำหนักเซนทอร์ค+12kg	25.41	-1.9216
น้ำหนักเซนทอร์ค+13kg	27.37	-2.0683
น้ำหนักเซนทอร์ค+14kg	29.33	-2.2160
น้ำหนักเซนทอร์ค+15kg	31.29	-2.3635
น้ำหนักเซนทอร์ค+16kg	33.25	-2.5105
น้ำหนักเซนทอร์ค+17kg	35.21	-2.6580
น้ำหนักเซนทอร์ค+18kg	37.17	-2.8051
น้ำหนักเซนทอร์ค+19kg	39.13	-2.9521
น้ำหนักเซนทอร์ค+20kg	41.09	-3.0989

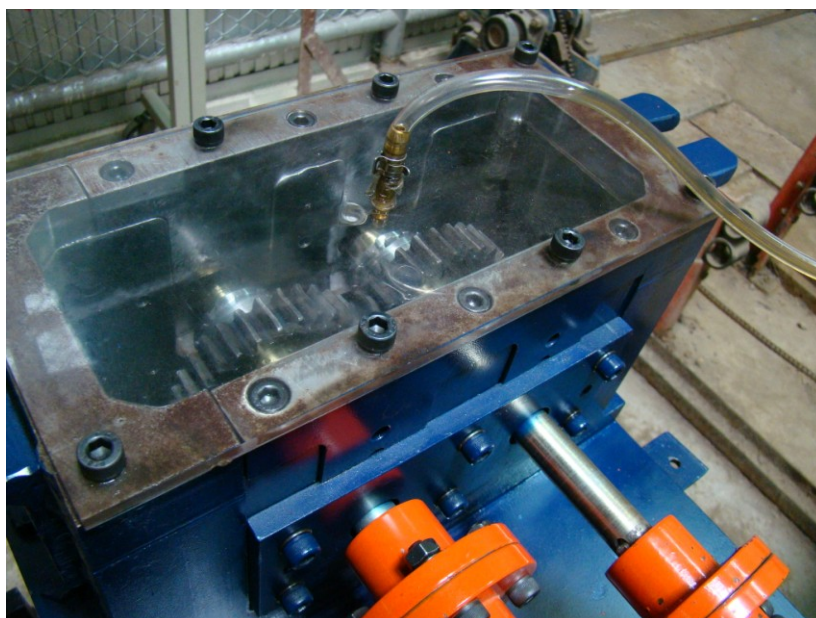
ภาคผนวก ค.  
วิธีการทดลองหาค่าลึงสูญเสี่ย

### ค. วิธีการทดลองหาค่าลึงสูญเสี

ในส่วนของการทดลองสามารถแบ่งได้เป็น 2 ส่วน คือ การทดลองหาค่าลึงสูญเสีในภาวะที่ไม่มีภาวะ และการทดลองหาค่าลึงสูญเสีในภาวะที่มีภาวะ ซึ่งมีวิธีการทดลองดังนี้

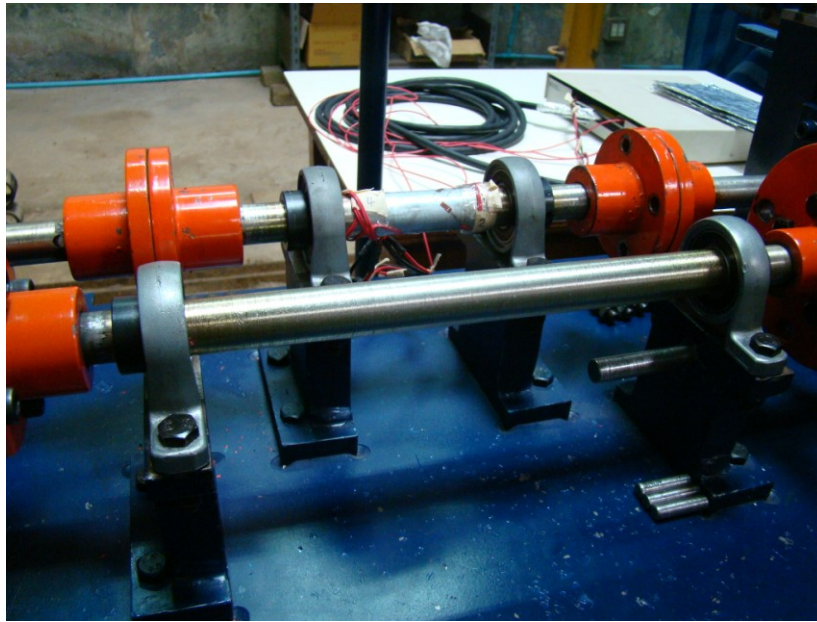
#### ค1. วิธีการทดลองหาค่าลึงสูญเสีในภาวะที่ไม่มีภาวะ

1. ประกอบเฟืองในแต่ละชุด ลงในห้องเกียร์แต่ละห้อง เช็กระดับ และศูนย์ของเพลลาของชุดทดลองด้วย dial guage ต่อสายไฟจากอุปกรณ์วัดแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์เข้ากับ DAQ ซึ่งจะเชื่อมต่อค้างไว้ตลอดการทดลอง



ภาพที่ ค.1 การประกอบเฟืองลงในห้องเกียร์

2. ปลดสลักเกลียวที่โหลดคัปปลิง สลักเกลียวที่คัปปลิงที่เชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับ อุปกรณ์วัดแรงบิดเข้าห้องเกียร์ และสลักเกลียวที่ยึดคัปปลิงของเพลลาทางด้านในทั้งสองด้าน เพื่อคลายแรงบิดที่ค้างอยู่ในระบบ ต่อสายจากวงจร full bridge สเตอรนเกจ (อุปกรณ์วัดแรงบิดภายในระบบ) ที่เพลลาทางด้านในของชุดทดลองเข้ากับ DAQ เปิดโปรแกรม labview ตั้งค่าศูนย์ (ในภาวะที่ไม่มีภาวะแรงบิด ค่าแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่อ่านได้ต้องมีค่าเป็นศูนย์) แล้วยึดสลักเกลียวของเพลลาทางด้านในกลับเหมือนเดิม



ภาพที่ ค.2 การต่อสายวงจร full bridge เข้ากับ DAQ

3. ประกอบและยึดสลักเกลียวของโหลดคัปปลิ้งในกรณีไม่มีภาวะ (คัปปลิ้งที่มีรูเจาะตรงศูนย์) ทำให้เพลลาต่อเชื่อมกันภายในระบบ วัดค่าภาระภายในระบบ ซึ่งในกรณีไม่มีการให้ภาระนั้น ค่าที่วัดได้จะมีค่าภาระแรงบิดต่ำมากซึ่งมีค่าอยู่ในช่วง ประมาณ 0-5 Nm ซึ่งเป็นช่วงที่ยอมรับได้ในการประมาณให้อยู่ในภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด
4. ถอดสายไฟจากวงจร full bridge ที่เพลลากลาง ตั้งค่าศูนย์สำหรับอุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์ แล้วยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ้งซึ่งเชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับอุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์กลับเหมือนเดิม



ภาพที่ ค.3 การยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ่งที่เชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับอุปกรณ์วัดแรงบิด

5. เปิดระบบน้ำมันหล่อลื่นโดยควบคุมอัตราการไหลไว้ที่ 2 LPM (อัตราการไหลของแต่ละห้องเกียร์เท่ากับ 1 LPM) ปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำมันสามารถทำได้โดยการปรับความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับปั้มน้ำมันซึ่งในที่นี้ตั้งไว้ที่ 40 Hz



ภาพที่ ค.4 ระบบน้ำมันหล่อลื่นควบคุมอัตราการไหลโดยการปรับความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับปั้มน้ำมัน



6. เปิดฮีตเตอร์เพื่อให้ความร้อนกับน้ำมันหล่อลื่นก่อนเข้าห้องเกียร์ให้มีอุณหภูมิอยู่ช่วง 60-70 °C ซึ่งเป็นช่วงที่ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นแปรผันน้อย และควบคุมให้อยู่ในช่วงอุณหภูมิ 60-70 °C ตลอดจนการทดลองโดยการตั้งค่าที่ตัวควบคุมที่อยู่ในชุดอุปกรณ์ แสดงผลแบบดิจิตอล



ภาพที่ ค.5 หน้าจอแสดงผล

7. เดินเครื่องเป็นเวลาประมาณ 5 นาที (สำหรับเฟืองชุดใหม่ที่ยังไม่ผ่านการขนส่งกำลังใช้เวลา 10 นาที) ที่ความเร็วรอบ 2,500 รอบต่อนาที
8. เมื่อครบเวลาตามกำหนด ทำการเดินเครื่องที่ความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที เป็นเวลา 2 นาที แล้วทำการเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ที่อุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์ โดยใช้โปรแกรม labview และค่าอุณหภูมิของน้ำมันก่อนเข้าห้องเกียร์ที่หน้าจอแสดงผลแบบดิจิตอล หลังจากนั้นเพิ่มความเร็วรอบเป็น 1,000 1,500 2,000 และ 2,500 รอบต่อนาที ตามลำดับ โดยการเพิ่มความเร็วรอบสามารถปรับค่าได้ความถี่จากตัวอินเวอร์เตอร์ของมอเตอร์ตัวขับเคลื่อนชุดทดลอง และวัดความเร็วรอบเพลลาโดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Tachometer)



ภาพที่ ค.6 การเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์โดยใช้โปรแกรม labview ในการเก็บค่า

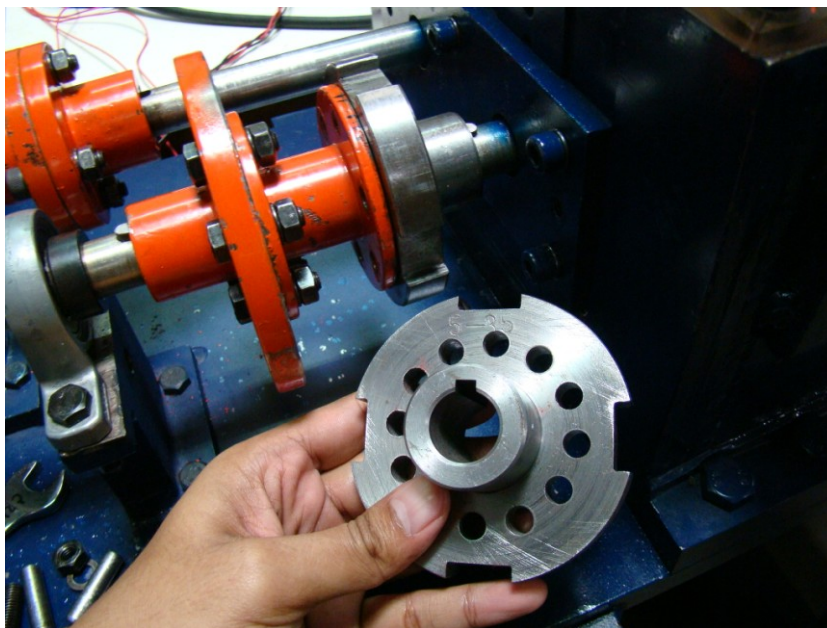


ภาพที่ ค.7 การวัดความเร็วรอบการหมุนของเพลาโดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส

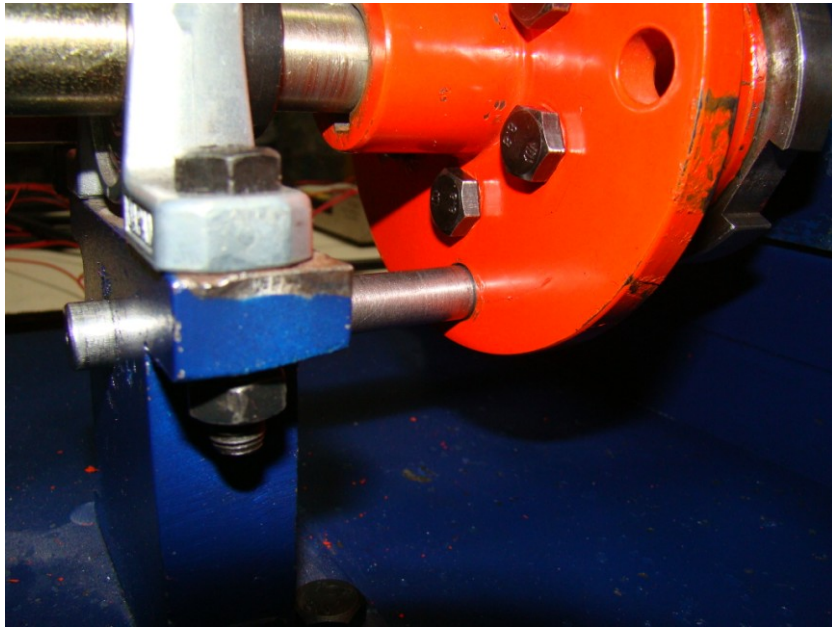


## ค2. การทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในภาวะที่มีภาระ

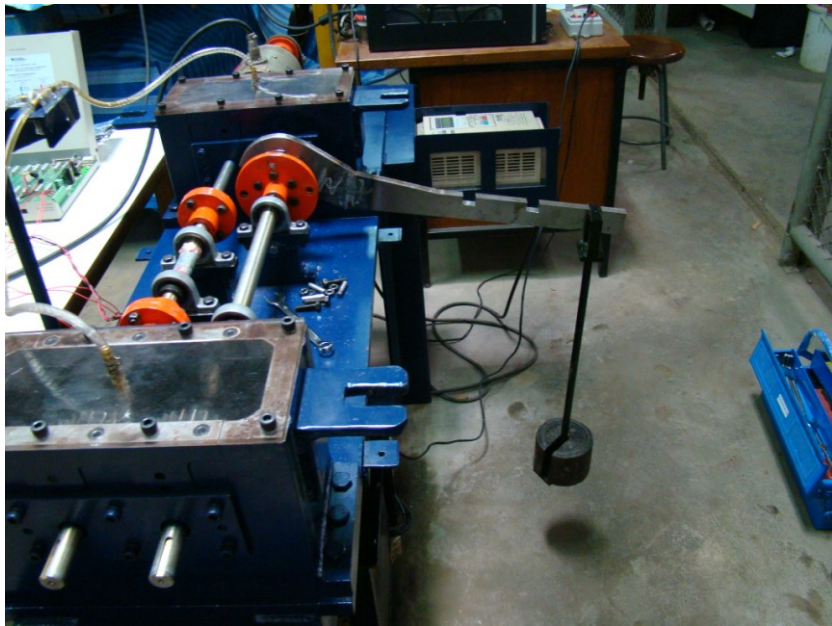
1. ปลดสลักเกลียวที่โหลดคัปปลิ้งและสลักเกลียวที่คัปปลิ้งที่เชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับ อุปกรณ์วัดแรงบิดขาเข้าห้องเกียร์ เพื่อคลายแรงบิดที่ค้างอยู่ในระบบ ต่อสายจากวงจร full bridge สเตรนเกจที่เพลลาทางด้านในของชุดทดลองเข้ากับ DAQ เปิดโปรแกรม labview
2. ถอดเปลี่ยนโหลดคัปปลิ้งเป็นคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลาง โดยเริ่มจากคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลางน้อยที่สุดก่อน ทำการขันสลักเกลียวค้ำตำแหน่งไว้ที่ตุ้กตากับโหลดคัปปลิ้งด้านหนึ่ง เพื่อไม่ให้เกิดการหมุนตามของเพลลาขณะถ่วงน้ำหนักเพื่อให้เพลลาบิด หลังจากนั้นทำการบิดเพลลาโดยการใส่แขนถ่วงน้ำหนัก แล้วถ่วงน้ำหนักจนรูเจาะที่เยื้องมาตรงกัน แล้วทำการยึดสลักเกลียวที่ตัวโหลดคัปปลิ้ง หลังจากยึดโหลดคัปปลิ้งเสร็จแล้วจะทำให้มีภาระแรงบิดค้างอยู่ในระบบ ซึ่งการให้ภาระแรงบิดภายในระบบจะกล่าวโดยละเอียดในหัวข้อถัดไป



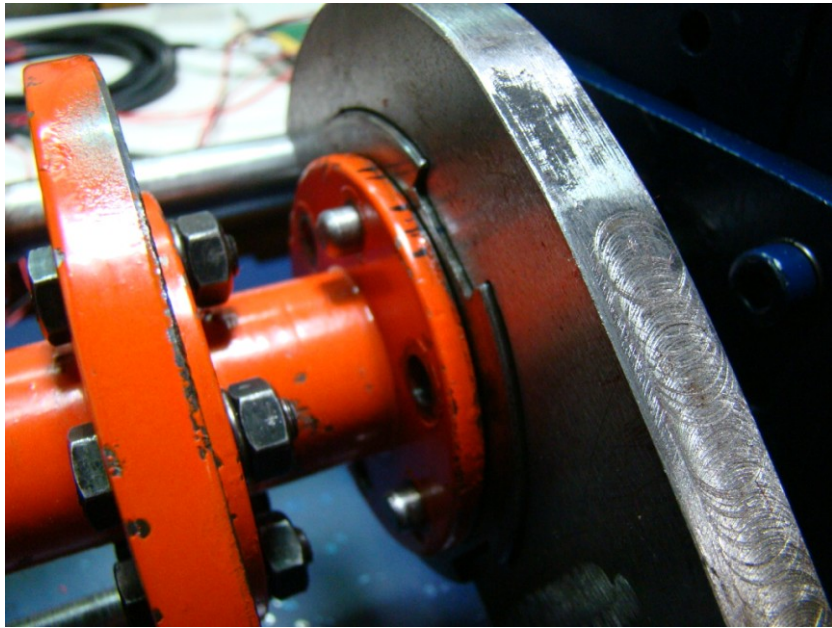
ภาพที่ ค.8 เปลี่ยนโหลดคัปปลิ้งเป็นคัปปลิ้งที่มีการเจาะรูเยื้องศูนย์กลาง



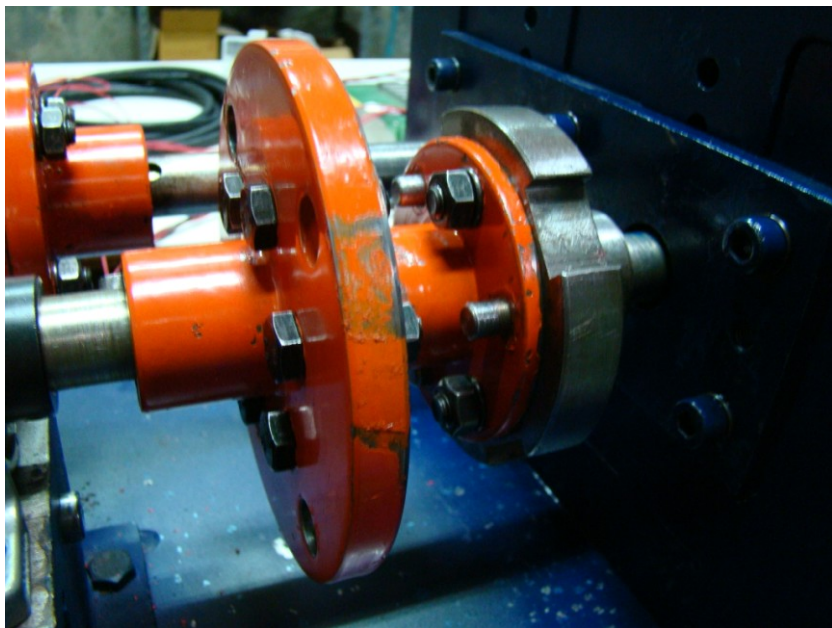
ภาพที่ ค.9 ขัดสลักล็อคตำแหน่งไว้ที่ตุ๊กตากับไหลดคป์ปลิ่ง



ภาพที่ ค.10 ขั้นตอนการถ่วงน้ำหนักที่ไหลดคป์ปลิ่งที่ด้านที่มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลาง



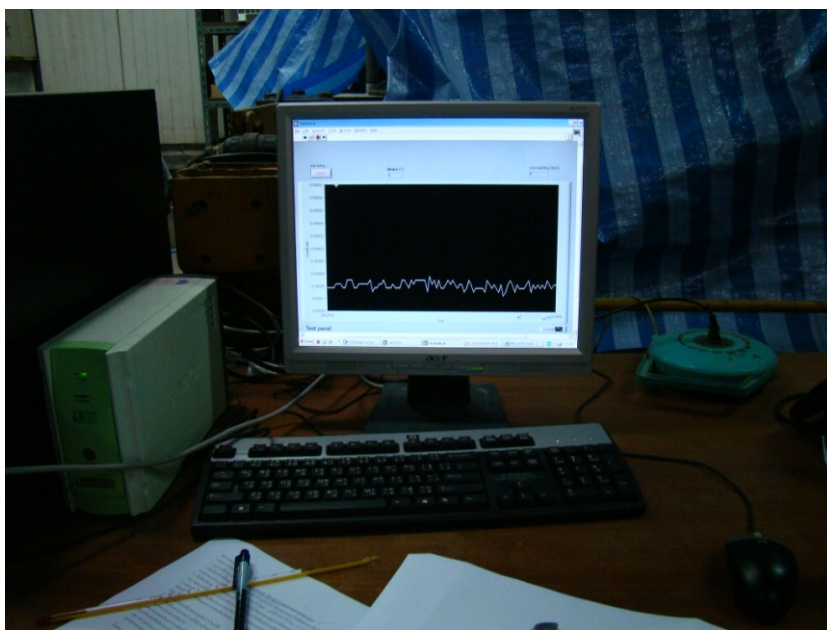
ภาพที่ ค.11 ไส้สลักเมื่อรูเจาะตรงกันขณะถ่วงน้ำหนัก



ภาพที่ ค.12 ยึดสลักเกลียวเพื่อให้เพลลาบิดค้ำงและเกิดแรงอัดที่หน้าฟัน

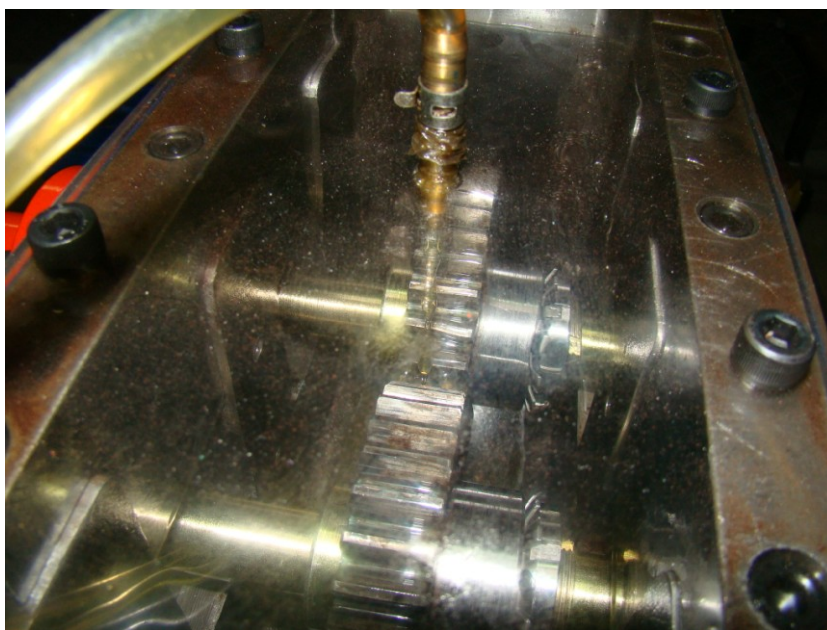


3. นำน้ำหนัก แขนถ่วงน้ำหนัก และสลักล็อคตำแหน่งที่ขีดไว้ ออก แล้ววัดค่าภาระแรงบิดภายในระบบที่เพลากลางด้านในของชุดทดลอง โดยโปรแกรม labview ค่าภาระแรงบิดที่วัดได้ต้องมีค่าอยู่ในช่วงที่กำหนดไว้ข้างต้นในบทที่ 4 โดยค่าภาระแรงบิดต้องเริ่มจากช่วงภาระแรงบิดค่าน้อยไปยังช่วงที่มีค่ามาก



ภาพที่ ค.13 วัดค่าแรงบิดภายในระบบโดยโปรแกรม labview

4. ถอดสายไฟจากวงจร full bridge ที่เพลากลาง แล้วยึดสลักเกลียวที่คัปปลิ้งที่เชื่อมต่อเพลลาจากห้องเกียร์กับเครื่องวัดแรงบิดเข้าห้องเกียร์กลับเหมือนเดิม
5. เปิดระบบน้ำมันหล่อลื่นโดยควบคุมอัตราการไหลไว้ที่ 2 LPM



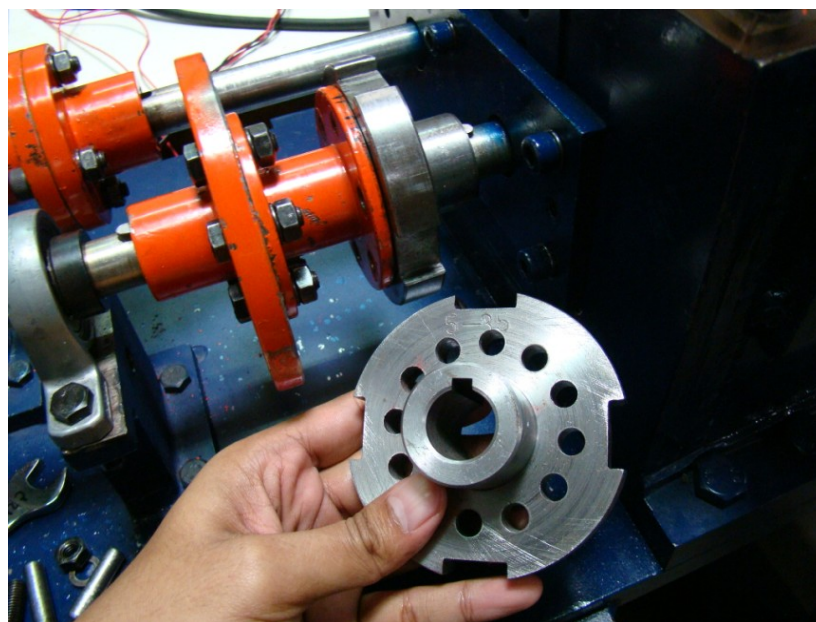
ภาพที่ ค.14 การหล่อลื่นเฟืองภายในห้องเกียร์ โดยการฉีดน้ำมันหล่อลื่นไปที่ตำแหน่งขบของเฟือง

6. เปิดฮีตเตอร์และควบคุมอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นให้อยู่ในช่วง  $60-70^{\circ}\text{C}$  ตั้งค่าการควบคุมอุณหภูมิที่  $60-70^{\circ}\text{C}$  ที่หน้าจอแสดงผลแบบดิจิตอล
7. เดินเครื่องเป็นเวลาประมาณ 5 นาที ที่ความเร็วรอบสูง ประมาณ 2,500 รอบต่อนาที เพื่อเป็นการอุ่นเครื่อง
8. เมื่อครบเวลาตามกำหนด ทำการเดินเครื่องที่ความเร็วรอบ 500 รอบต่อนาที เป็นเวลา 2 นาที แล้วทำการเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ที่อุปกรณ์วัดแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ โดยใช้โปรแกรม labview หลังจากนั้นเพิ่มความเร็วรอบเป็น 1,000 1,500 2,000 และ 2,500 rpm ตามลำดับ จากเครื่องอินเวอร์เตอร์ ของมอเตอร์ตัวขับเคลื่อนทดลอง



ภาพที่ ค.15 ปรับเปลี่ยนความเร็วรอบโดยอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความถี่ของมอเตอร์ตัวขับ

9. หลังจากเก็บค่าแรงบิดก่อนเข้าห้องเกียร์ได้ทุกความเร็วรอบแล้วทำการเพิ่มภาระแรงบิดในระบบ โดยการเปลี่ยนโหลดคัปปลิ่ง เป็นคัปปลิ่งที่มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลางมากขึ้น ทำการทดลองซ้ำจากขั้นตอนที่ 1. ถึงขั้นตอนที่ 8. ทำการทดลองจนได้ค่าภาระแรงบิดในระบบครบ 5 ช่วง ทุกความเร็วรอบ

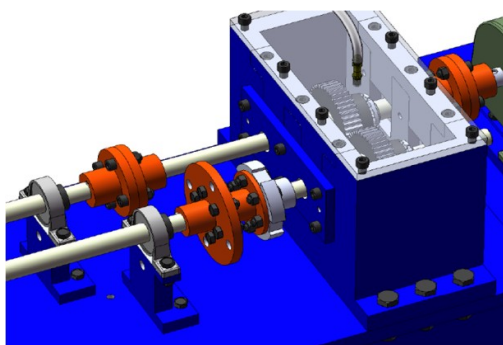


ภาพที่ ค.16 การเพิ่มภาระแรงบิดโดยเปลี่ยนโหลดคัปปลิ่งให้มีรูเจาะเยื้องศูนย์กลางมากขึ้น

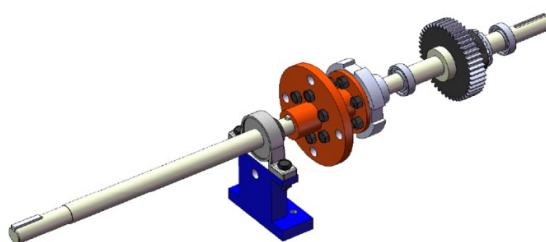
10. เมื่อทำการทดลองจนได้ครบทุกช่วงภาระแรงบิดแล้ว ทำการเปลี่ยนชุดเฟืองเพื่อศึกษาในกรณีอื่นต่อไป

### ค3. ขั้นตอนและวิธีการให้ภาระ

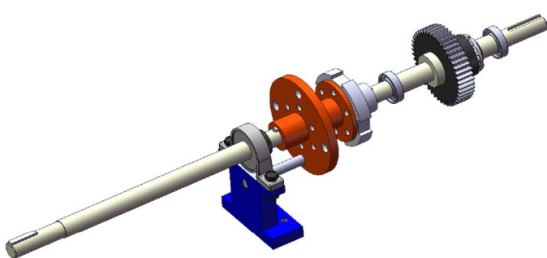
วิธีการให้ภาระกับชุดเฟืองสามารถแสดงได้ดังภาพ และมีขั้นตอนโดยละเอียดดังต่อไปนี้



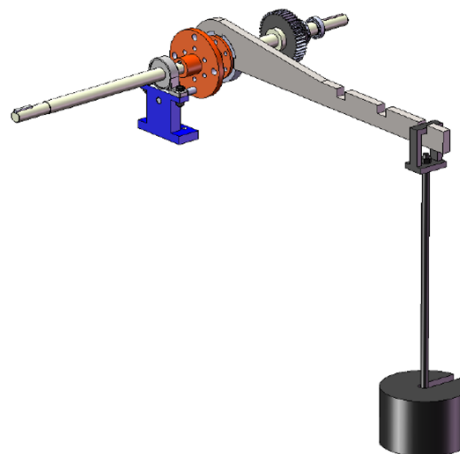
ภาพที่ ค.17 ตำแหน่งของโหลดคัปปลิ่ง



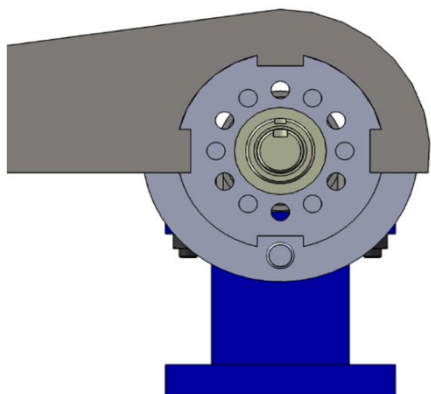
ภาพที่ ค.18 โหลดคัปปลิ่งในขณะใช้งาน



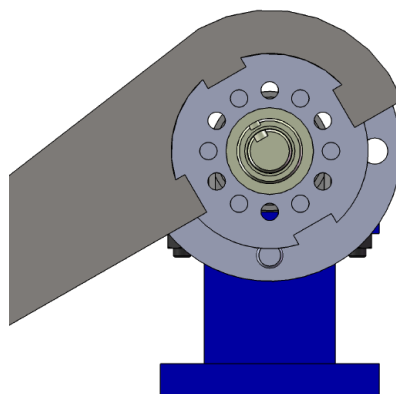
ภาพที่ ค.19 การขันสลักล๊อคตำแหน่ง



ภาพที่ ค.20 การถ่วงน้ำหนักบนแขนถ่วง



ภาพที่ ค.21 ตำแหน่งรูเจาะที่เยื้องศูนย์กลาง



ภาพที่ ค.22 ตำแหน่งรูเจาะตรงศูนย์กลาง



ภาพที่ ค.23 ใส่อัดสปริงในขณะที่ยูนิททำงาน

1. จากภาพที่ ค.17 และ ค.18 เป็นการทำงานของชุดทดสอบในภาวะที่ไม่มีภาระ โดยยึดสลักเกลียวและนัตที่ตัวคัปปลิ้งที่มีรูเจาะตรงศูนย์กลางกันดังภาพ
2. ภาพที่ ค.19 ถอดสลักเกลียวและนัตออก ใส่สลัก (Pin) เพื่อล็อกตำแหน่งโหลดคัปปลิ้งด้านหนึ่งไว้กับตัวตุ้กดึง ส่วนอีกด้านหนึ่งใส่คัปปลิ้งที่เจาะรูเยื้องศูนย์กลาง
3. ภาพที่ ค.20 ใส่แขนถ่วงน้ำหนักที่คัปปลิ้งด้านที่เจาะรูเยื้องศูนย์กลาง และถ่วงน้ำหนักเพื่อให้ภาระแรงบิดตามช่วงภาระแรงบิดที่ต้องการจะทดสอบ



4. ภาพที่ ค.21 จากภาพจะเห็นว่าในขณะที่ยังไม่มีการให้ภาวะ คัปปลิงทั้งสองด้านจะมีรู สลักเกลียวที่เยื้องศูนย์กันอยู่ แต่เมื่อเพิ่มน้ำหนักถ่วงที่แขนถ่วงน้ำหนักมากขึ้น เพลาด้านที่ มีคัปปลิงที่เยื้องศูนย์จะมีการบิด จนกระทั่งรูของสลักเกลียวของคัปปลิงทั้งสองด้านตรงกัน ดังในภาพที่ ค.22
5. ภาพที่ ค.23 เมื่อรูของคัปปลิงทั้งสองด้านตรงกันแล้ว ยึดสลักเกลียวที่โหดคัปปลิงทั้งสอง ด้านเข้าด้วยกัน หลังจากนั้นเอาแขนถ่วงน้ำหนัก น้ำหนักถ่วง และสลักลอคตำแหน่งออก เนื่องจากในภาวะนี้เพลาถูกเชื่อมต่อกันโดยมีการบิดตัวอยู่จึงเกิดแรงบิดค้ำในระบบ และ เกิดภาวะแรงกดที่พื้นเพื่อระหว่างการทำงานจริง

ภาคผนวก ง.

รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

## ง. รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

### 1. มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส (Induction Motor) ตัวขับเคลื่อนทดลอง

Power: 2.2 kW

Power factor: 0.83



ภาพที่ ง.1 มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส (ตัวขับเคลื่อนทดลอง)

### 2. Inverter ควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับเคลื่อนทดลอง

Brand: TECO

Model: SPEECON 7200 MA



ภาพที่ ง.2 Inverter ควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับเคลื่อนทดลอง

### 3. เครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer)

Brand: DIGICON

Model: DT-250TP

Measuring range: 0.5 – 100,000 rpm



ภาพที่ 3 เครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer)

### 4. Torque Transducer

Brand: KYOWA

Model: TP-5KMCB



ภาพที่ 4 อุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer)

## 5. Strain amplifier module

Brand: NATIONAL INSTRUMENT

Model: SC-2345



ภาพที่ ๓.5 Strain amplifier module

## 6. ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น (Rotary pump)

Brand: WLP

Model: ROP 11A



ภาพที่ ๓.6 ปั๊มน้ำมันหล่อลื่น

7. มอเตอร์ไฟฟ้า (Induction Motor) ตัวขับเคลื่อนน้ำมันหล่อลื่น

Brand: -

Model: -



ภาพที่ ง.7 มอเตอร์ไฟฟ้า (ตัวขับเคลื่อนน้ำมันหล่อลื่น)

8. Inverter ควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าตัวขับเคลื่อน

Brand: TECO

Model: SPEECON 7200JA



ภาพที่ ง.8 Inverter ควบคุมมอเตอร์ตัวขับเคลื่อน



## 9. ฮีตเตอร์แบบจุ่ม (Immersion Heater)

Brand: SANGI

Series: SG

ขนาด: 1,000 วัตต์



ภาพที่ 9.9 Immersion heater

## 10. เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

Brand: SK

Model: JB-30S

Type: K



ภาพที่ 9.10 Thermocouple

11. อุปกรณ์แสดงผลและควบคุมอุณหภูมิ (Temperature controller)

Brand: DIGICON

Type: MD-400-101



ภาพที่ ง.11 Temperature controller

12. Dial gage

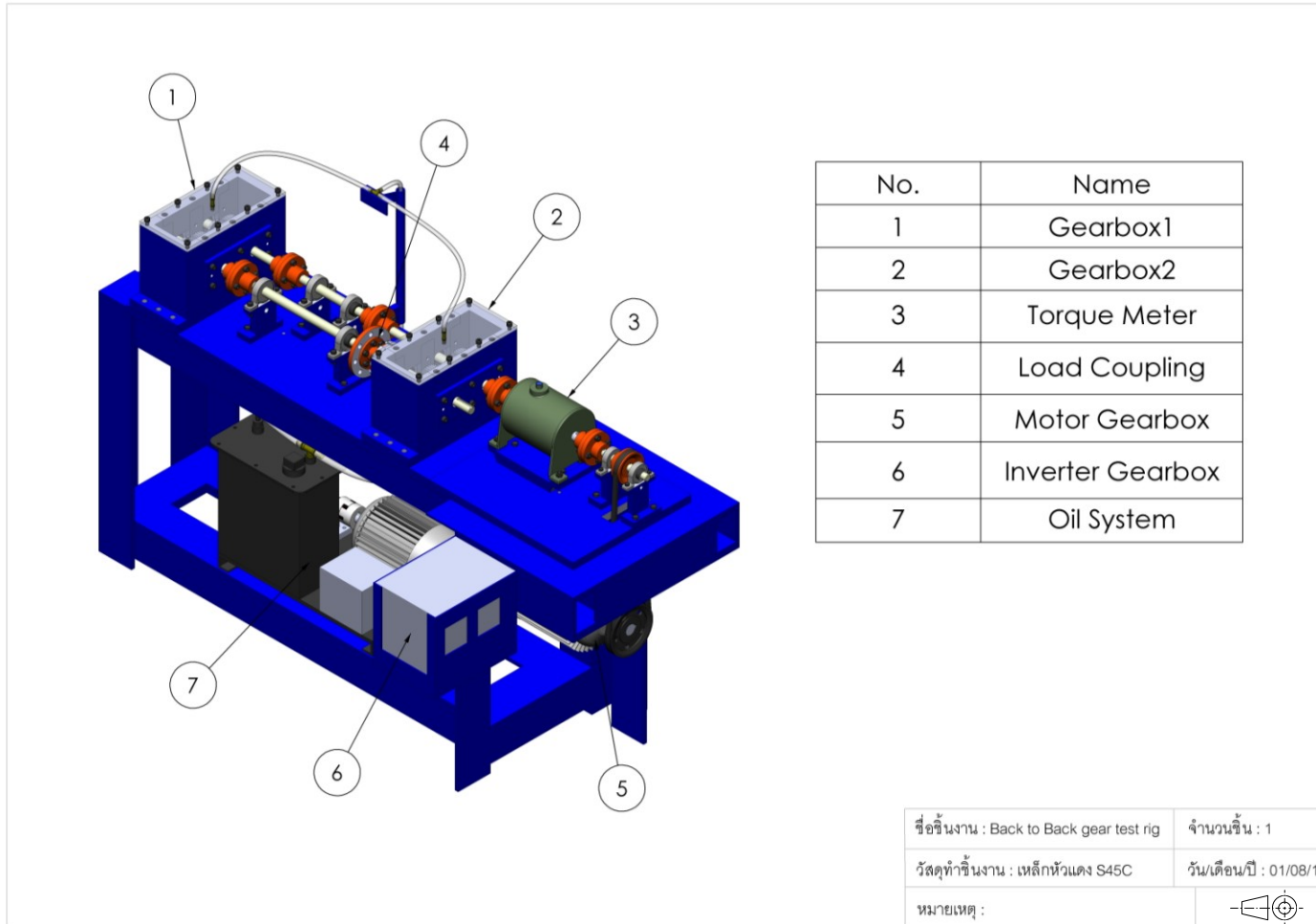


ภาพที่ ง.12 Dial gage

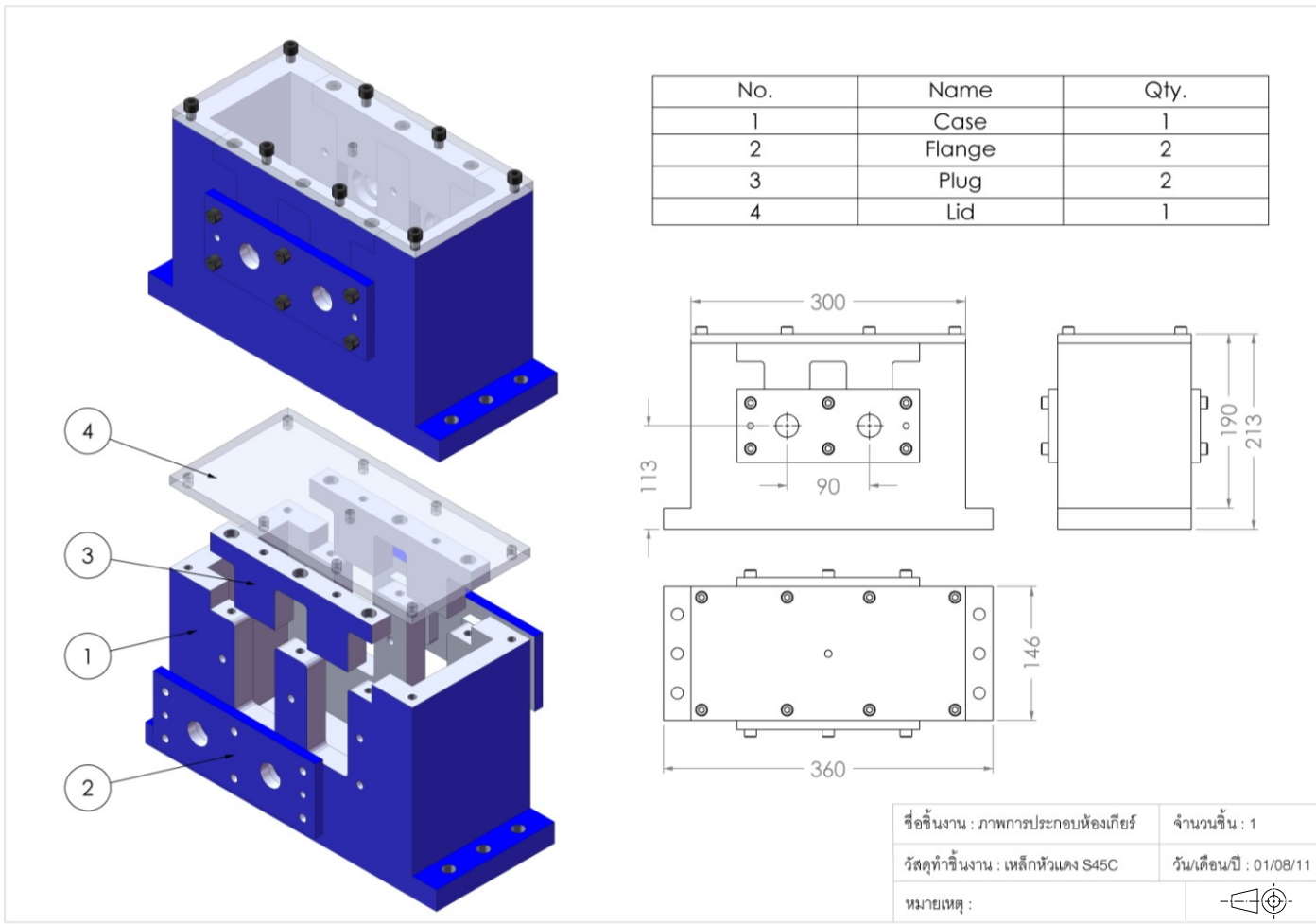


ภาคผนวก จ.  
แบบชุดทดลอง

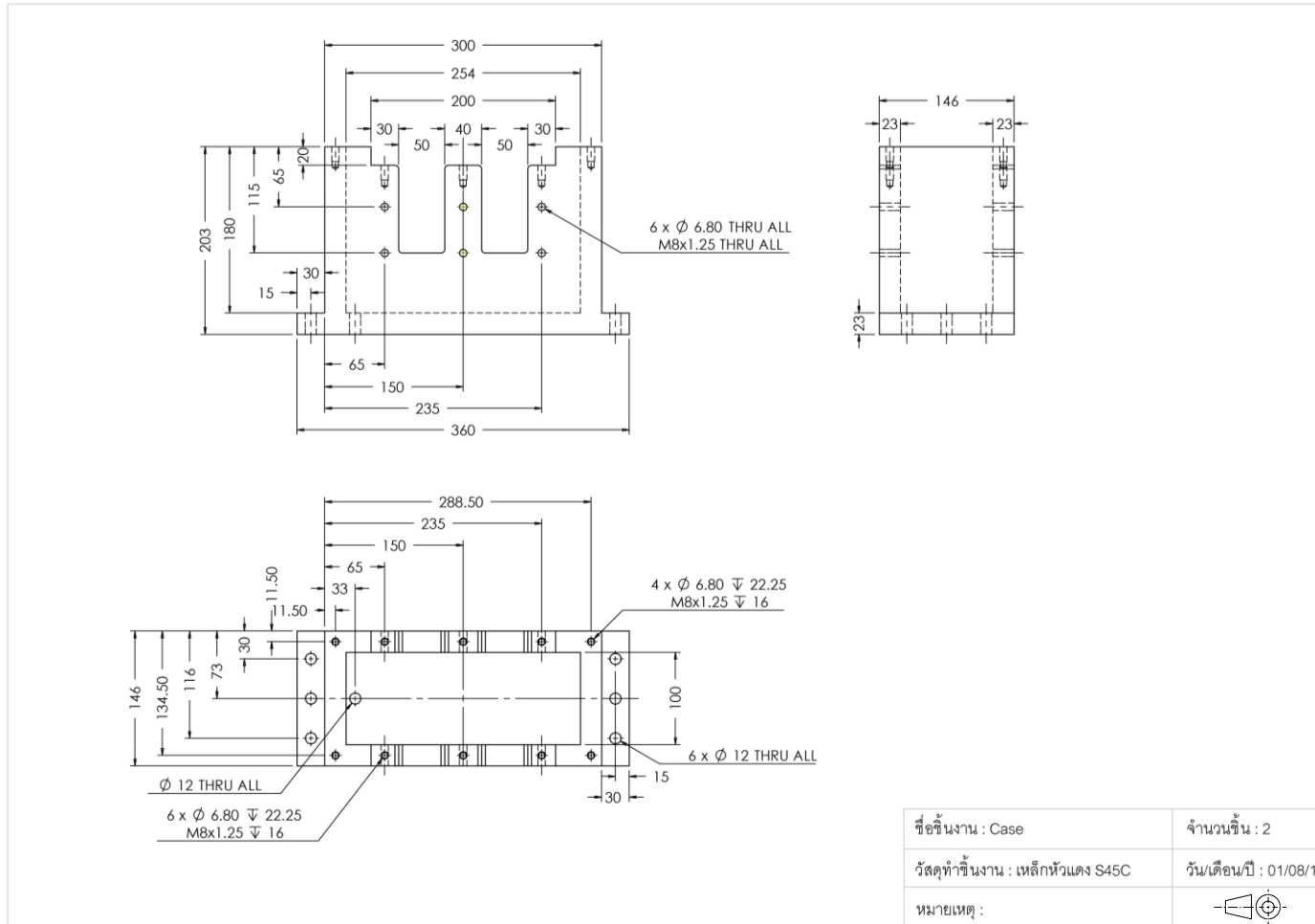
จ. แบบชุดทดลอง



ภาพที่ จ.1 แบบชุดทดลองรวมทั้งหมด

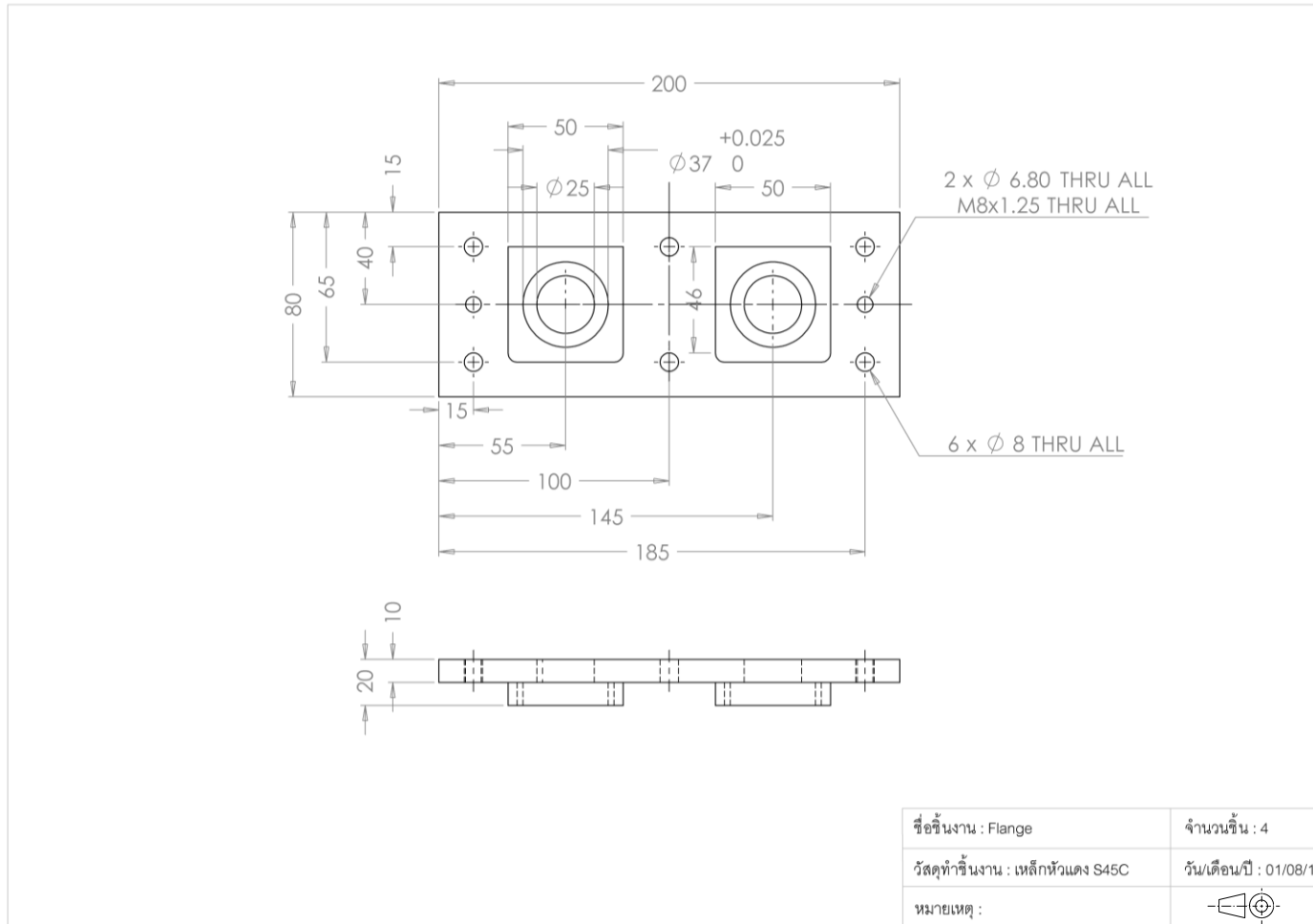


ภาพที่ จ.2 ภาพการประกอบห้องเกียร์

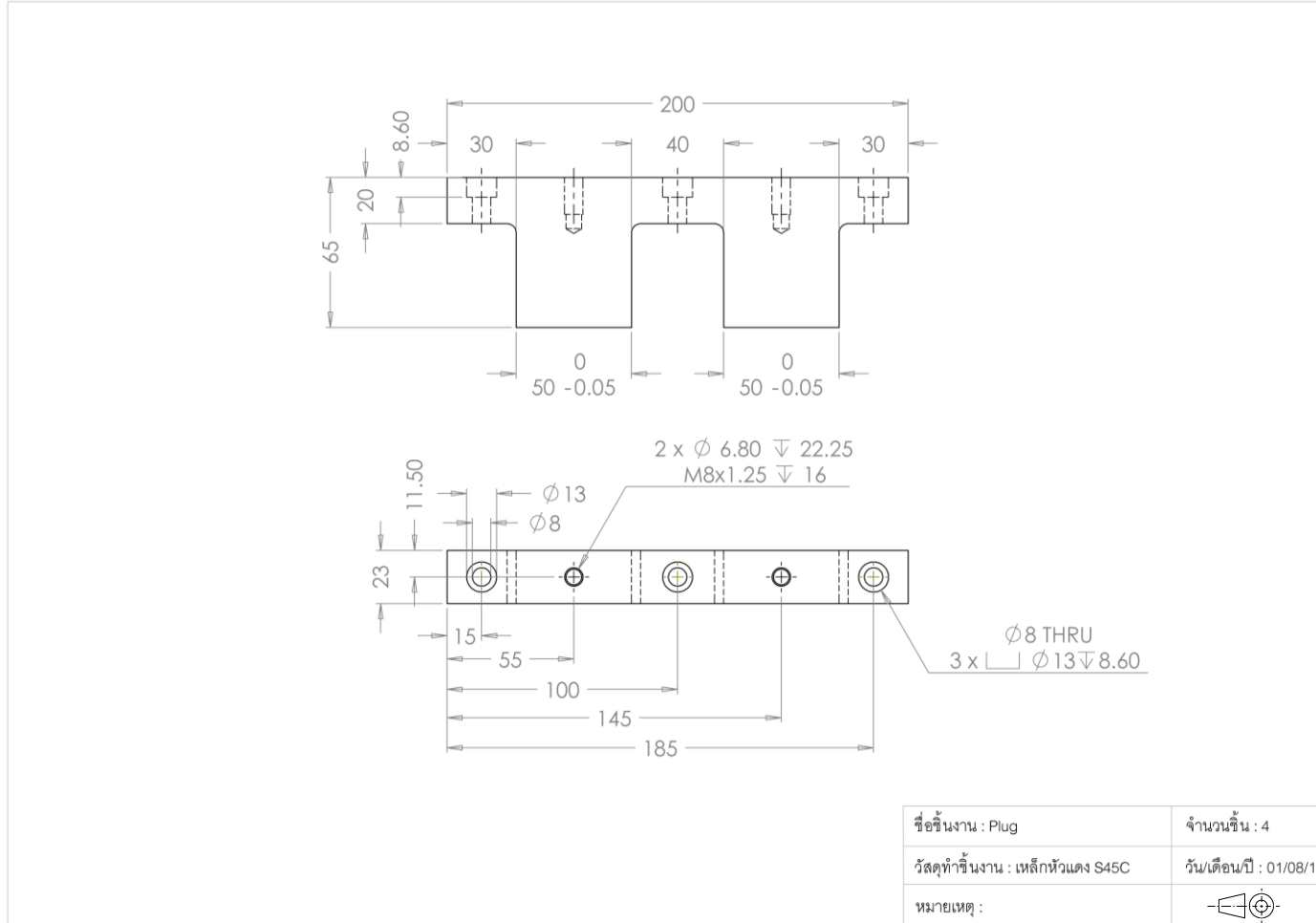


ชื่อชิ้นงาน : Case	จำนวนชิ้น : 2
วัสดุทำชิ้นงาน : เหล็กหัวแดง S45C	วัน/เดือน/ปี : 01/08/11
หมายเหตุ :	

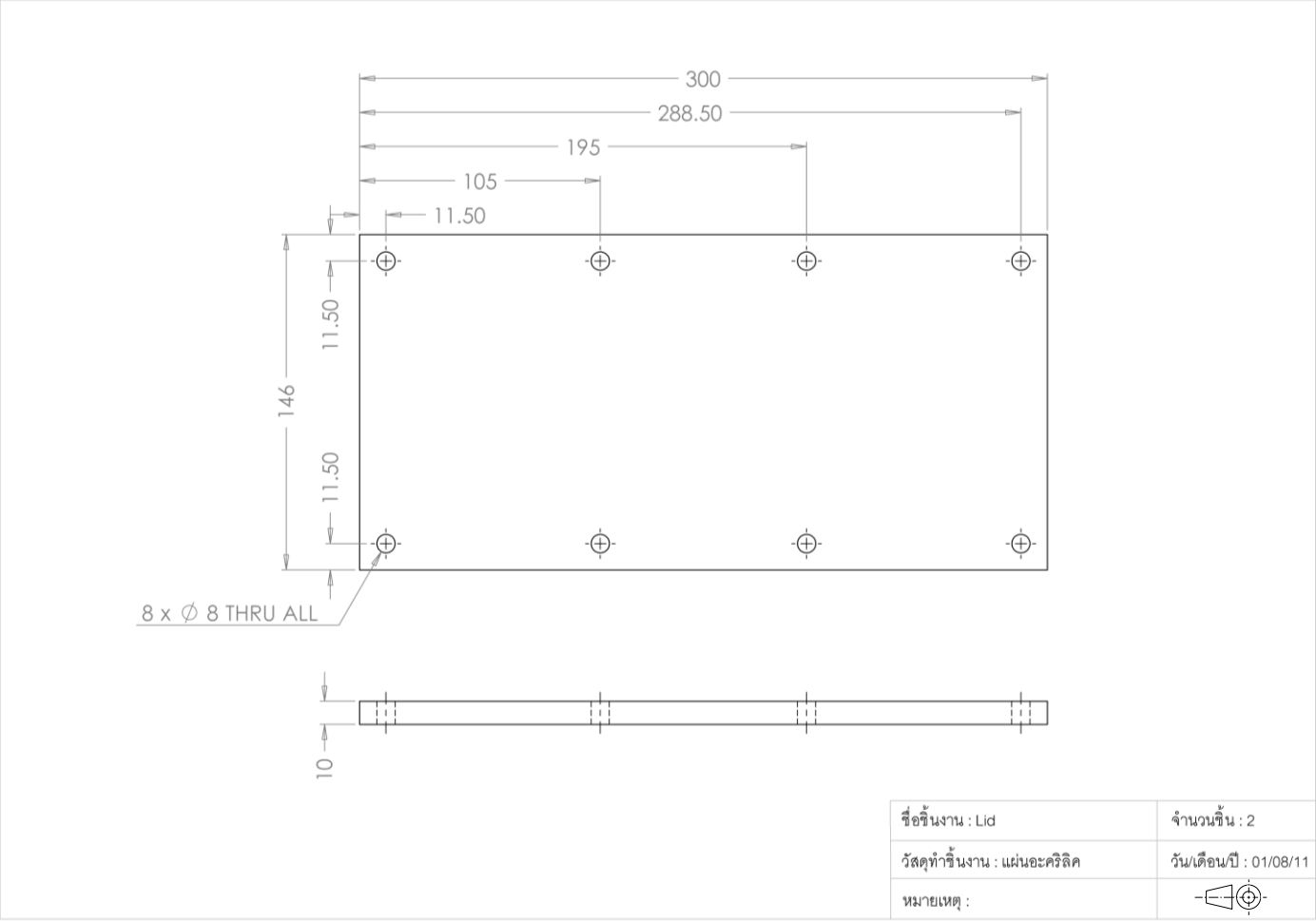
ภาพที่ จ.3 แบบ Case



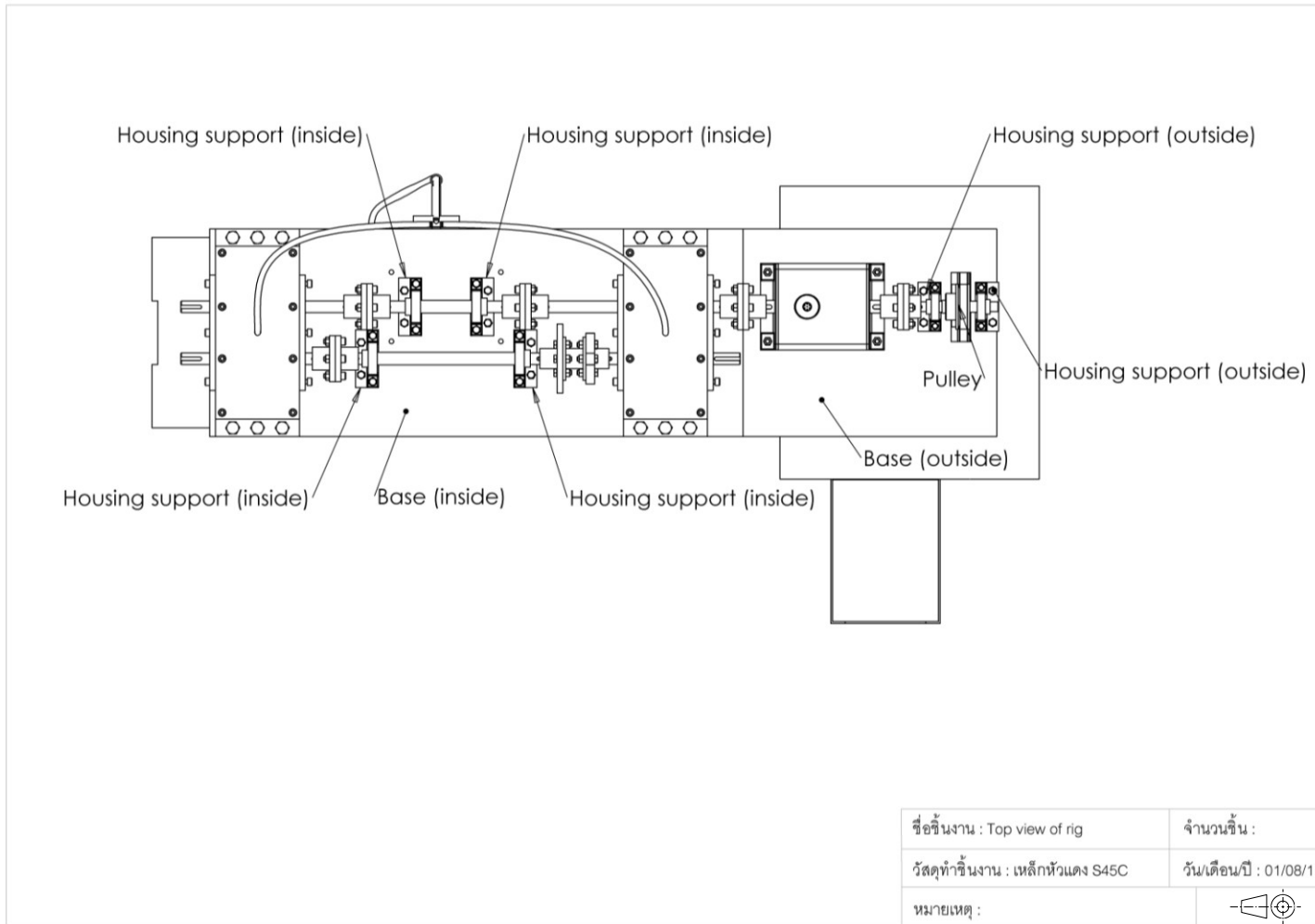
ภาพที่ ๑.4 แบบ Flange



ภาพที่ จ.5 แบบ Plug

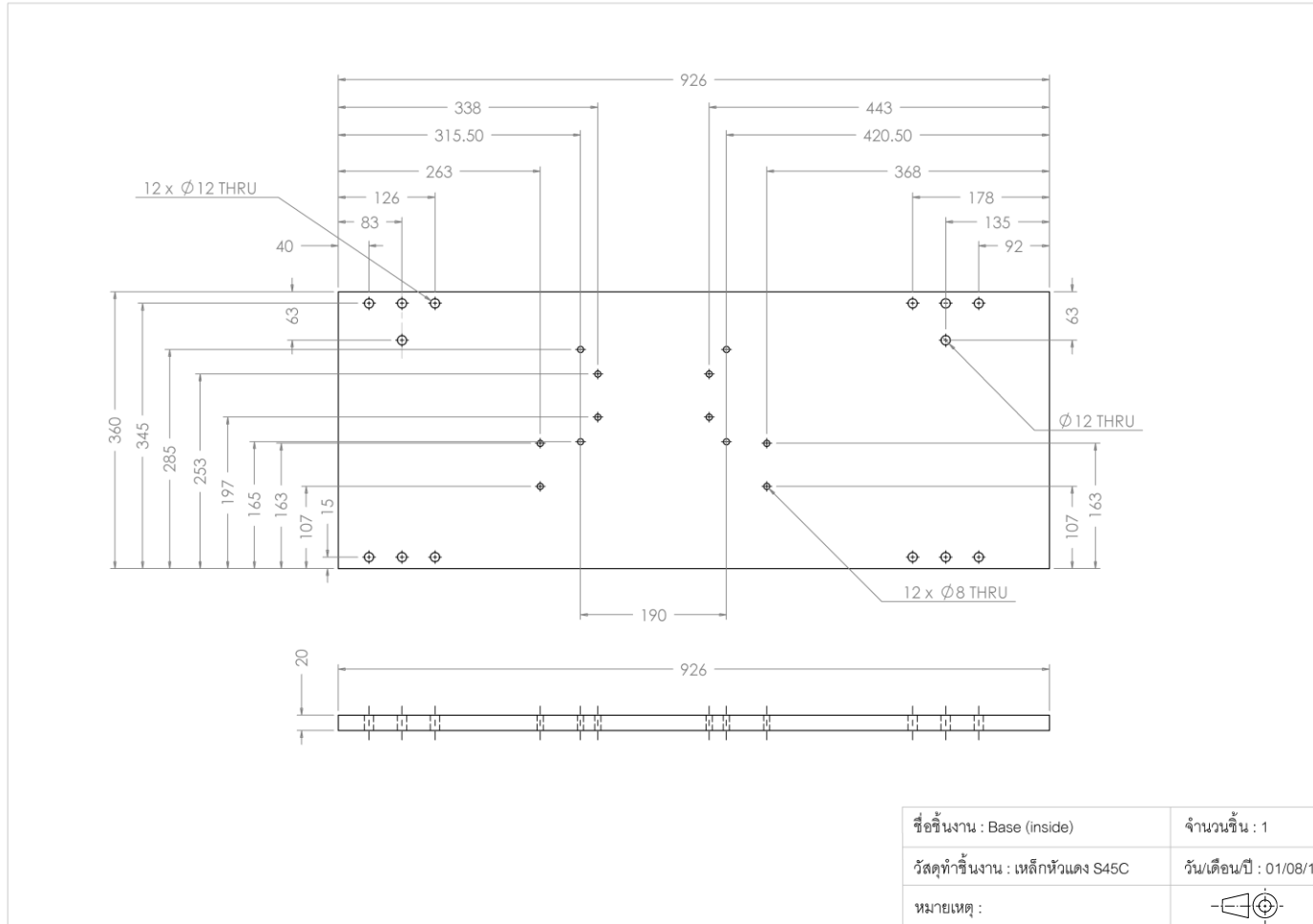


ภาพที่ ๑.6 แบบ Lid

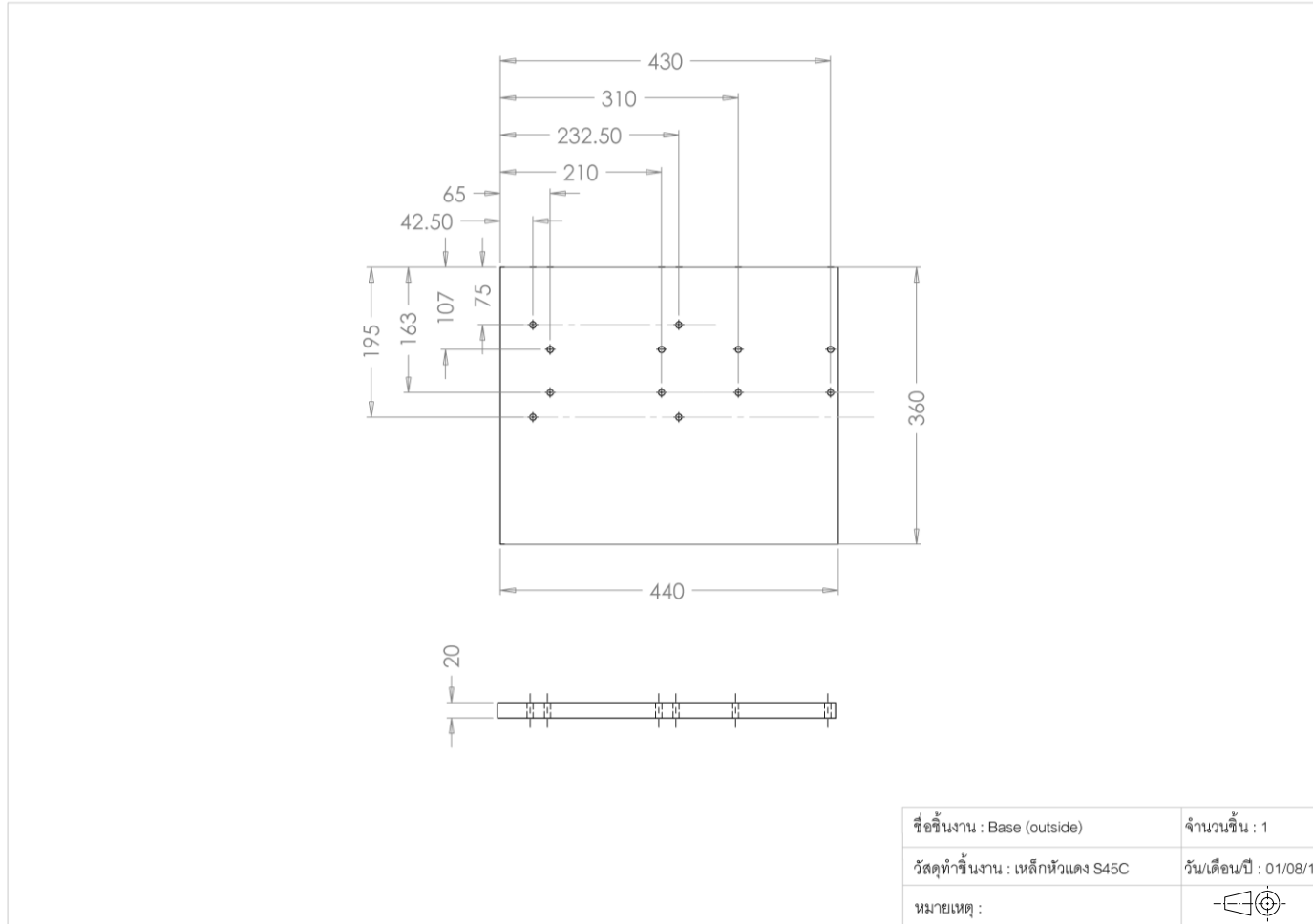


ภาพที่ ๑.7 แบบชุดทดลอง Top View

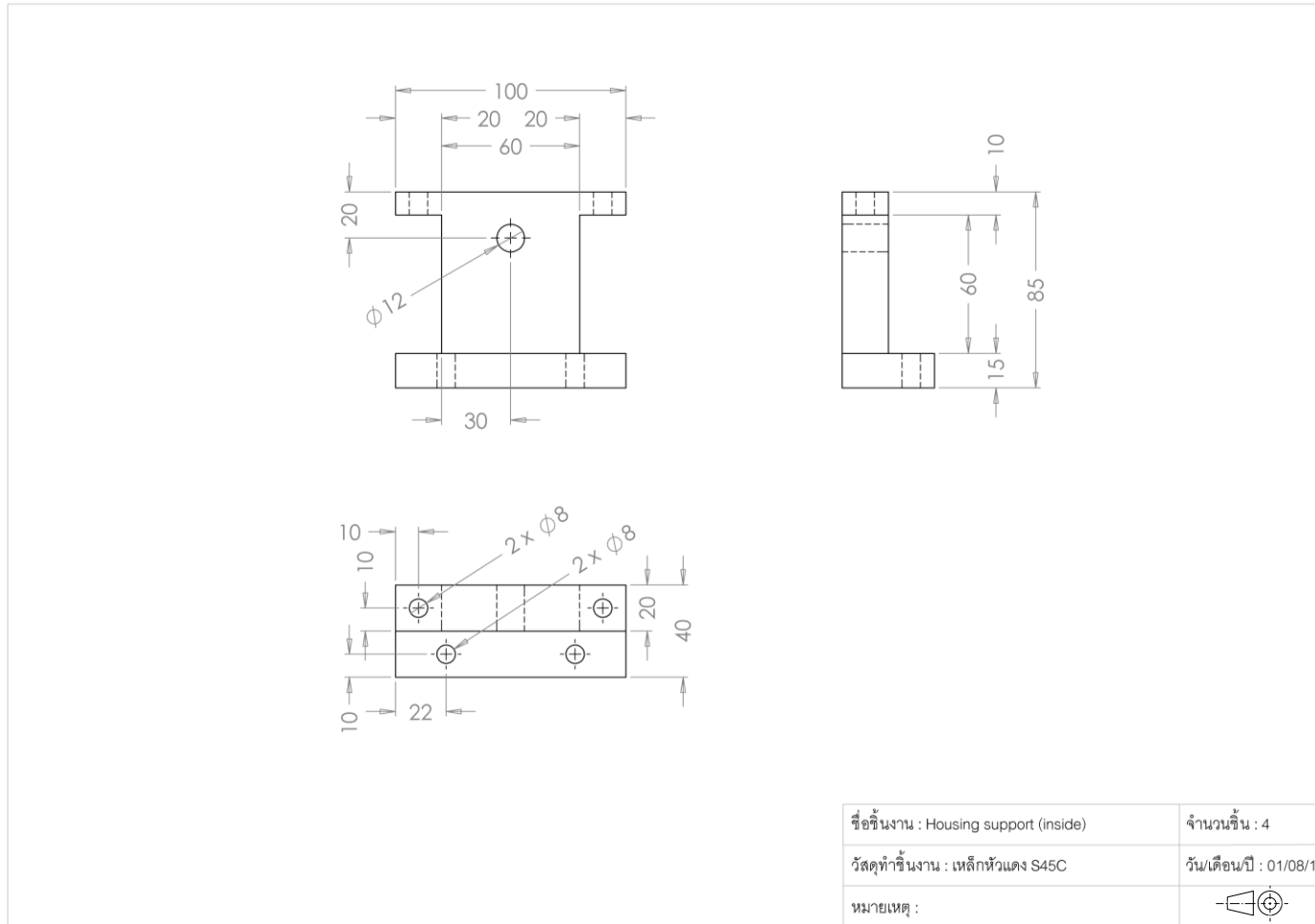




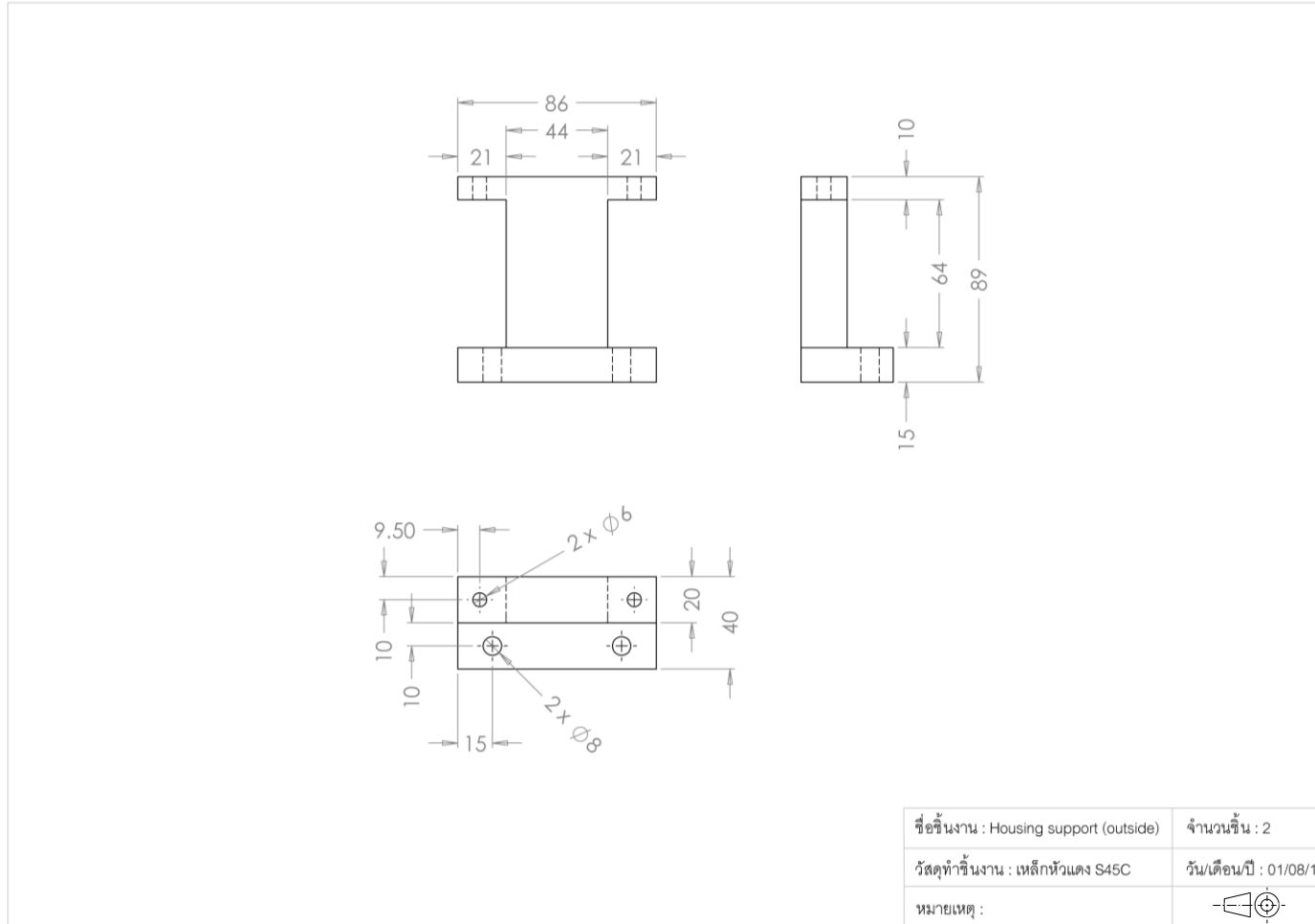
ภาพที่ ๑.8 แบบฐานชุดทดลอง Inside



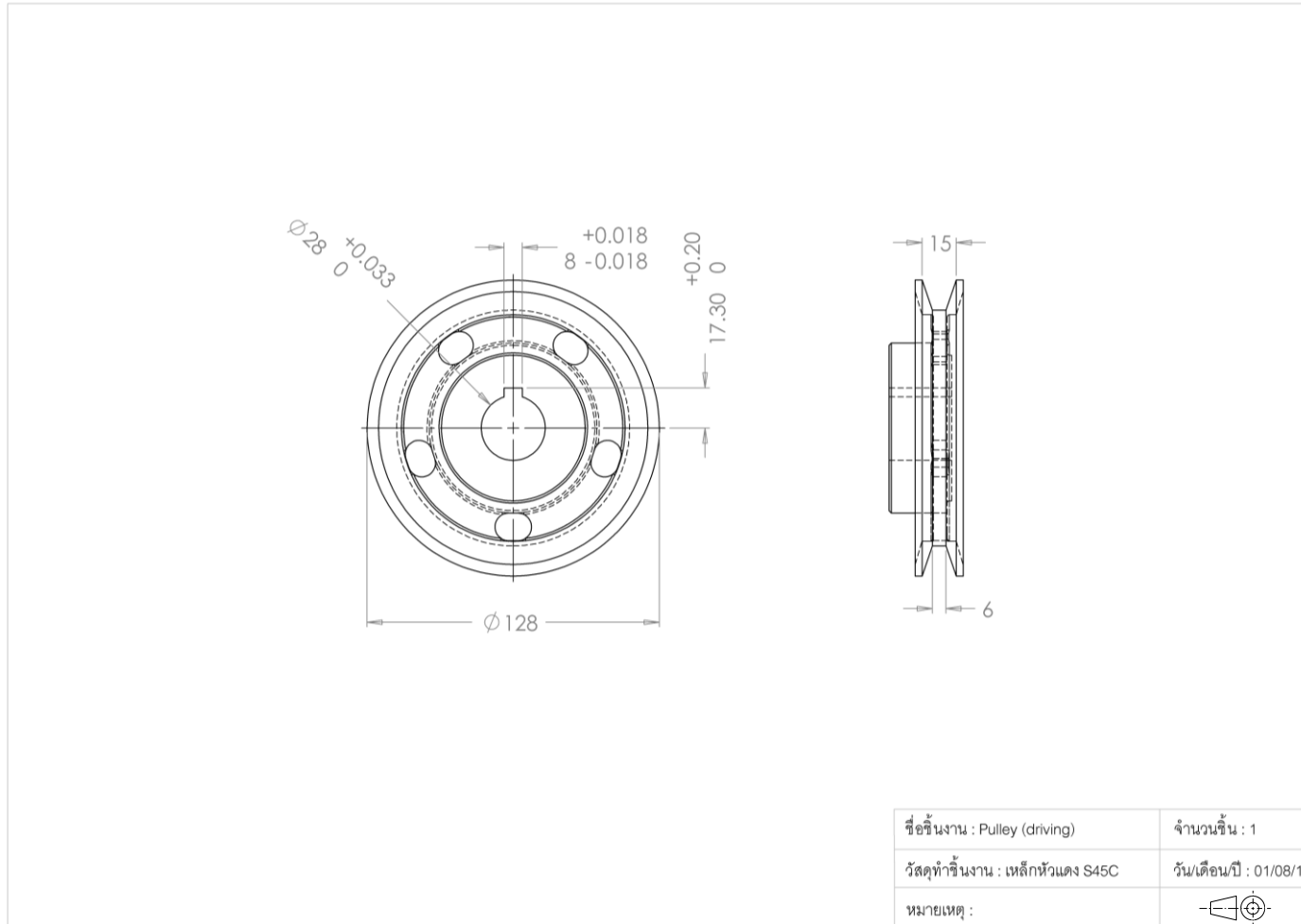
ภาพที่ จ.9 แบบฐานชุดทดลอง Outside



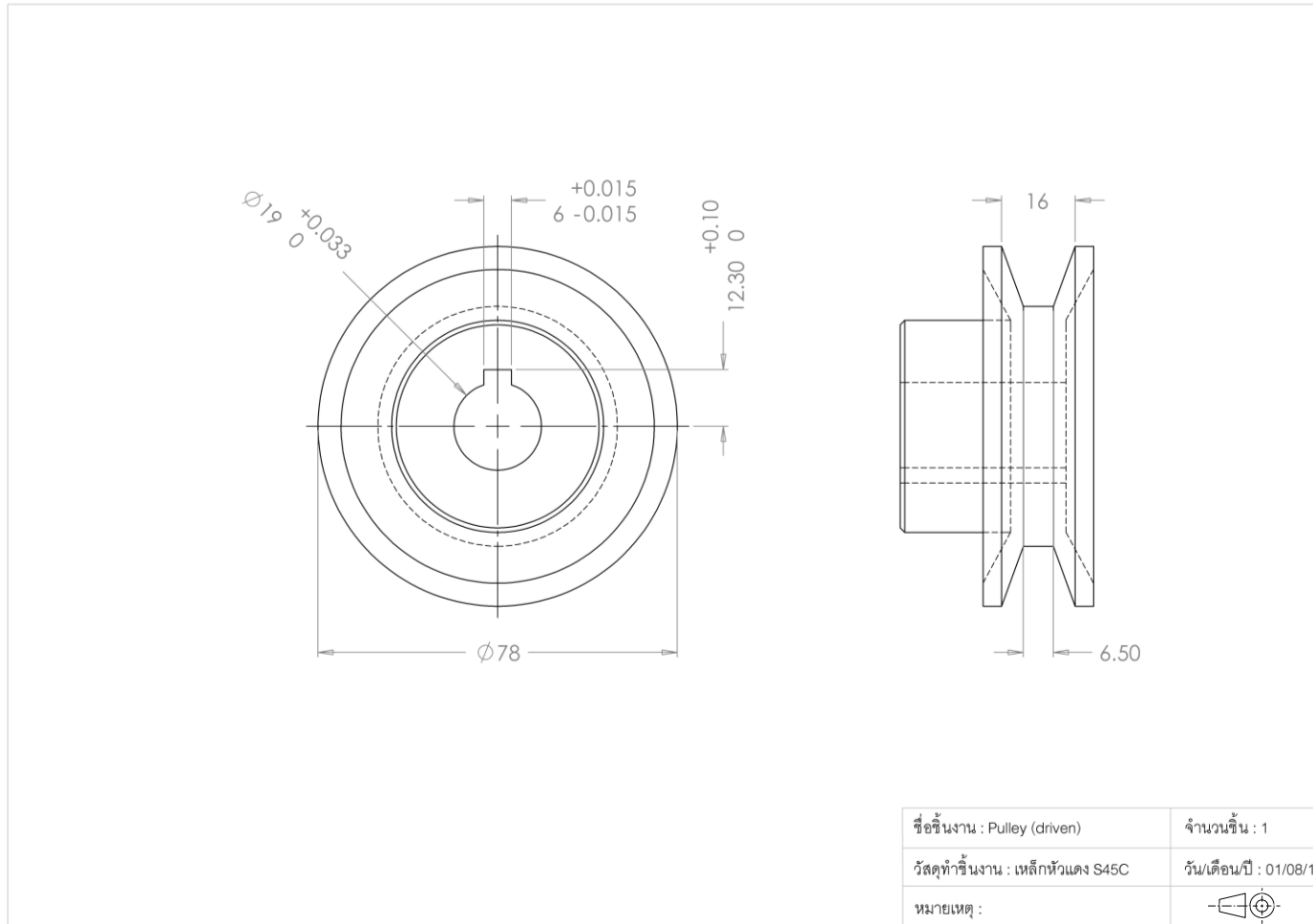
ภาพที่ จ.10 แบบฐานตุ้กดตา Inside



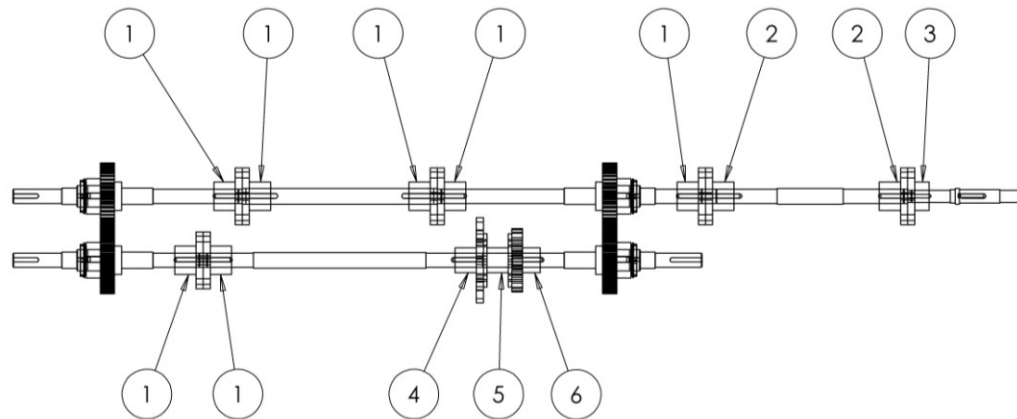
ภาพที่ จ.11 แบบฐานตุ๊กตา Outside



ภาพที่ จ.12 แบบพูลเล่ต์วซ์



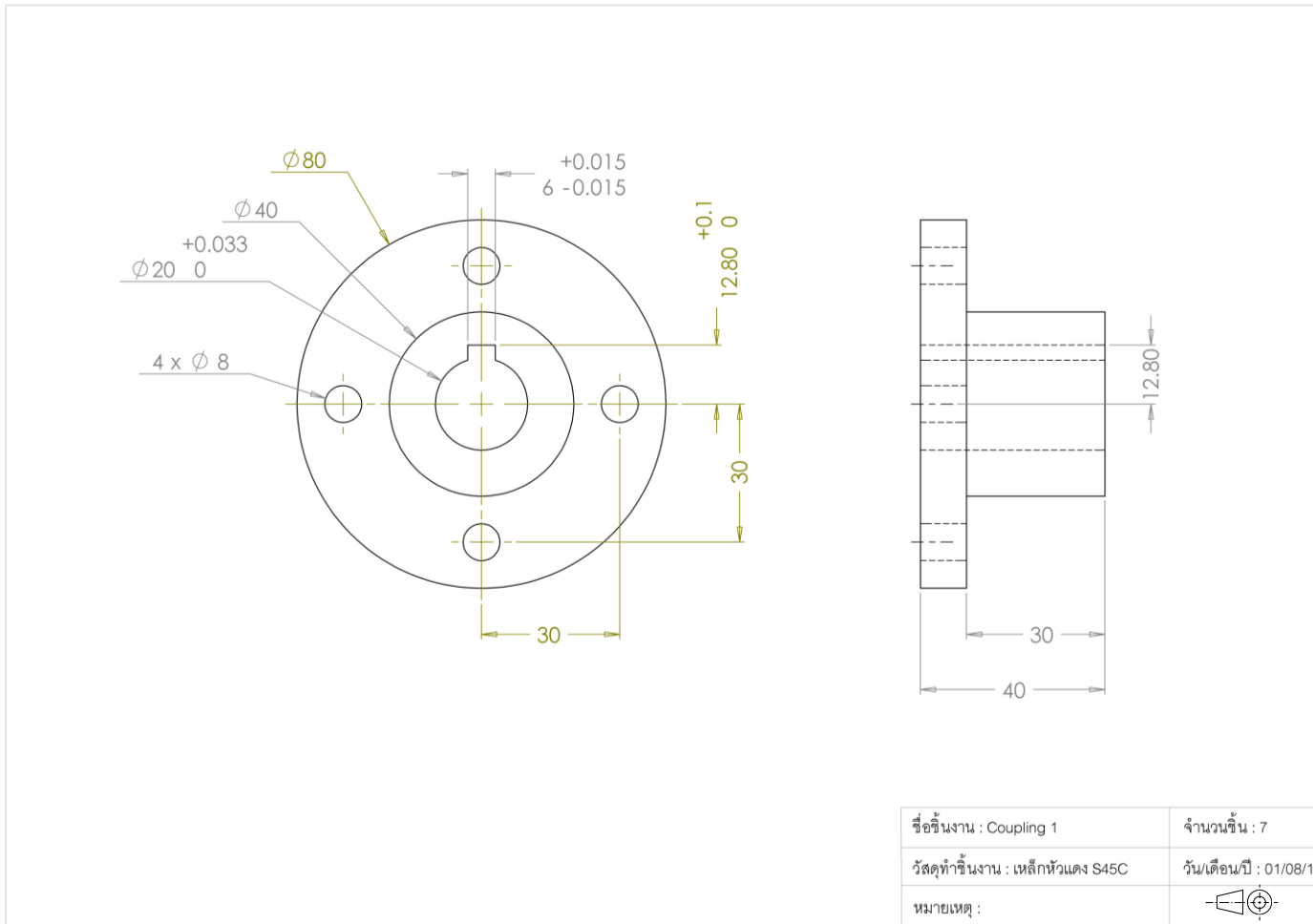
ภาพที่ จ.13 แบบพูล์ตัวตาม



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

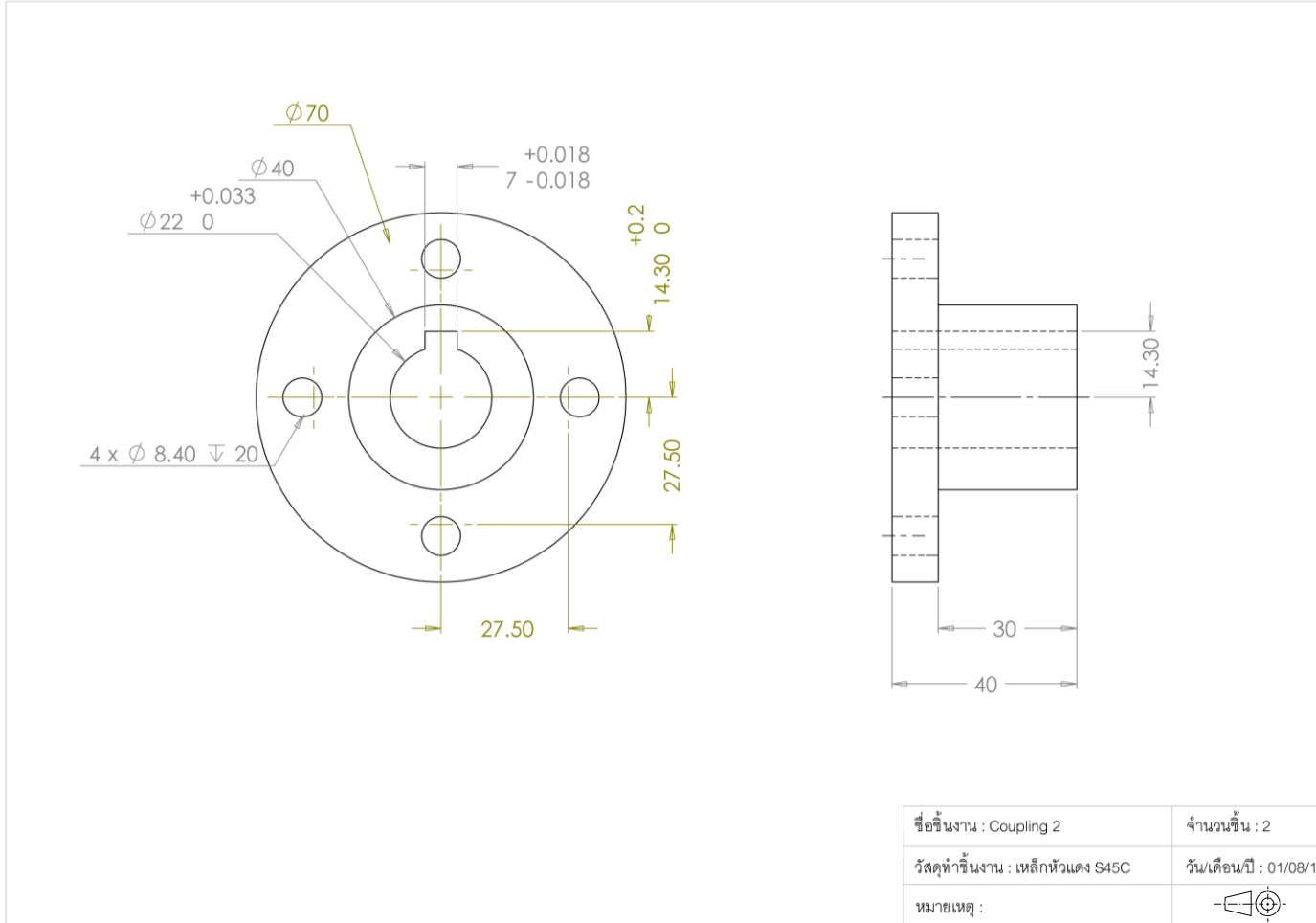
ชื่อชิ้นงาน : ภาพการจัดวางคัปปลิ่ง	จำนวนชิ้น :
วัสดุทำชิ้นงาน : เหล็กหัวแดง S45C	วันเดือนปี : 01/08/11
หมายเหตุ :	

ภาพที่ จ.14 แบบการวางคัปปลิ่ง

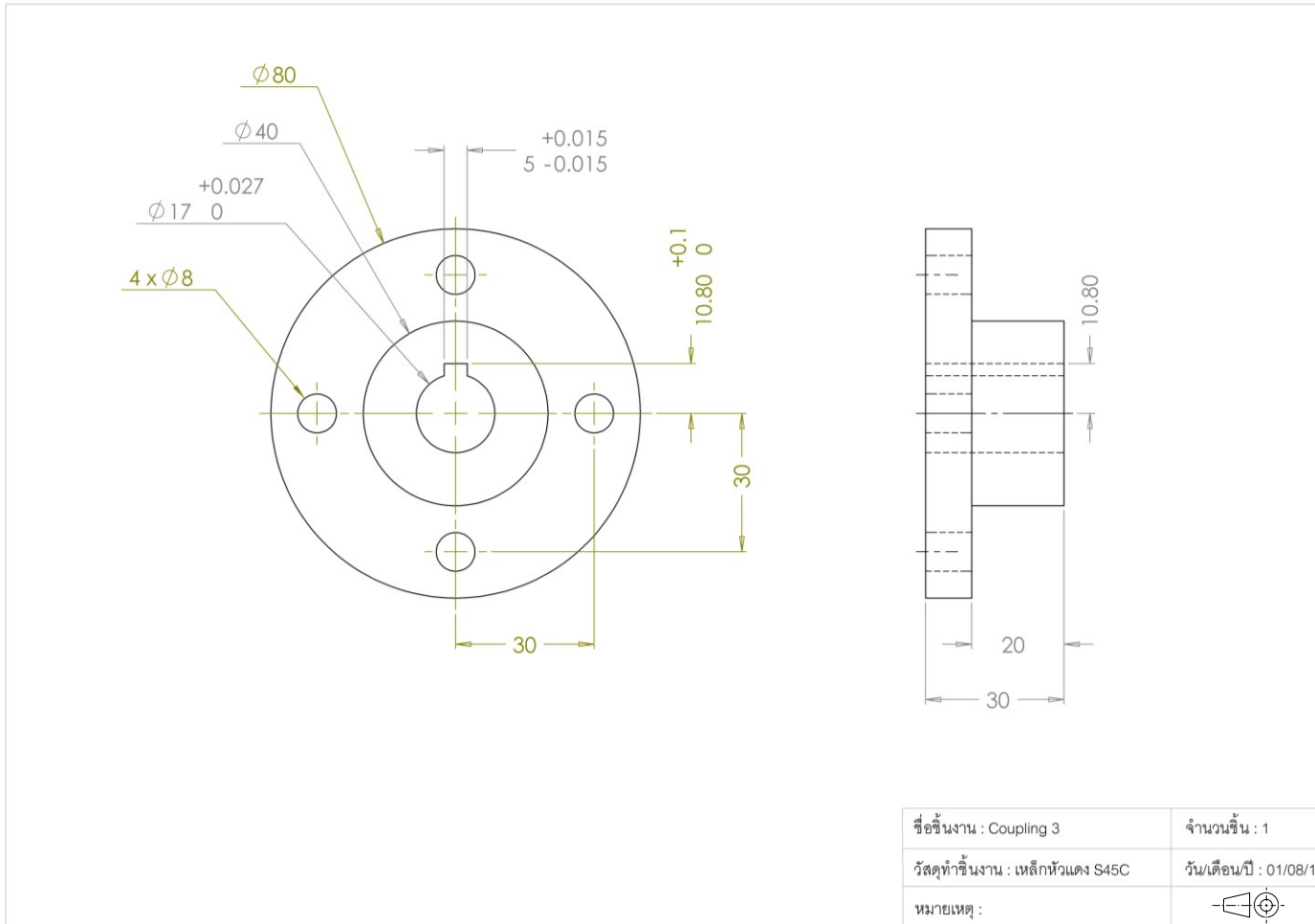


ภาพที่ จ.15 แบบคัปปลิ่ง 1

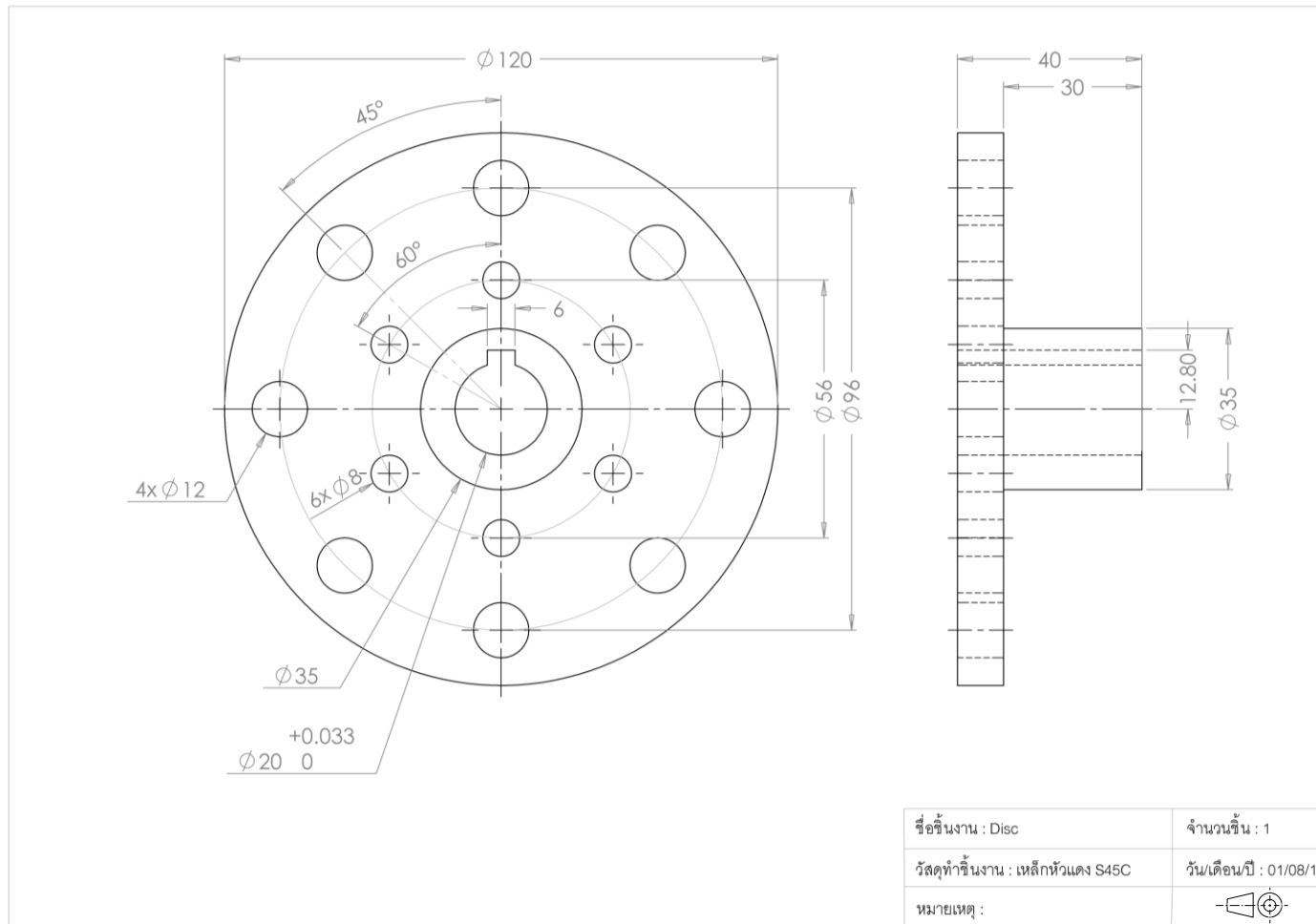




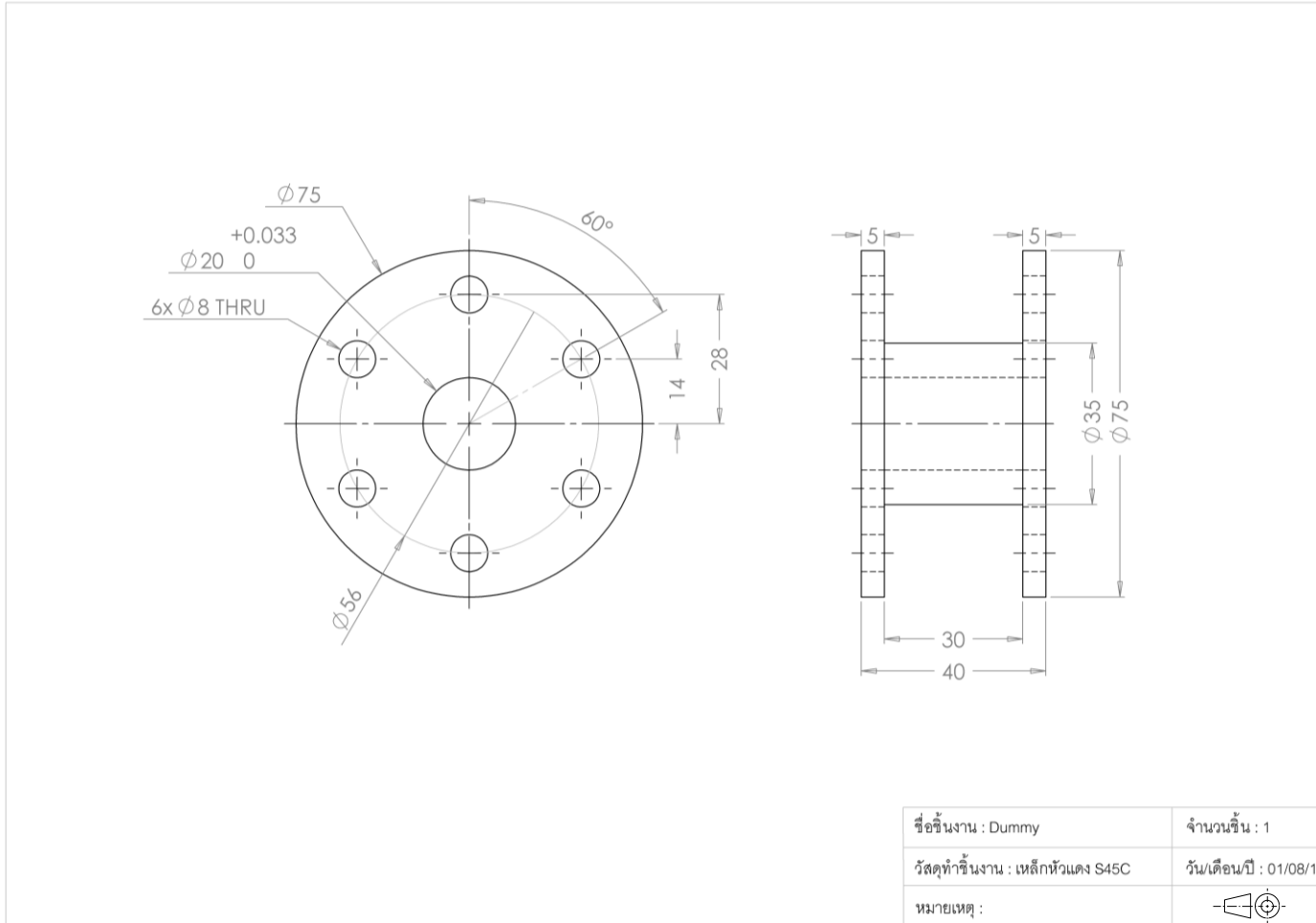
ภาพที่ จ.16 แบบคัปปลิง 2



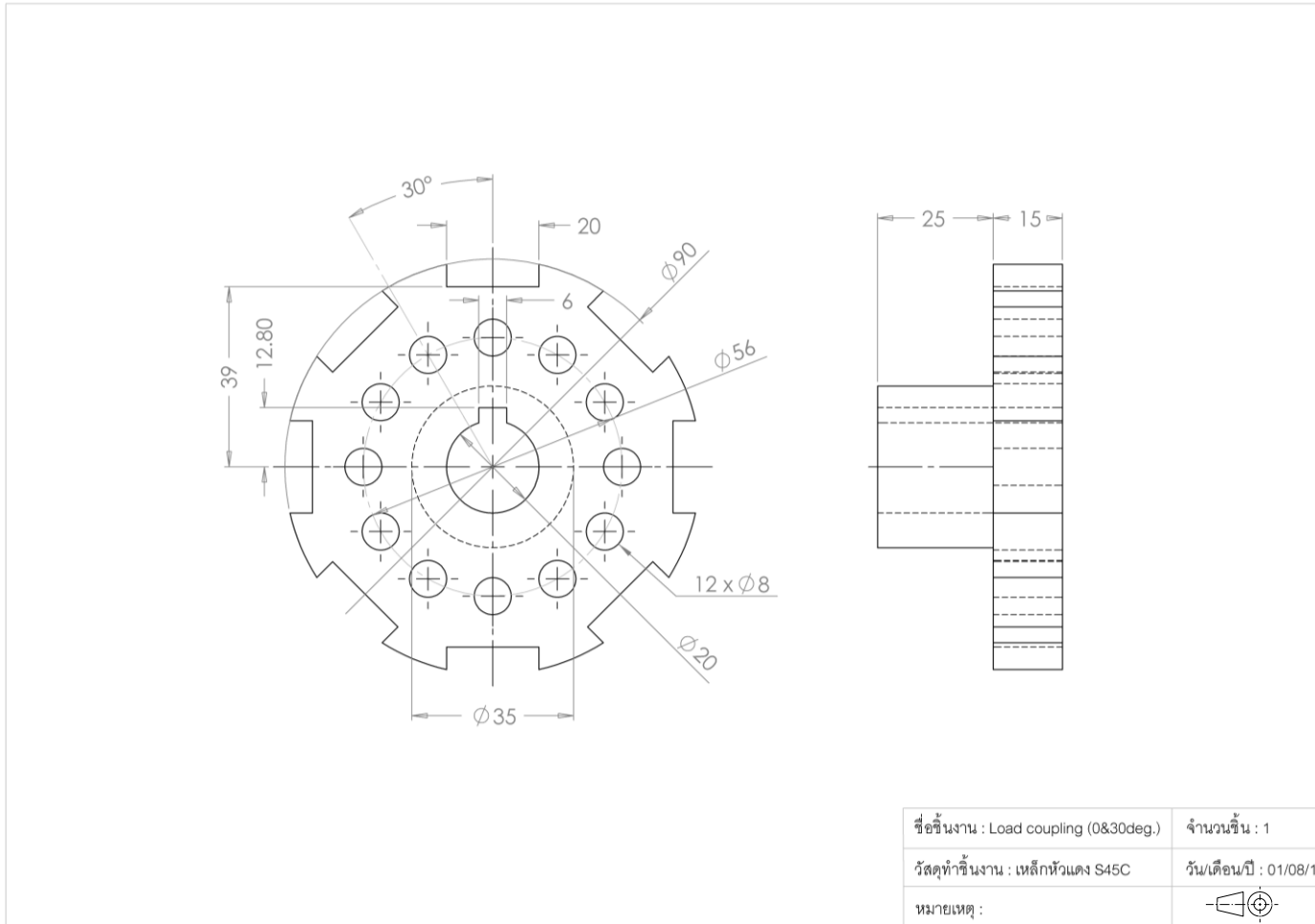
ภาพที่ จ.17 แบบคัปปลิง 3



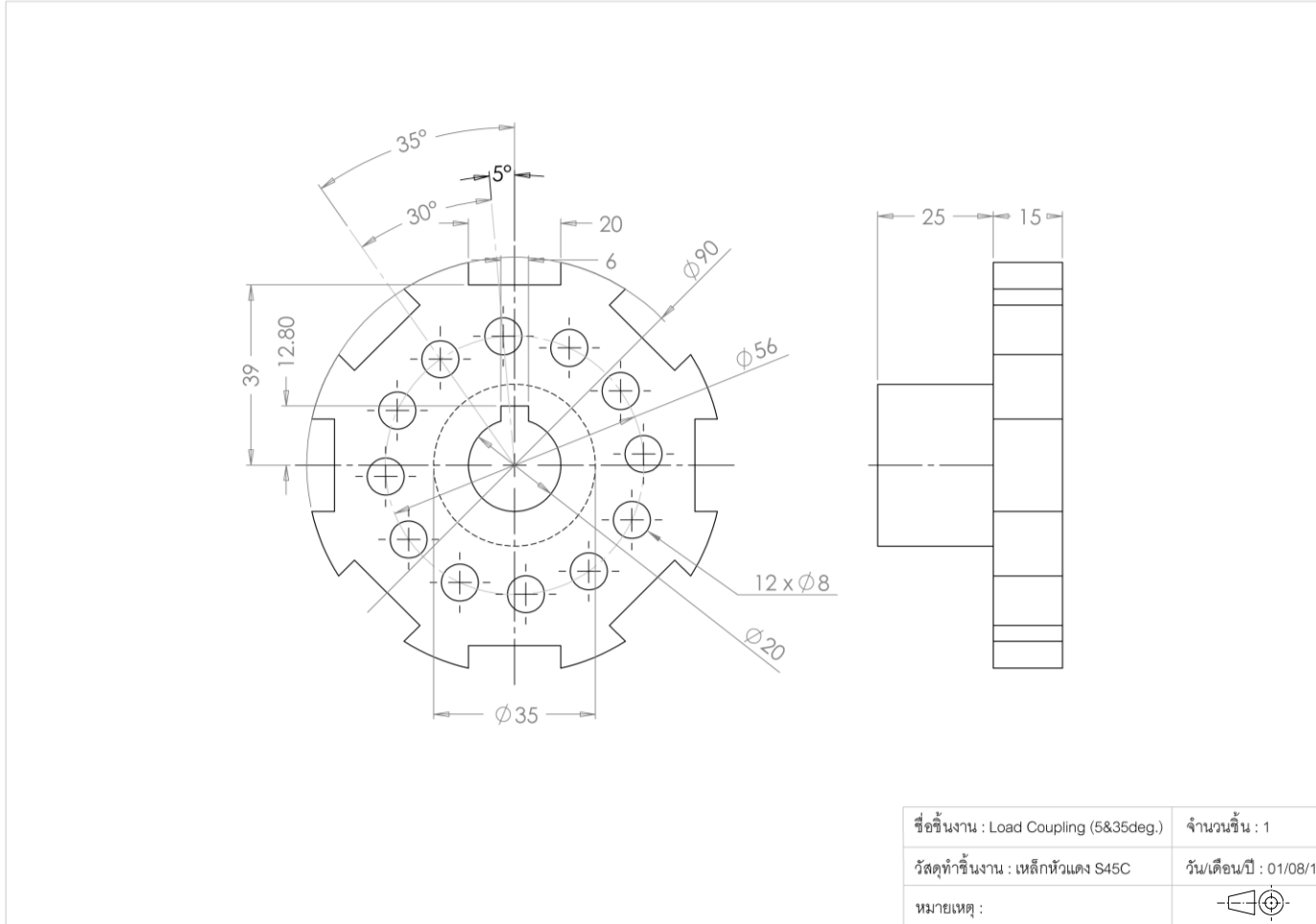
ภาพที่ จ.18 แบบคัปปลิ้ง Disc



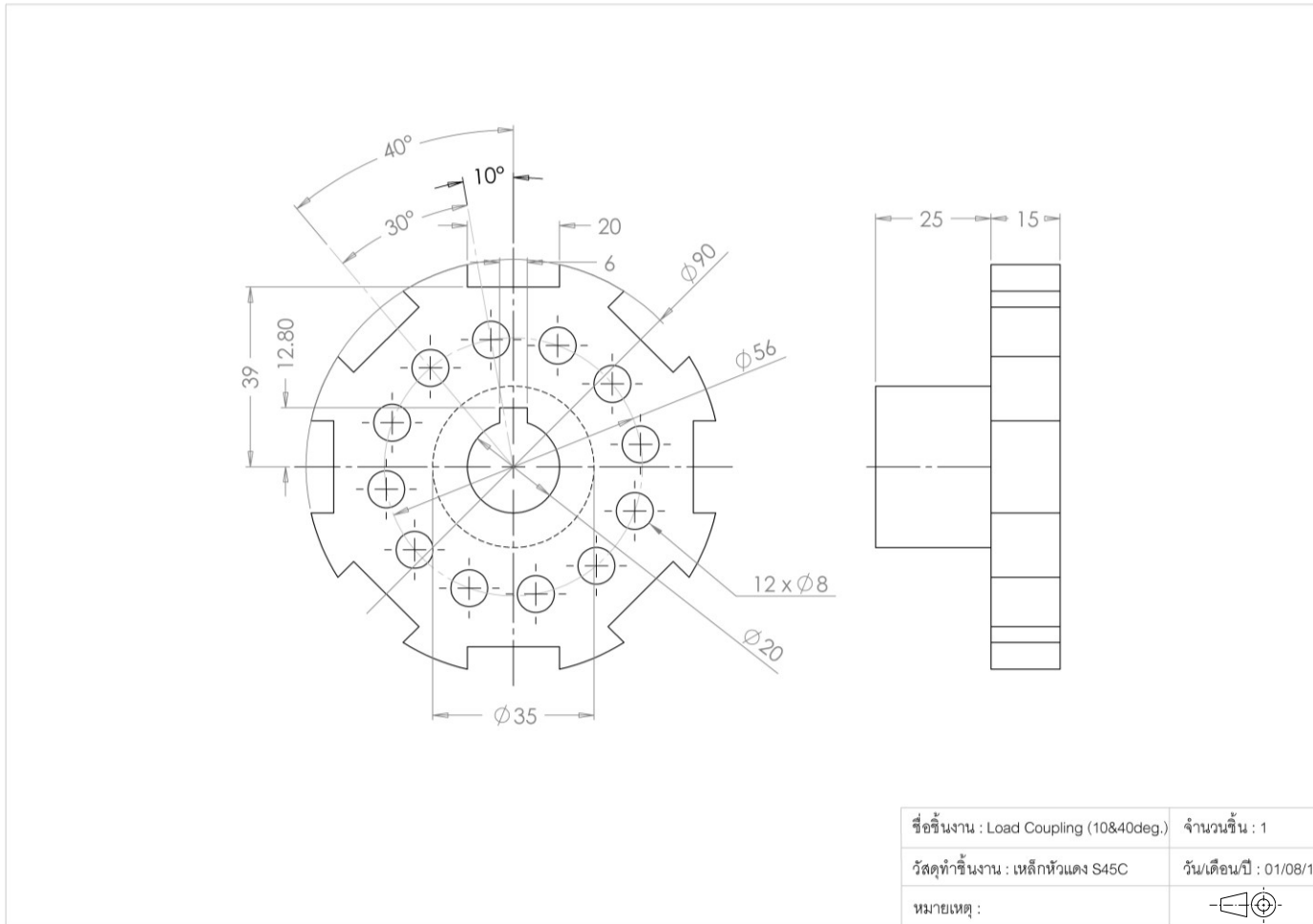
ภาพที่ ๑.19 แบบคัปปลิ่ง Dummy



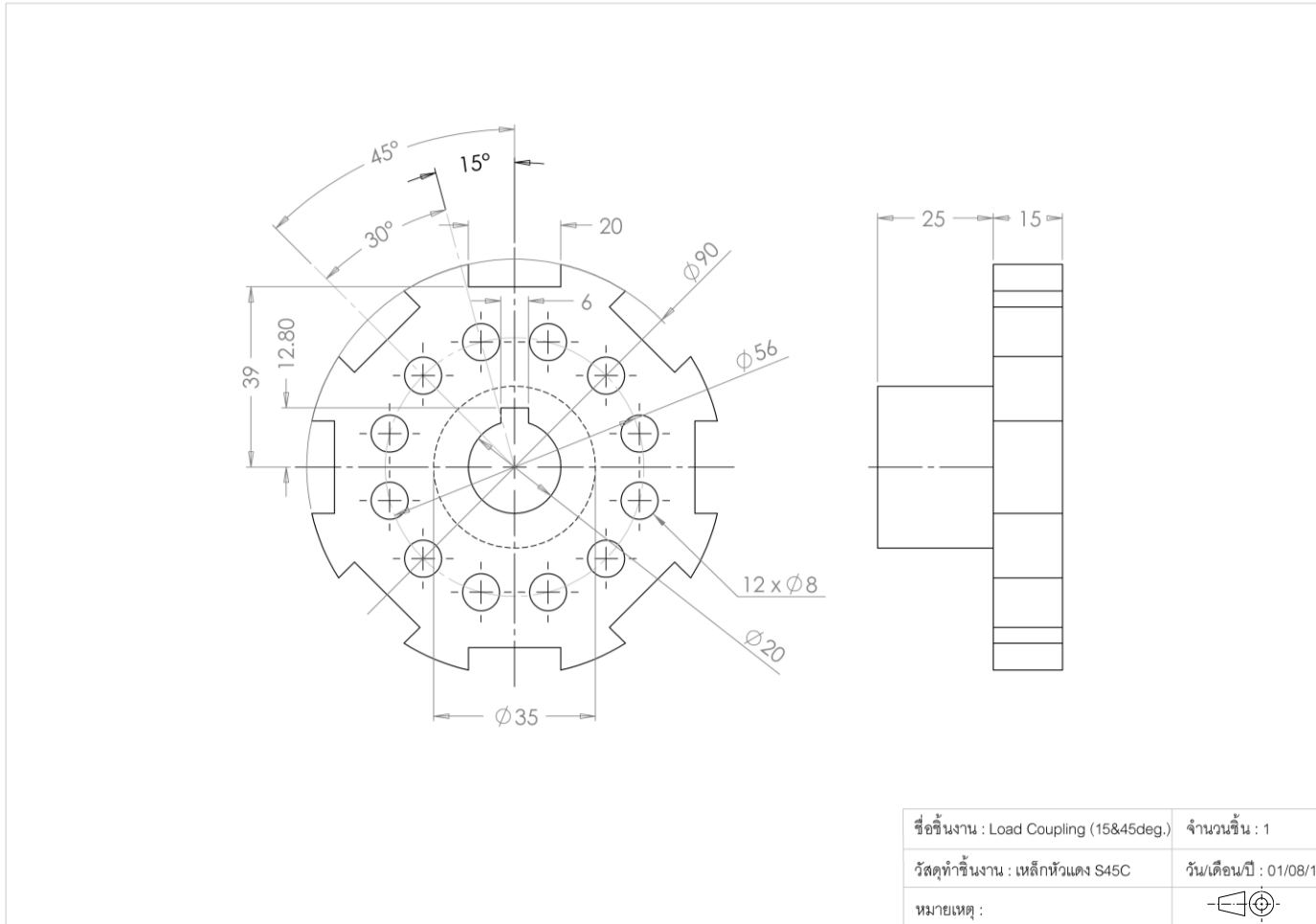
ภาพที่ ๑.20 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (0, 30 องศา)



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

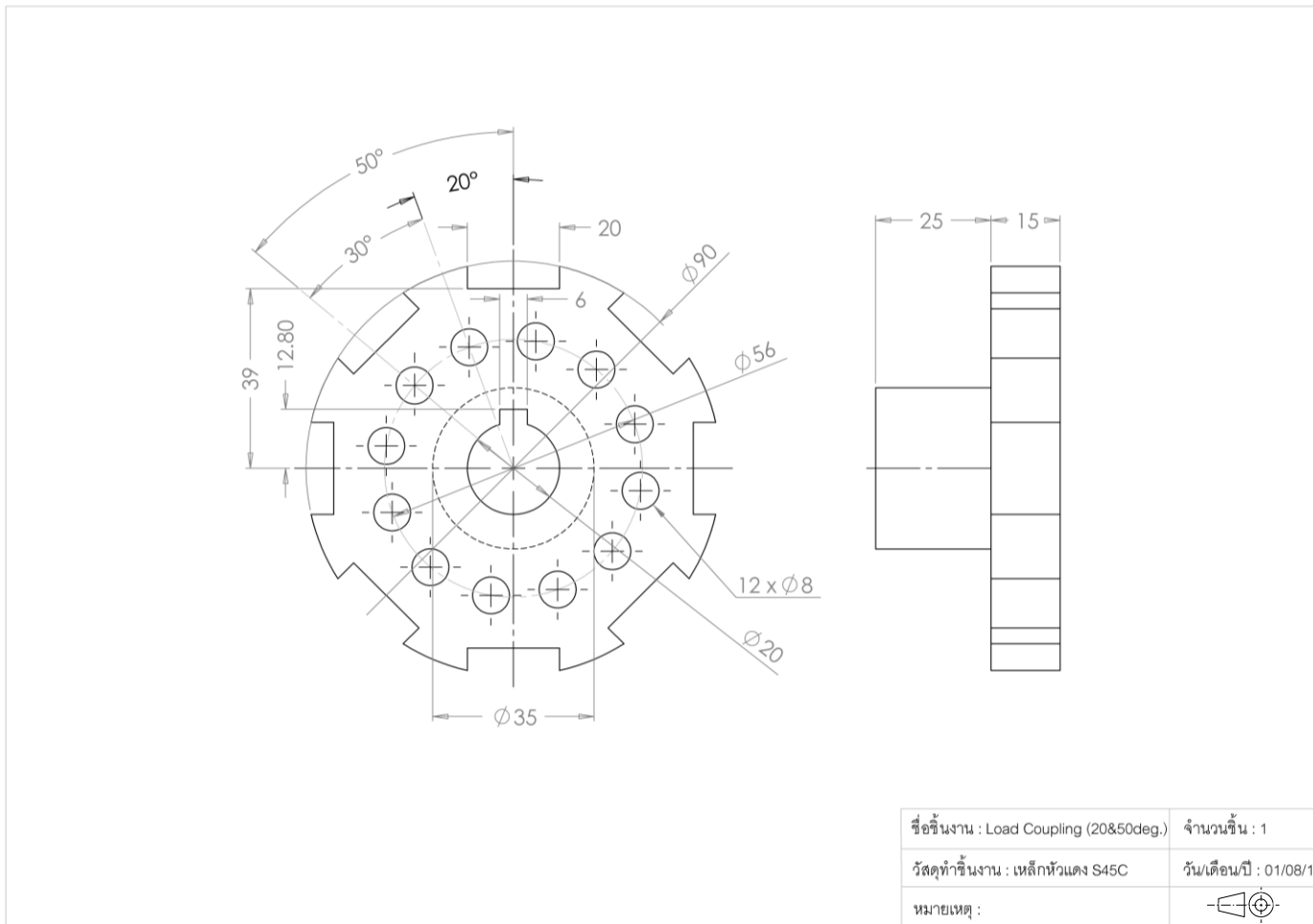


ภาพที่ จ.22 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (10, 40 องศา)

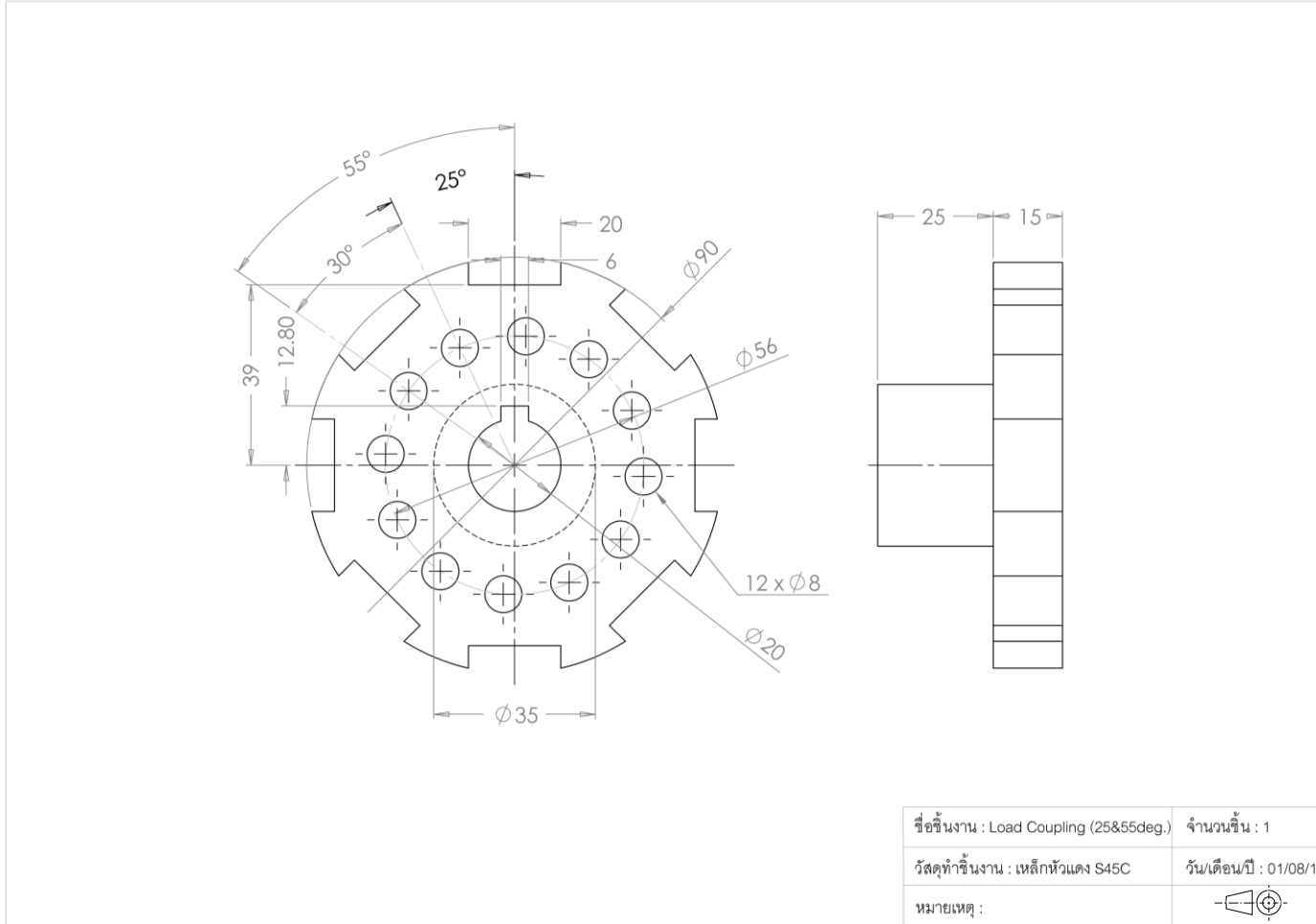


ภาพที่ จ.23 แบบคัปปลิง Load Coupling (15, 45 องศา)

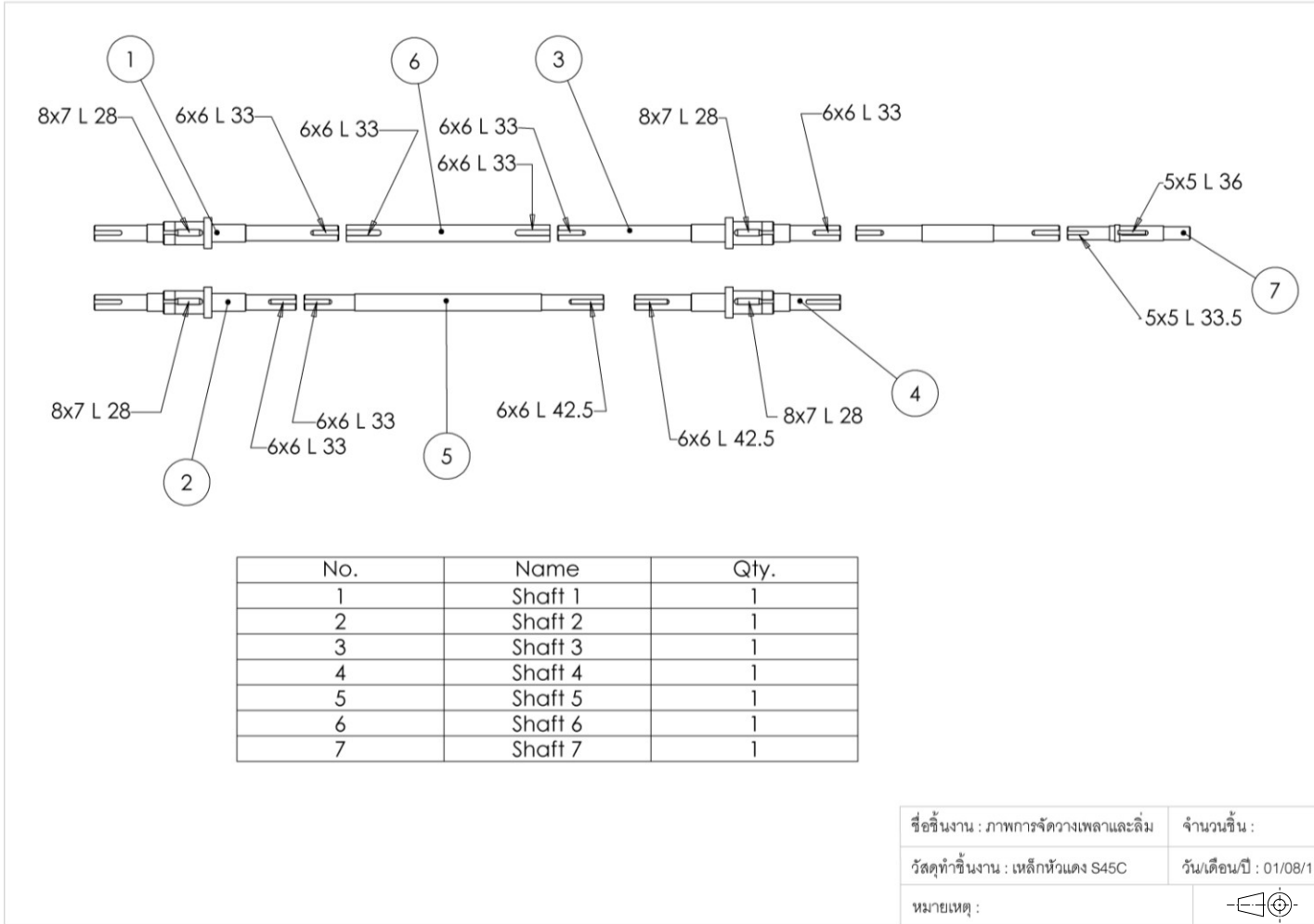




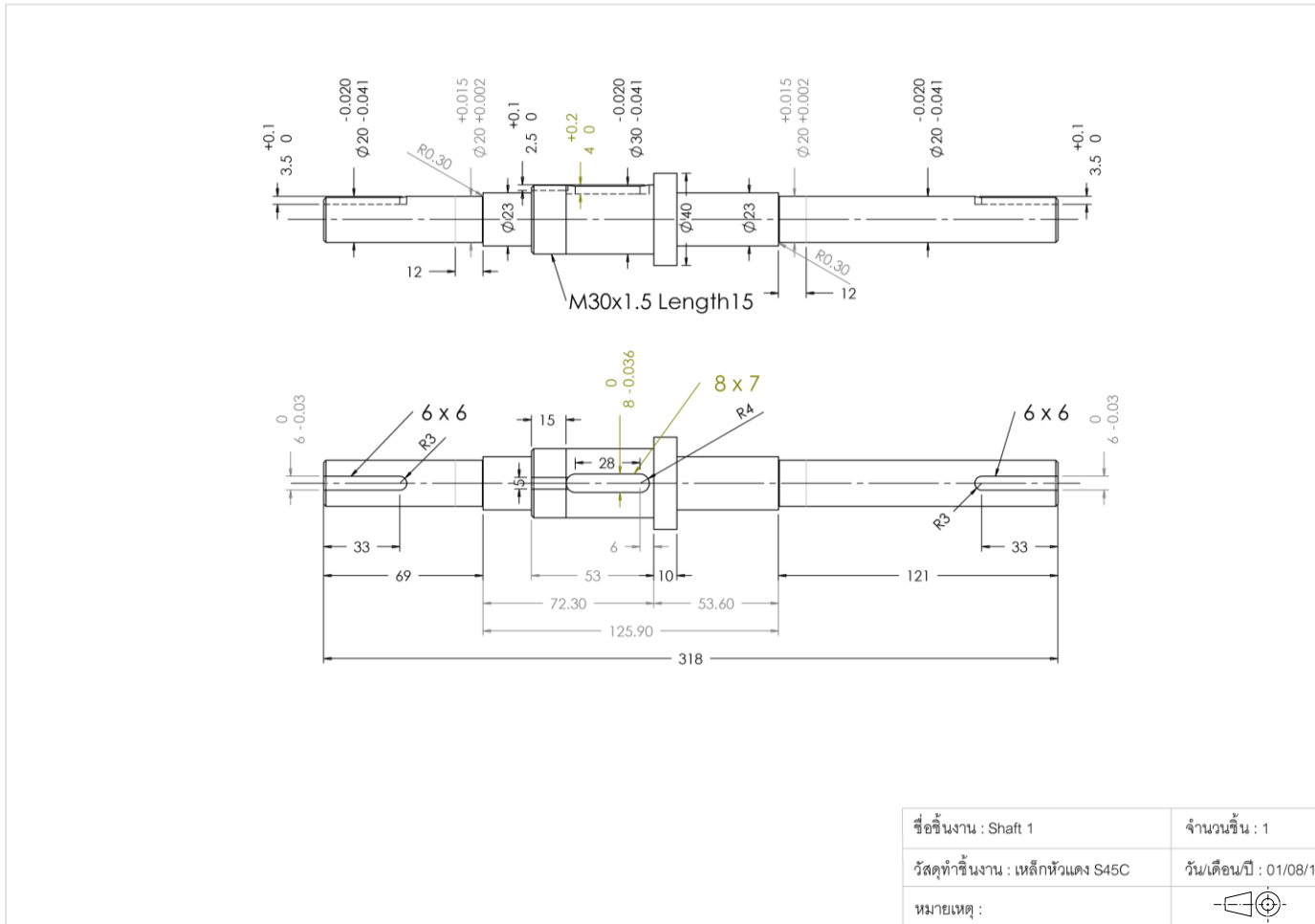
ภาพที่ จ.24 แบบคัปปลิ่ง Load Coupling (20, 50 องศา)



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

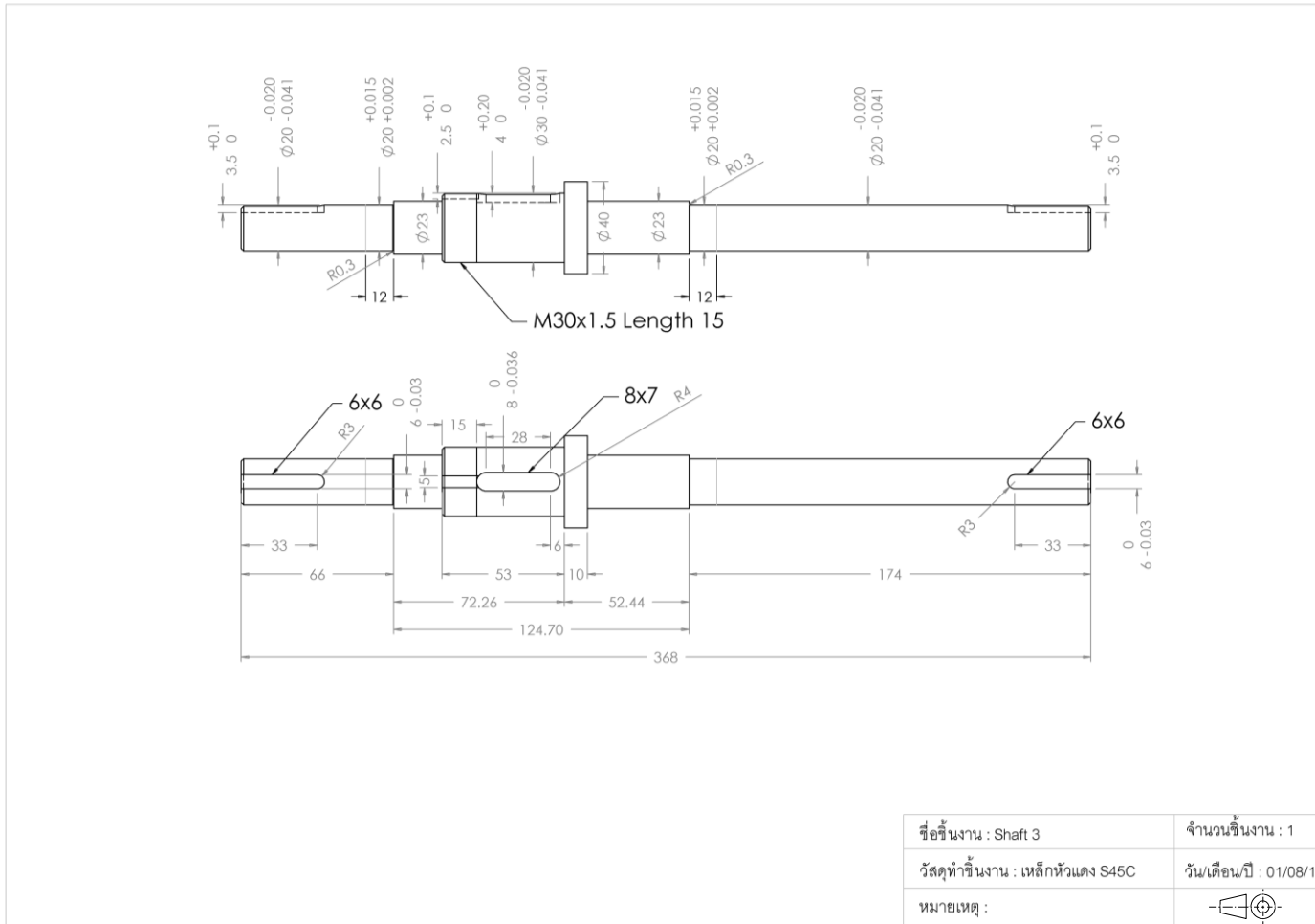


ภาพที่ จ.26 แบบการจัดวางเพลาและลิ้ม

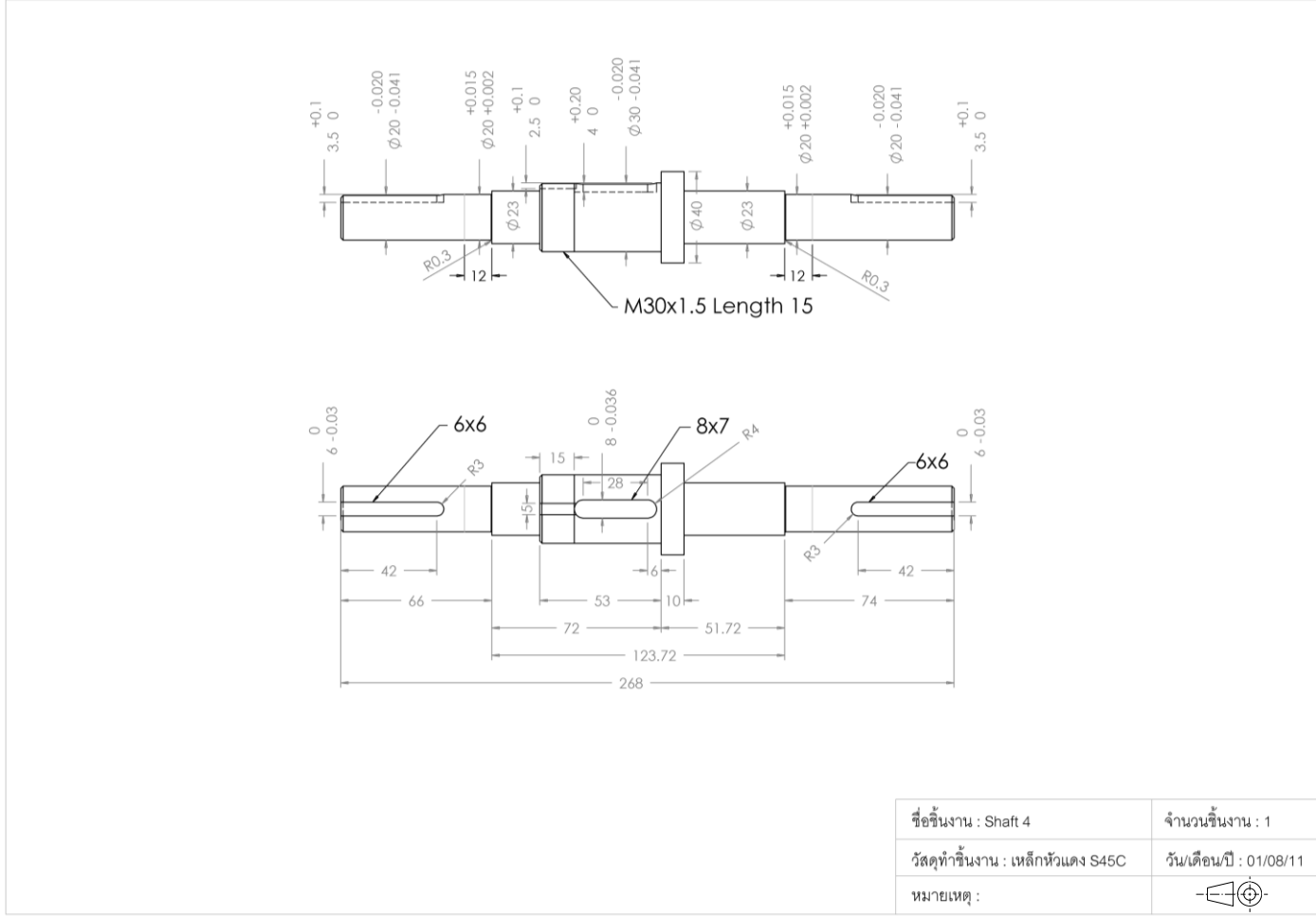


ภาพที่ จ.27 แบบเพลลา 1

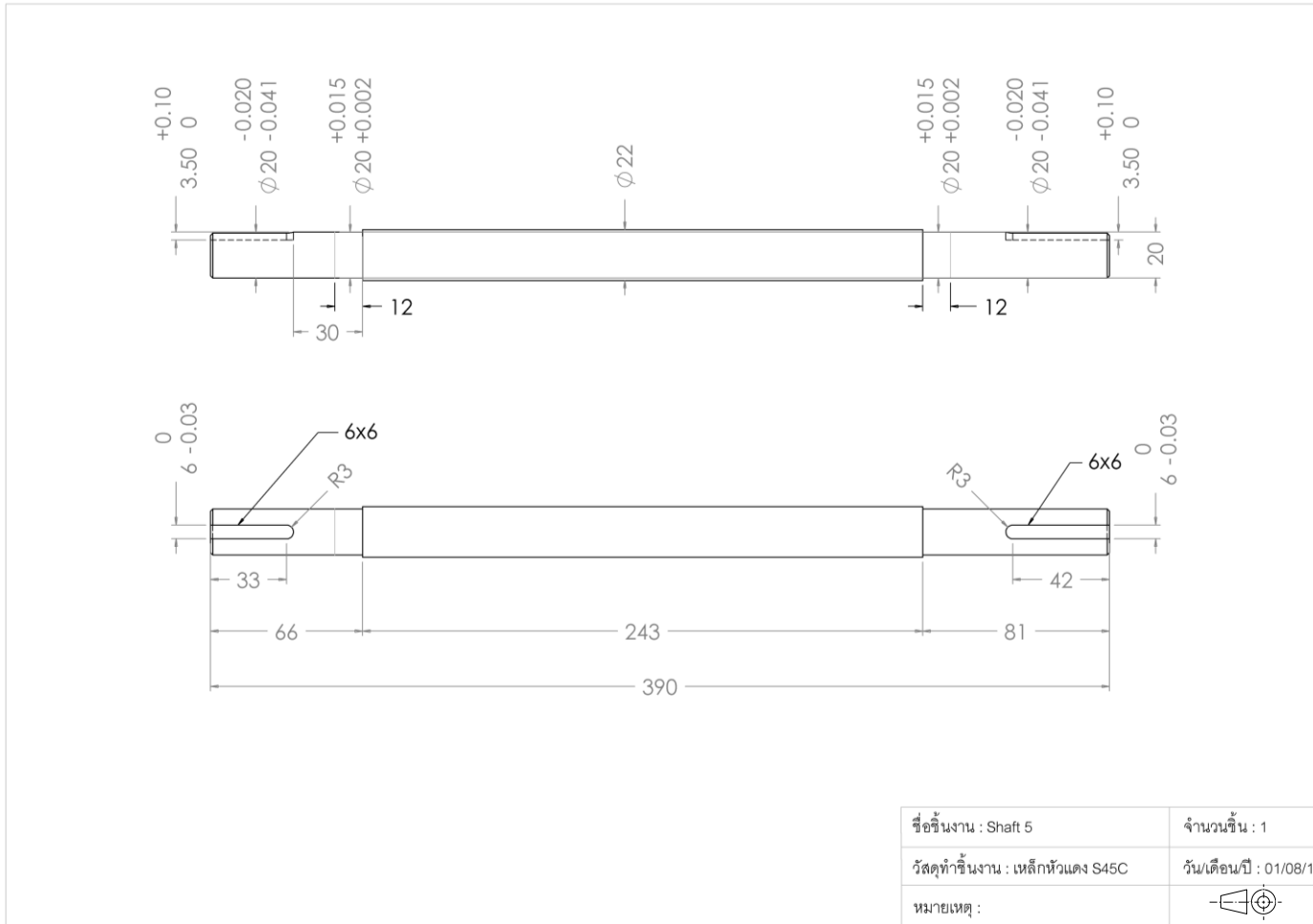




ภาพที่ จ.29 แบบเพลลา 3

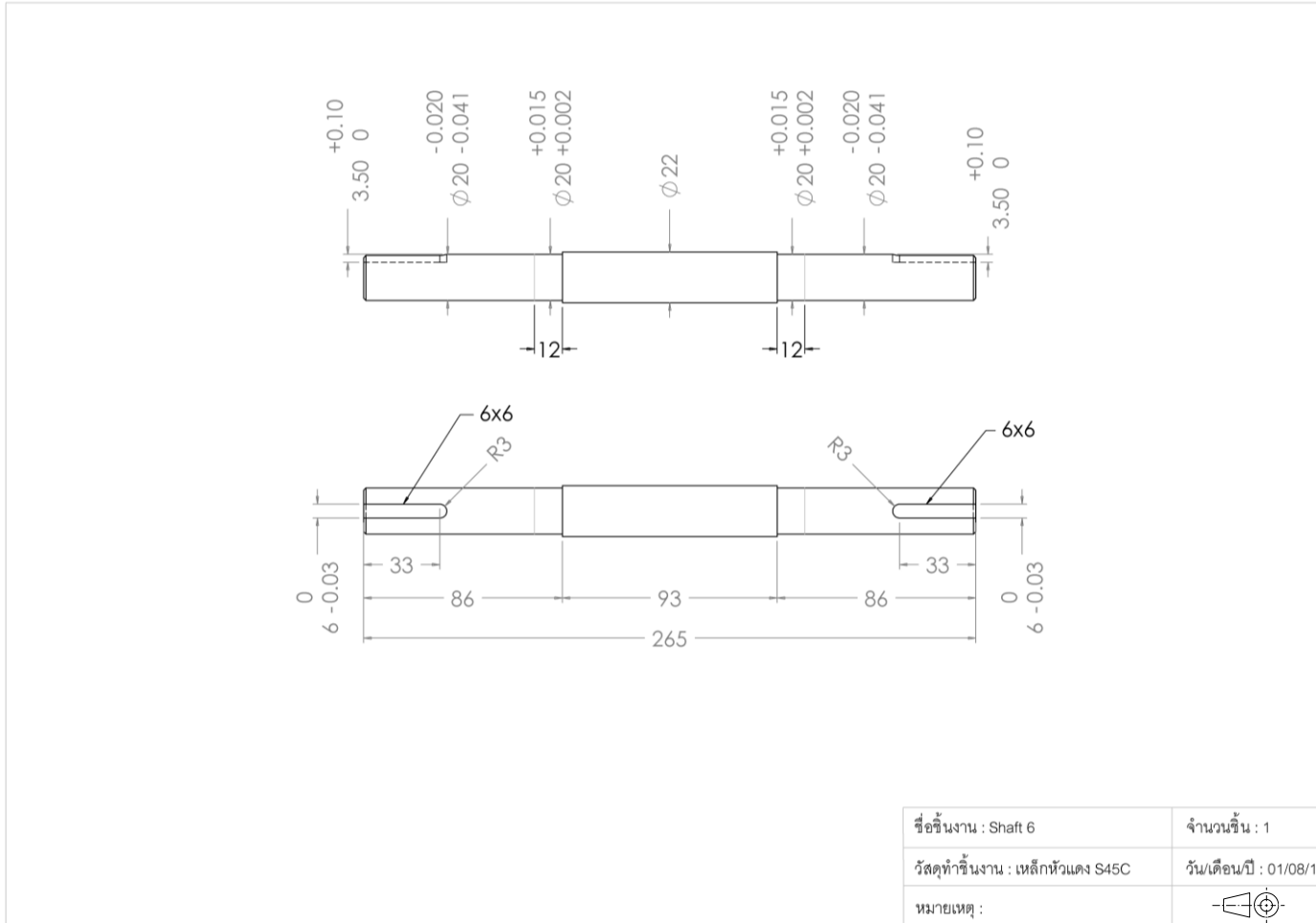


ภาพที่ ๑.30 แบบเพลลา 4

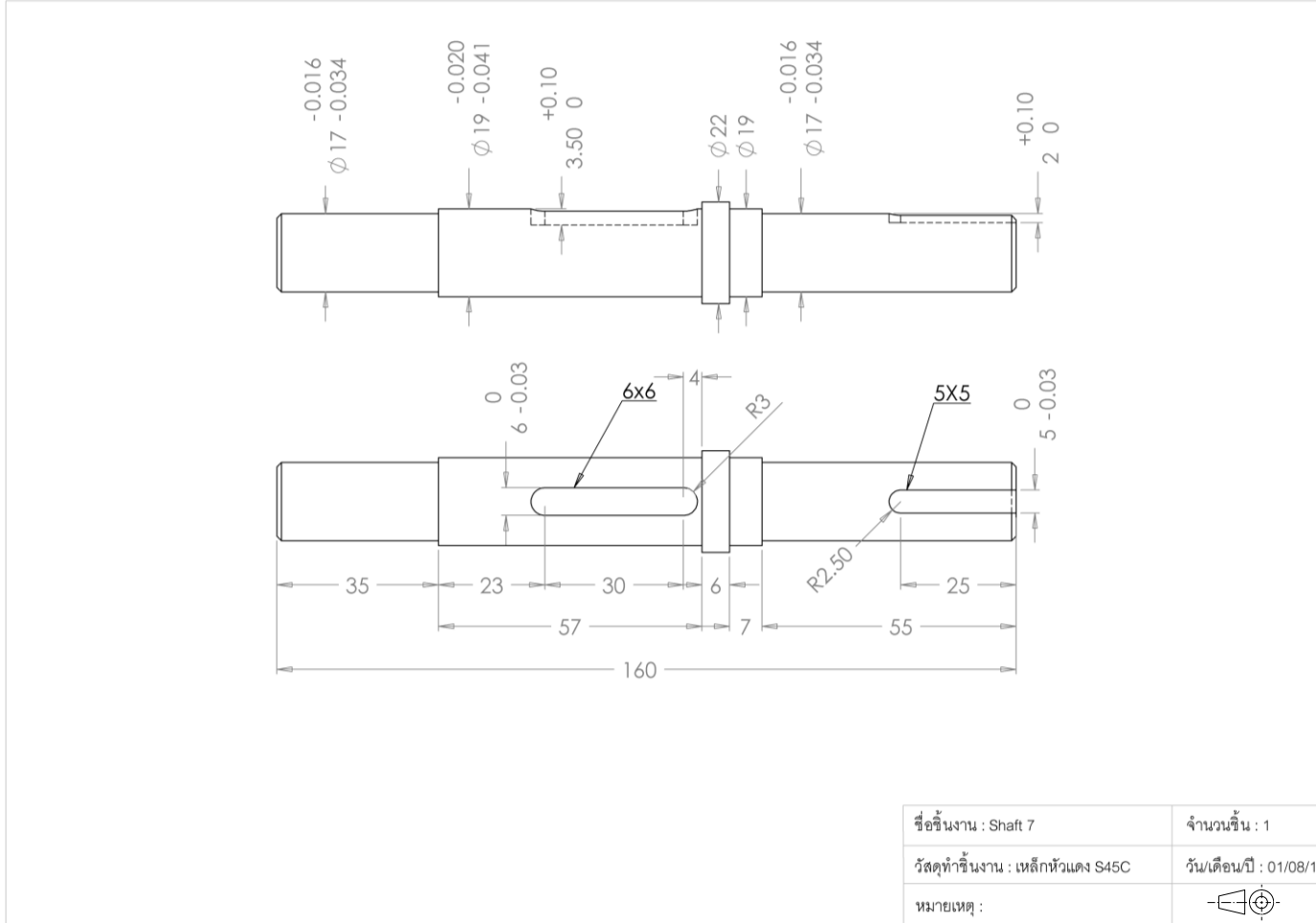


ภาพที่ จ.31 แบบเพลลา 5

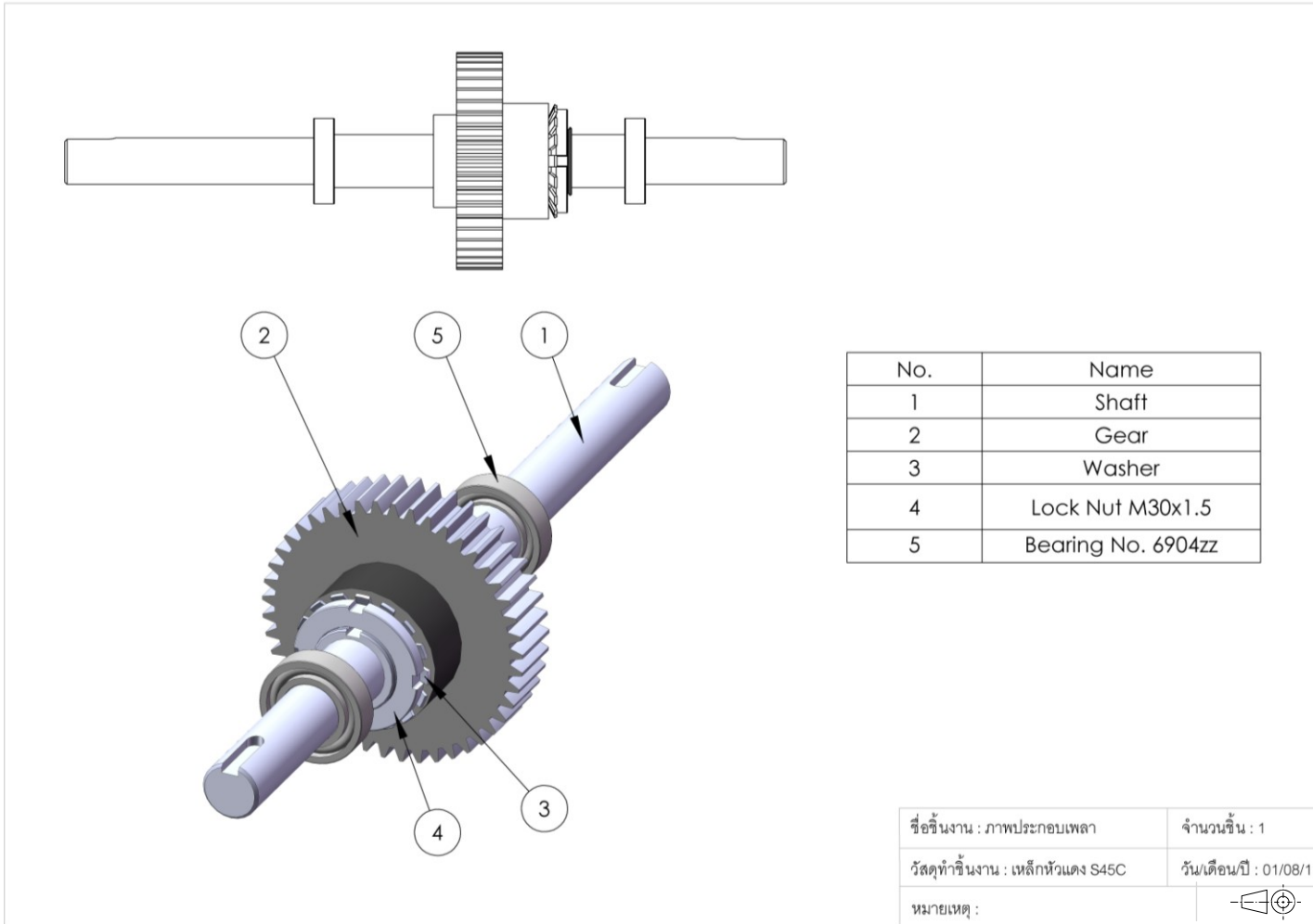




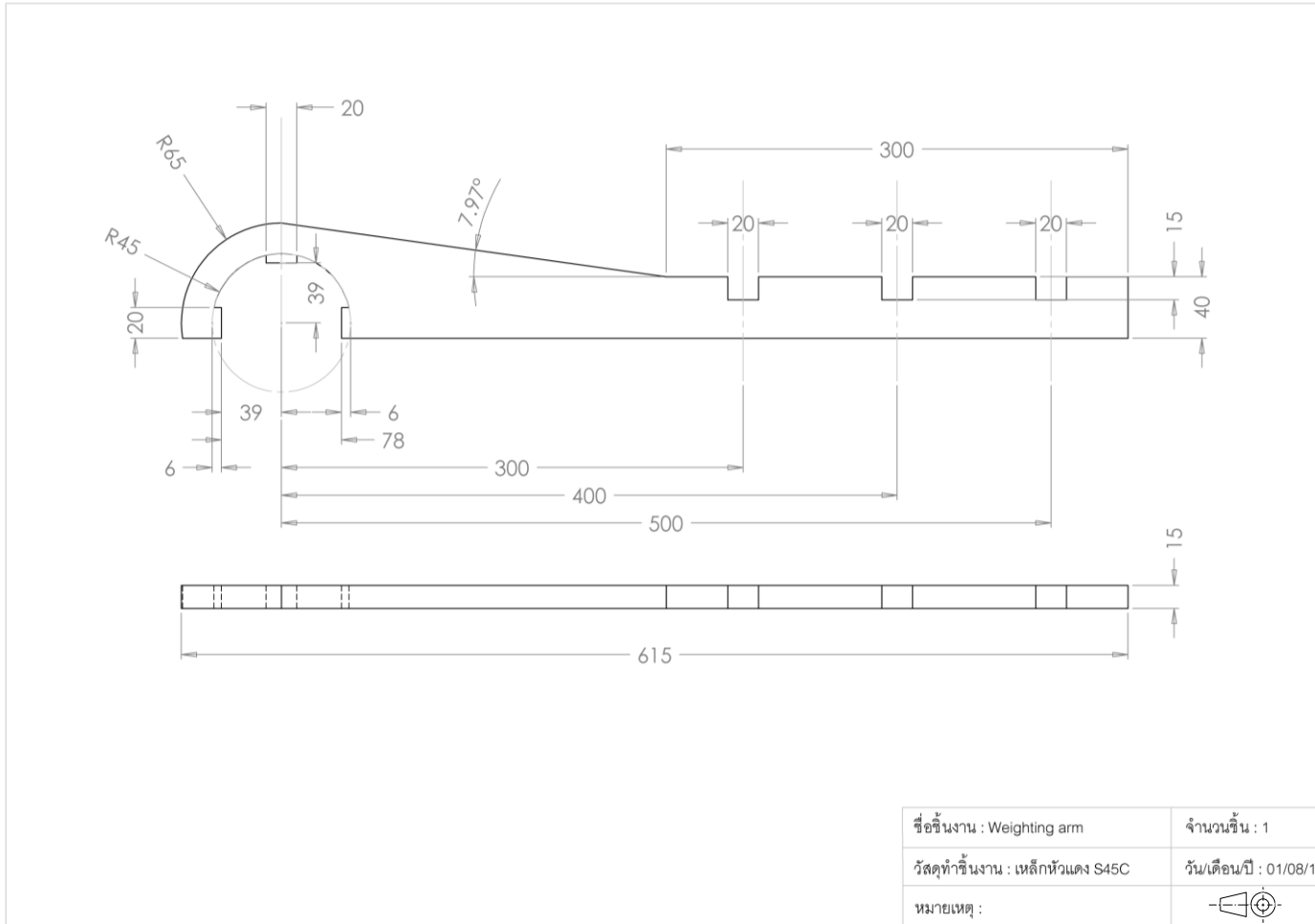
ภาพที่ จ.32 แบบเพลลา 6



ภาพที่ จ.33 แบบเพลลา 7

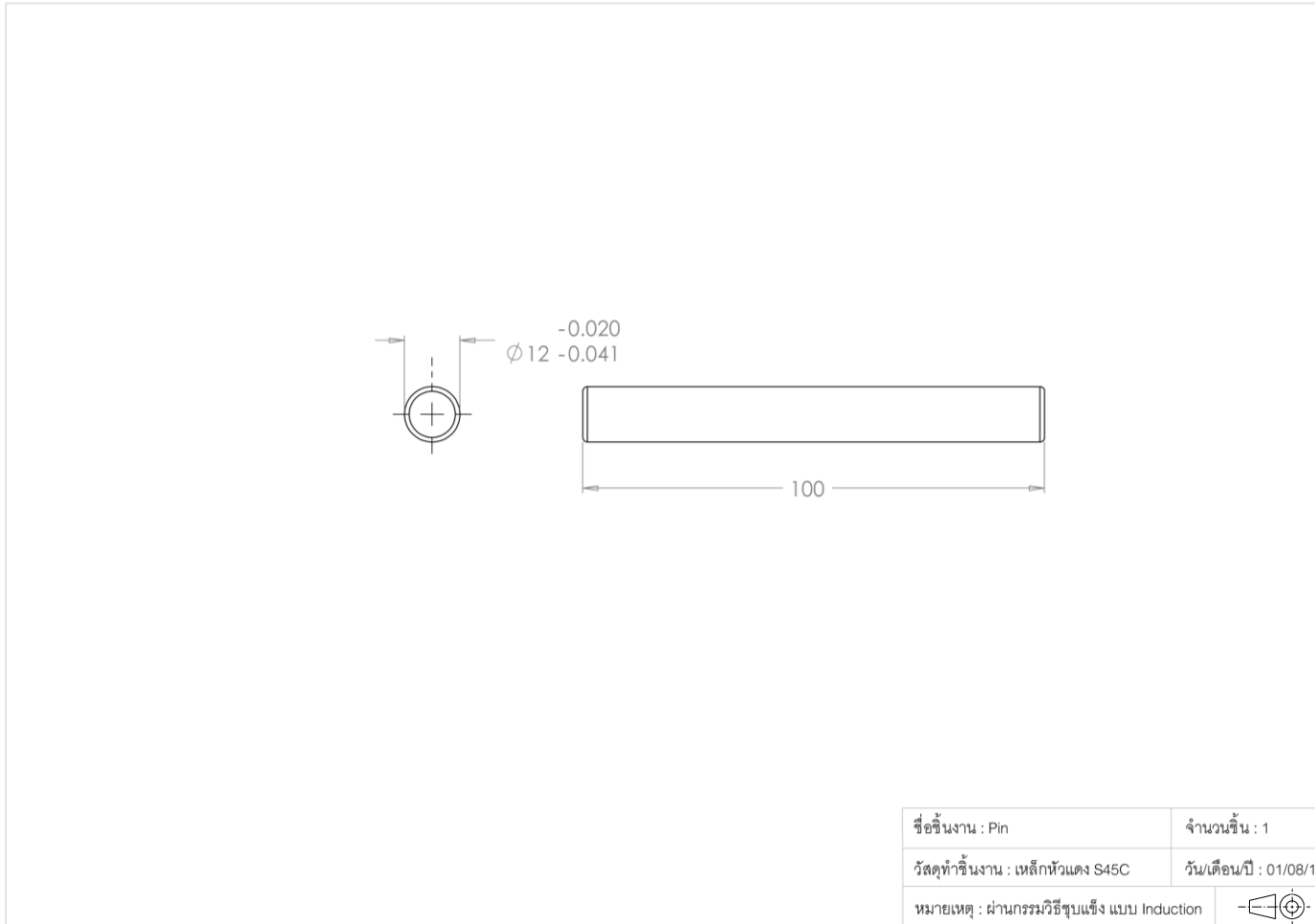


ภาพที่ จ.34 การประกอบเพลา

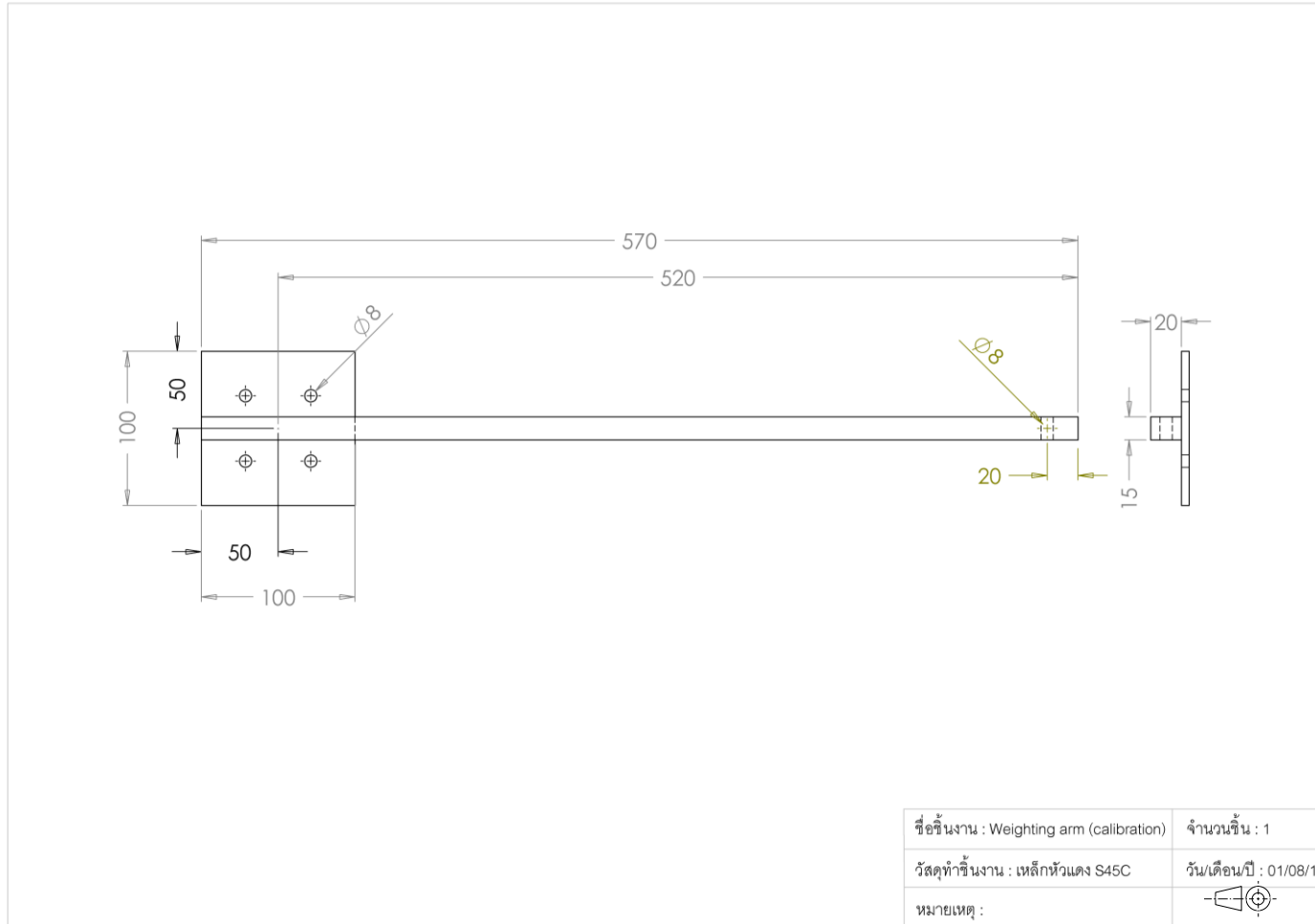


ภาพที่ จ.35 แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิด





ภาพที่ จ.37 แบบ Pin ชัดระบบ



ภาพที่ จ.38 แบบอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิดสำหรับการสอบเทียบ

ภาคผนวก จ.  
ตารางผลการทดลอง



## จ. ตารางผลการทดลอง

ตารางผลการทดลองในภาคผนวกนี้จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ตารางผลการทดลองวัดแรงบิดในระบบของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1-4 ที่ใช้ในการวัดกำลังสูญเสีย ตารางผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาระ และตารางผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะมีภาระ

ตารางที่ จ.1 ผลการทดลองวัดภาระแรงบิดในระบบของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1-4

ลำดับการให้ภาระ	ภาระแรงบิดในระบบ $T_c$ (Nm)			
	Design 1	Design 2	Design 3	Design 4
no load	1.04	0.69	1.75	2.23
1	13.52	15.58	13.34	37.98
2	54.89	49.06	39.91	82.34
3	129.64	88.32	105.99	117.96
4	164.93	167.64	217.31	-
5	244.94	264.52	-	-

ตารางที่ ๑.2 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาระของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1

ความเร็วรอบ เพลเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็วเชิงมุม ขาเข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลเข้า ห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียไม่ ขึ้นกับภาระ (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	261.8	-0.0522	0.5884	154.0448

ตารางที่ ๓.3 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาระของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็วเชิงมุม ขาเข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลาเข้า ห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียไม่ ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0461	0.5069	26.5432
1000	104.72	-0.0469	0.5178	54.2258
1500	157.08	-0.0414	0.4445	69.8297
2000	209.44	-0.0399	0.4253	89.0825
2500	261.8	-0.0425	0.4596	120.3300

ตารางที่ ๑.4 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาระของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็วเชิงมุม ขาเข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลาเข้า ห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียไม่ ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0487	0.5422	28.3885
1000	104.72	-0.0513	0.5764	60.3583
1500	157.08	-0.0488	0.5430	85.2934
2000	209.44	-0.0470	0.5196	108.8355
2500	261.8	-0.0535	0.6058	158.5980

ตารางที่ ๑.5 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะไม่มีภาระของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้องเกียร์ (rpm)	ความเร็วเชิงมุม ขาเข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลาเข้า ห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสียไม่ ขึ้นกับภาระ (W)
500	52.36	-0.0335	0.3399	17.7966
1000	104.72	-0.0279	0.2662	27.8794
1500	157.08	-0.0222	0.1900	29.8413
2000	209.44	-0.0230	0.2003	41.9536
2500	261.8	-0.0208	0.1715	44.8884

ตารางที่ ๑.6 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพล่าขับมีภาระแรงบิด 14 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1

ความเร็วรอบ เพล่าเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้อง เกียร์(rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพล่า เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.0919	1.1158	35.6510	58.4248	22.7738	0.1187	11.2682
1000	104.72	-0.0800	0.9581	80.2115	100.3274	20.1159	0.2374	9.8206
1500	157.08	-0.0797	0.9543	114.1803	149.9091	35.7288	0.3561	17.5083
2000	209.44	-0.0783	0.9348	137.5793	195.7862	58.2069	0.4748	28.6286
2500	261.8	-0.0720	0.8522	154.0448	223.1035	69.0587	0.5935	33.9359

ตารางที่ ๑.7 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 55 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1

ความเร็วรอบ เพลาลูกเบี้ยว เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เบี้ยวห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขนส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1643	2.0776	35.6510	108.7851	73.1341	1.0413	35.5257
1000	104.72	-0.1519	1.9131	80.2115	200.3348	120.1234	2.0826	57.9791
1500	157.08	-0.1446	1.8162	114.1803	285.2908	171.1105	3.1239	82.4314
2000	209.44	-0.1365	1.7089	137.5793	357.9016	220.3222	4.1652	105.9959
2500	261.8	-0.1386	1.7367	154.0448	454.6652	300.6204	5.2065	145.1037

ตารางที่ จ.8 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาขับมีภาระแรงบิด 129 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขับส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3179	4.1186	35.6510	215.6503	179.9993	3.9218	86.0779
1000	104.72	-0.2893	3.7378	80.2115	391.4224	311.2110	7.8435	147.7619
1500	157.08	-0.2721	3.5100	114.1803	551.3527	437.1724	11.7653	206.8209
2000	209.44	-0.2588	3.3331	137.5793	698.0856	560.5063	15.6871	264.5661
2500	261.8	-0.2463	3.1669	154.0448	829.0992	675.0544	19.6089	317.9183



ตารางที่ จ.9 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 165 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1

ความเร็วรอบ เพลาลูกเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3905	5.0829	35.6510	266.1431	230.4921	5.7295	109.5165
1000	104.72	-0.3617	4.6999	80.2115	492.1745	411.9630	11.4590	194.5225
1500	157.08	-0.3441	4.4663	114.1803	701.5606	587.3803	17.1885	276.5016
2000	209.44	-0.3283	4.2566	137.5793	891.5023	753.9230	22.9180	354.0434
2500	261.8	-0.3183	4.1239	154.0448	1079.6490	925.6047	28.6476	434.1548

ตารางที่ ฉ.10 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาขับมีภาระแรงบิด 245 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 1

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขับส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5063	6.6210	35.6510	346.6740	311.0229	10.5771	144.9343
1000	104.72	-0.4664	6.0906	80.2115	637.8093	557.5978	21.1543	257.6446
1500	157.08	-0.4381	5.7151	114.1803	897.7320	783.5518	31.7314	360.0445
2000	209.44	-0.4150	5.4084	137.5793	1132.7370	995.1580	42.3085	455.2705
2500	261.8	-0.3898	5.0739	154.0448	1328.3570	1174.3120	52.8857	534.2706

ตารางที่ จ.11 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 16 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2

ความเร็วรอบ เพลาลูกเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.0621	0.7200	26.5432	37.6975	11.1543	0.1479	5.4293
1000	104.72	-0.0569	0.6512	54.2259	68.1983	13.9724	0.2958	6.6904
1500	157.08	-0.0570	0.6520	69.8297	102.4229	32.5932	0.4437	15.8529
2000	209.44	-0.0509	0.5714	89.0825	119.6816	30.5991	0.5916	14.7080
2500	261.8	-0.0457	0.5026	120.3300	131.5687	11.2386	0.7395	4.8799

ตารางที่ จ.12 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 49 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2

ความเร็วรอบ เพลาลูกเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1087	1.3396	26.5432	70.1421	43.5989	0.8749	20.9246
1000	104.72	-0.1087	1.3389	54.2259	140.2052	85.9794	1.7498	41.2399
1500	157.08	-0.0987	1.2056	69.8297	189.3791	119.5494	2.6247	57.1500
2000	209.44	-0.0943	1.1478	89.0825	240.3866	151.3041	3.4996	72.1525
2500	261.8	-0.0866	1.0450	120.3300	273.5844	153.2544	4.3745	72.2527

ตารางที่ จ.13 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 88 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2

ความเร็วรอบ เพลาลูกเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1658	2.0979	26.5432	109.8452	83.3020	2.1763	39.4748
1000	104.72	-0.1586	2.0025	54.2259	209.7010	155.4752	4.3525	73.3851
1500	157.08	-0.1375	1.7213	69.8297	270.3831	200.5534	6.5288	93.7479
2000	209.44	-0.1295	1.6154	89.0825	338.3354	249.2529	8.7050	115.9214
2500	261.8	-0.1188	1.4737	120.3300	385.8177	265.4877	10.8813	121.8626

ตารางที่ ฉ.14 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 168 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2

ความเร็วรอบ เพลาลูกเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3085	3.9938	26.5432	209.1129	182.5697	5.8763	85.4085
1000	104.72	-0.2841	3.6690	54.2259	384.2184	329.9926	11.7526	153.2437
1500	157.08	-0.2664	3.4340	69.8297	539.4163	469.5866	17.6289	217.1644
2000	209.44	-0.2441	3.1373	89.0825	657.0828	568.0003	23.5052	260.4949
2500	261.8	-0.2305	2.9572	120.3300	774.1893	653.8593	29.3815	297.5482

ตารางที่ ฉ.15 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 265 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 2

ความเร็วรอบ เพลาลูกเบี้ยว เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เบี้ยว (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขนส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.4795	6.2646	26.5432	328.0121	301.4689	11.9160	138.8185
1000	104.72	-0.4474	5.8382	54.2259	611.3715	557.1457	23.8319	254.7409
1500	157.08	-0.4432	5.7833	69.8297	908.4412	838.6115	35.7479	383.5579
2000	209.44	-0.4144	5.3998	89.0825	1130.9310	1041.8490	47.6638	473.2606
2500	261.8	-0.3955	5.1486	120.3300	1347.9070	1227.5770	59.5798	554.2089

ตารางที่ จ.16 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 13 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3

ความเร็วรอบ เพลาลูกเบี้ยว เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เบี้ยวห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.0838	1.0080	28.3885	52.7782	24.3898	0.1110	12.0839
1000	104.72	-0.0748	0.8889	60.3583	93.0843	32.7260	0.2219	16.1411
1500	157.08	-0.0742	0.8813	85.2934	138.4306	53.1372	0.3329	26.2357
2000	209.44	-0.0682	0.8016	108.8355	167.8914	59.0559	0.4439	29.0841
2500	261.8	-0.0627	0.7281	158.5980	190.6189	32.0209	0.5549	15.4556



ตารางที่ จ.17 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 40 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3

ความเร็วรอบ เพลาลูกเบี้ยว เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขาเข้า ห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เบี้ยวห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1356	1.6965	28.3885	88.8286	60.4402	0.6067	29.6134
1000	104.72	-0.1261	1.5710	60.3583	164.5101	104.1518	1.2134	50.8625
1500	157.08	-0.1221	1.5170	85.2934	238.2930	152.9997	1.8200	74.6798
2000	209.44	-0.1150	1.4234	108.8355	298.1103	189.2748	2.4267	92.2107
2500	261.8	-0.1147	1.4200	158.5980	371.7602	213.1622	3.0334	103.5477

ตารางที่ ฉ.18 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาขับมีภาระแรงบิด 106 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้อง เกียร์(rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขับส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.2677	3.4509	28.3885	180.6878	152.2994	2.7565	73.3932
1000	104.72	-0.2459	3.1611	60.3583	331.0262	270.6679	5.5130	129.8209
1500	157.08	-0.2309	2.9626	85.2934	465.3580	380.0647	8.2695	181.7628
2000	209.44	-0.2199	2.8165	108.8355	589.8851	481.0496	11.0261	229.4987
2500	261.8	-0.2079	2.6573	158.5980	695.6825	537.0845	13.7826	254.7597

ตารางที่ ฉ.19 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาขับมีภาระแรงบิด 217 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 3

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้อง เกียร์(rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขนส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.5675	7.4345	28.3885	389.2684	360.8799	8.3890	172.0510
1000	104.72	-0.5204	6.8082	60.3583	712.9582	652.5999	16.7780	309.5220
1500	157.08	-0.4925	6.4378	85.2934	1011.2420	925.9486	25.1670	437.8073
2000	209.44	-0.4736	6.1869	108.8355	1295.7890	1186.9537	33.5560	559.9209
2500	261.8	-0.4644	6.0646	158.5980	1587.7140	1429.1155	41.9450	672.6128

ตารางที่ จ.20 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 38 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4

ความเร็วรอบ เพลเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้อง เกียร์(rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพล เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.1491	1.8758	17.7966	98.2143	80.4177	1.1029	39.1060
1000	104.72	-0.1345	1.6816	27.8794	176.0936	148.2143	2.2057	71.9014
1500	157.08	-0.1129	1.3950	29.8413	219.1334	189.2920	3.3086	91.3374
2000	209.44	-0.1013	1.2404	41.9536	259.7863	217.8327	4.4114	104.5049
2500	261.8	-0.0970	1.1843	44.8884	310.0396	265.1512	5.5143	127.0613

ตารางที่ จ.21 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลาชับมีภาระแรงบิด 82 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4

ความเร็วรอบ เพลาลูกเบี้ยว เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลาลูก เบี้ยวเข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขับส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.2539	3.2682	17.7966	171.1245	153.3278	3.6596	73.0043
1000	104.72	-0.2420	3.1097	27.8794	325.6503	297.7709	7.3193	141.5662
1500	157.08	-0.2154	2.7564	29.8413	432.9737	403.1324	10.9789	190.5873
2000	209.44	-0.2064	2.6347	41.9536	551.8090	509.8554	14.6385	240.2892
2500	261.8	-0.1996	2.5465	44.8884	666.6737	621.7854	18.2982	292.5945

ตารางที่ จ.22 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในภาวะเพลลาขับมีภาระแรงบิด 118 Nm ของเฟืองรูปร่างแบบที่ 4

ความเร็วรอบ เพลลาเข้าห้อง เกียร์ (rpm)	ความเร็ว เชิงมุมขา เข้าห้องเกียร์ (rad/s)	แรงเคลื่อนไฟฟ้า จากอุปกรณ์วัด แรงบิด (mV)	แรงบิดเพลลา เข้าห้องเกียร์ (Nm)	กำลังสูญเสีย ไม่ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสีย รวม (W)	กำลังสูญเสีย ขึ้นกับภาระ (W)	กำลังสูญเสียที่ ขึ้นกับภาระ ของตลับลูกปืน 4 ตัว (W)	กำลังสูญเสีย จากการขบส่ง กำลังของเฟือง 1 คู่ (W)
500	52.36	-0.3549	4.6106	17.7966	241.4120	223.6154	6.3896	105.4181
1000	104.72	-0.3248	4.2094	27.8794	440.8031	412.9238	12.7793	193.6826
1500	157.08	-0.2985	3.8601	29.8413	606.3500	576.5087	19.1689	269.0854
2000	209.44	-0.2815	3.6305	41.9536	760.3689	718.4154	25.5586	333.6491
2500	261.8	-0.2756	3.5568	44.8884	931.1722	886.2839	31.9482	411.1937

ภาคผนวก ซ.  
ตารางพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้คำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและ  
โปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหล

### ซ. พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและโปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถล

สำหรับภาคผนวกนี้จะแสดงพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในโปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียเพื่อเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินกับการทดลอง รวมถึง Code โปรแกรมคำนวณที่ใช้ประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในคู่มือเพียงตรง

#### ซ1. พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง

ตารางที่ ซ.1 พารามิเตอร์ต่างๆ ของเฟืองที่ใช้ในการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง

Parameters	Gear design			
	1	2	3	4
Number of Teeth	30	45	30	20,40
module (mm)	3	2	3	3
Pressure Angle $\alpha$ (deg)	20	20	14.5	20
Gear ratio $m_w$	1:1	1:1	1:1	1:2
Face Width $FW$ (mm)	20	20	20	20
Pitch Diameter (mm)	90	90	90	90
Pinion Young's Modulus $E_1$ (GPa)	206	206	206	206
Gear Young's Modulus $E_2$ (GPa)	206	206	206	206
Pinion Poisson's Ratio $\epsilon_1$	0.3	0.3	0.3	0.3
Gear Poisson's Ratio $\epsilon_2$	0.3	0.3	0.3	0.3
Surface Roughness RMS $S'$ ( $\mu\text{m}$ )	0.8255	0.8255	0.8255	0.8255

ตารางที่ ซ.2 คุณสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลอง

Property at 70°C	SAE Grade 80w90
Dynamic viscosity $\nu$ (cP)	24.87333
Kinematic viscosity $\nu_k$ (cSt)	28.7
Density $\rho$ ( $\text{kg/m}^3$ )	866.67



## ซ2. Code โปรแกรม MATLAB ที่ใช้คำนวณกำลังสูญเสียในแบบจำลอง

Code โปรแกรม MATLAB ที่ใช้คำนวณแบบจำลองกำลังสูญเสียของคู่เฟืองตรงมีดังนี้

Code โปรแกรมคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลหลัก

```
clear; %ลบตัวแปรทั้งหมด
col(1,:)=[.9 .0 .0]; %ประกาศ(7ลึ)
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; %จำนวนคู่เฟือง
ns = 100; %จำนวน section

%=====

rat = z1/z2 ; %อัตราส่วนการขบ
Rpl = m*z1/2 ; %รัศมี pitch 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; %แบ่งจุดกร้านวน
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); %รวม array กราฟ V
LL     = length(nn); %length ของ array กราฟ V
%ประกาศ Matrix ไว้เก็บตัวแปรสำหรับคำนวณ Sliding Loss

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

runT = 1; %ประกาศ Torque ลำดับที่ 1
runN = 1; %ประกาศ Speed ลำดับที่ 1
LPLH %program include คำนวน Length 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]; %กำหนดรัศมีความโค้งเพื่องับ
rc2 = [n1p+step:step:n1p+bp];
r1 = cat(2,fliplr(rc1),rc2); %รัศมีความโค้งเพื่องับ
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 เพื่องับ(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:lenn1+lenn2);
    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',(st
rconcat('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 ของกรขบ 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

%=====

%ชื่อฟังก์ชันย่อ

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;
%สร้างบอกรับ V ทั้งบ่อเต็มไปด้วยค่า-1 (หมายความว่าไม่มีข้อมูล)

Vstart=1;
countnst=1;

for(countnst=1:nst); %Loop กราฟV
    index=(Pb*(countnst-1)+1); %กำหนด offset ของ V แต่ละตัวเพื่อกรวางข้อมูล
    for(i=Vstart:Vstart+ns-1); %ดูปวงข้อมูลตามจำนวน 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 แต่ละตัวเพื่อกร plot graph
    end
end

```

```

end

index=(Pb*(countnst-1)+1);
for(i=Vstart:Vstart+ns-1); %Loop วดข้อมูลตามจำนวน number of section ที่ขอ
V
hold on
index=(index+gap); %ปรับ offset ของ V สำหรับววดเส้น V ตัวต่อไป
end
Vstart=Vstart+ns; %ปรับ row ของ V สำหรับววดเส้น 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 กราฟซ้อน, 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;
%คำนวณหาค่าoffset สุดท้ายของloop หรือคลื่นลูกสุดท้าย
offset_en=alllength-offset_st;

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

%คำนวณและวาดกราฟได้เลย
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 ค่าเมื่อทำการคำนวณค่าสุดท้าย
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
r(N_(j)), 'rpm')));
elseif(j==3)

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

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

    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

นายชาคริต เย็นที่ เกิดเมื่อวันที่ 27 ตุลาคม พ.ศ.2529 ที่จังหวัดนนทบุรี สำเร็จปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เมื่อวันที่ 26 มีนาคม 2551 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปีการศึกษา 2551

### ผลงานตีพิมพ์ของผู้วิจัย

- ชื่อบทความภาษาไทย : การศึกษากำลังที่สูญเสียในชุดเฟืองถ่ายทดกำลังในรถไถพรวนดินขนาดเล็ก

ชื่อบทความภาษาอังกฤษ : A Study on Power Losses of Transmission Gears in Small Power Tiller

ชื่อวารสารที่ตีพิมพ์ : การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23
- ชื่อบทความภาษาไทย : การศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง: การประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและการจัดสร้างชุดทดลอง

ชื่อบทความภาษาอังกฤษ : The Study on Parameters Affecting to Power Loss in Spur Gears: Estimation of Power Loss by Using Gear Meshing Model and Construction of Test Rig

ชื่อวารสารที่ตีพิมพ์ : การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24