

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการการศึกษากลไกการเกิดและปัจจัยที่มีผลต่อกำลัง
สูญเสียน้ำเนื่องจากการไหลของคู่เฟืองที่มีเพลานานกัน

โดย ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์

ธันวาคม 2556

สัญญาเลขที่ MRG5480164

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการการศึกษากลไกการเกิดและปัจจัยที่มีผลต่อกำลัง
สูญเสียเนื่องจากการไหลของคู่เฟืองที่มีเพลานานกัน

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย
สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ: **MRG5480164**

ชื่อโครงการ: การศึกษากลไกการเกิดและปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถของคู่เฟืองที่มีเพลานานกัน

ชื่อนักวิจัย: ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสมาวงค์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Email Address: **chanat.r@chula.ac.th**

ระยะเวลาโครงการ: มิถุนายน 2554 – ธันวาคม 2556

เฟืองเป็นชิ้นส่วนกลที่ใช้กันทั่วไปในงานทางวิศวกรรมโดยเฉพาะในการส่งกำลัง ถึงแม้ว่าการส่งกำลังโดยคู่เฟืองหนึ่งคู่จะมีประสิทธิภาพสูง การส่งกำลังโดยคู่เฟืองหลายๆ คู่ก็ทำให้กำลังสูญเสียเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ การศึกษากลไกการเกิดและปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถจึงเป็นการศึกษาพื้นฐานที่มีความสำคัญในการออกแบบเฟือง การศึกษานี้แบ่งออกเป็น 2 ส่วนได้แก่ การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการไถ และการทดลองเพื่อวัดกำลังสูญเสียจากการไถ และเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลอง ในส่วนของแบบจำลอง ในขั้นแรกจะพิจารณากำลังสูญเสียของเฟืองตรงก่อน แล้วจึงสร้างแบบจำลองในกรณีของเฟืองเฉียง โดยพิจารณาให้เฟืองเฉียงเปรียบเสมือนชุดของเฟืองตรงที่วางเอียงซ้อนกันตามแนวมุมเบสอีลิคส์ สำหรับการทดลอง ในที่นี้จะใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gear test rig พารามิเตอร์ของเฟืองที่พิจารณาในที่นี้ได้แก่ มุมอีลิคส์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล

ผลการประเมินพบว่าคู่เฟืองที่มีมุมอีลิคส์มาก และโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมาก แต่เฟืองที่มีมุมกดมาก และมีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย เมื่อเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองแล้ว ผลการประเมินจะสอดคล้องกับผลการทดลองในกรณีของโมดูลและมุมกด ส่วนผลของมุมอีลิคส์ และความกว้างหน้าฟัน แบบจำลองยังไม่สามารถประเมินแนวโน้มได้ถูกต้อง

คำหลัก : เฟืองตรง เฟืองเฉียง กำลังสูญเสียจากการไถ

Abstract

Project Code: MRG5480164

Project Title: A Study on the Mechanism and the Parameters Affecting to Sliding Loss of a Parallel-Axis Gear Pair

Investigator: Assistant Professor Dr. Chanat Ratanasumawong

Department of Mechanical Engineering, Chulalongkorn University

Email Address: chanat.r@chula.ac.th

Project Period: June 2011 – December 2013

Gear is commonly used in many engineering works especially in transmission systems. Although a gear pair has relatively high efficiency, power loss increases significantly when multiple-stages of gear reduction is used. The study on the mechanism and the parameters affecting to sliding loss is a basic research that is very important for gear design. This study is separated into two parts that are the construction of a mathematical model for estimation of sliding loss, and experiments to investigate the gear sliding loss and also to verify the ability of the model. About the model, the sliding loss of a spur gear pair is considered firstly. Afterwards the sliding loss of a helical gear pair that is modeled as the multi-section spur gears align slantwise along with base helix angle is constructed. In the experiment, the back-to-back gear test rig is used. The gear parameters considered here are helix angle, pressure angle, face width and module.

The estimated results show that the gear pair having larger helix angle and module has higher sliding loss but the gear pair having larger pressure angle and wider face width has lower sliding loss. By comparison between the estimated results and experimental results, the estimated results agree well with experimental results in the case of the effects of pressure angle and module, however the effects of helix angle and face width still cannot predicted correctly.

Keywords: Spur gear, Helical gear, Sliding loss

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิจัยนี้เป็นโครงการวิจัยภายใต้ทุนพัฒนาศักยภาพในการทำงานวิจัยของอาจารย์รุ่นใหม่ ผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย คณะวิศวกรรมศาสตร์ และภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ร่วมให้ทุนสนับสนุนงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศาสตราจารย์กิตติคุณ ดร.สุรินทร์ พงศ์สุกสมิทธิ์ นักวิจัยที่ปรึกษา ที่ได้ให้คำปรึกษา และคำแนะนำที่เป็นประโยชน์ตลอดงานวิจัย และสุดท้ายผู้วิจัยขอขอบคุณ นายชาคริต เย็นที่ นายภูวดล อัสวพิชญโชติ นายเจษฎา แพรกนันทะ และนางสาวณัฏฐา พรชัย นิสิตปริญญาโท ที่ได้ให้ความช่วยเหลืออย่างแข็งขันตลอดงานวิจัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ ภาษาไทย	ก
บทคัดย่อ ภาษาอังกฤษ	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 งานวิจัยที่มีมาก่อน	2
1.3 วัตถุประสงค์	4
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย	4
บทที่ 2 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถและการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	5
2.1 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถ	5
2.2 การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรง	8
2.3 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง	13
2.4 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน	21
2.5 ขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	22
2.6 สรุป	24
บทที่ 3 การตรวจสอบผลการประเมินกำลังสูญเสียเบื้องต้น	25
3.1 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองในกรณีเฟืองตรง	25
3.2 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองในกรณีเฟืองเฉียง	29
3.3 สรุป	35
บทที่ 4 การทดลองหาลักษณะการสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง	36
4.1 ชุดทดลอง back-to-back gearbox system	36
4.2 พารามิเตอร์ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง	39
4.3 การคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถจากการทดลอง	41
4.4 สรุป	43
บทที่ 5 ผลและอภิปรายผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง	44
5.1 กำลังสูญเสียจากการหมุน และกำลังสูญเสียทางกล	44
5.2 กำลังสูญเสียจากการไถ	46
5.3 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	51
5.4 สรุป	54
บทที่ 6 ผลและอภิปรายผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง	55

6.1 กำลังสูญเสียจากการหมุน และกำลังสูญเสียทางกล	55
6.2 กำลังสูญเสียจากการไถล	58
6.3 ประสิทธิภาพทางกลในห้องเฟืองส่งกำลัง	63
6.4 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	65
6.5 อภิปรายผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	67
6.6 สรุป	72
บทที่ 7 สรุป	73
7.1 สรุปสาระสำคัญของงานวิจัย	73
7.2 ข้อเสนอแนะ	75
เอกสารอ้างอิง	76
ภาคผนวก	78
ภาคผนวก ก รายการผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่	79
ภาคผนวก ข บทความวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ รายการที่ 1	80
ภาคผนวก ค บทความวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ รายการที่ 2	96
ภาคผนวก ง บทความวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ รายการที่ 3	113

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ในปัจจุบันเชื้อเพลิงฟอสซิล ซึ่งเป็นแหล่งกำเนิดพลังงานหลักของโลกมาเป็นระยะเวลายาวนาน มีปริมาณลดลงอย่างมาก สวนทางกับความต้องการพลังงานของโลกซึ่งมีเพิ่มมากขึ้นทุกปี ปัจจุบันส่งผลให้ราคาเชื้อเพลิงมีแนวโน้มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง เพิ่มต้นทุนการผลิตและการขนส่ง ส่งผลให้ต้นทุนสินค้าอุปโภคบริโภคสูงขึ้น ปัญหาด้านพลังงานนี้กระตุ้นให้มีการค้นคว้าวิจัยทั้งในด้านเทคโนโลยีพลังงานทางเลือกต่างๆ และเทคโนโลยีเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องจักรกล ซึ่งส่งผลต่อการลดปริมาณการใช้เชื้อเพลิง

เฟืองเป็นส่วนหลักในระบบส่งกำลังของเครื่องจักรกลหลายๆ ชนิด ส่งกำลังโดยการหมุนขบกันของฟันเฟือง เฟืองที่พบได้มากที่สุดในการส่งกำลังได้แก่เฟืองที่มีเพลขนานกัน ได้แก่ เฟืองตรงและเฟืองเฉียง โดยทั่วไป รูปร่างของฟันเฟือง (Tooth profile) จะถูกออกแบบให้เป็นผิวโค้งอินโวลูต เพื่อให้สามารถส่งกำลังด้วยอัตราทดที่ถูกต้องตลอดเวลา อย่างไรก็ตามด้วยรูปร่างของฟันเฟืองนี้ส่งผลให้เกิดการไถล และเสียดสีกันของผิวฟันเฟืองคู่ที่ขบกันตลอดเวลาระหว่างการขบ ก่อให้เกิดกำลังสูญเสียซึ่งไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ นอกจากนี้ปัจจัยอื่นๆ ในการทำงาน เช่น การหมุนด้านอากาศหรือการหมุนปั่นน้ำมัน ก็เป็นสาเหตุให้เกิดกำลังสูญเสียด้วยเช่นกัน ถึงแม้ว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการส่งกำลังแบบอื่นๆ เช่น โซ่ หรือ สายพาน เฟืองจะถือว่ามีประสิทธิภาพในการส่งกำลังสูง คือสูงถึงประมาณ 98-99 เปอร์เซ็นต์ แต่ในระบบส่งกำลังหนึ่งๆ มักมีการใช้เฟืองหลายๆ คู่ส่งกำลังพร้อมๆ กัน เพื่อให้ได้อัตราทดตามที่ต้องการ ดังนั้นกำลังสูญเสียเนื่องจากการใช้เฟืองหลายๆ คู่ จึงเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ การเพิ่มประสิทธิภาพของเฟืองส่งกำลังแม้เพียงเล็กน้อย จึงช่วยลดกำลังสูญเสียรวมในระบบส่งกำลังลงได้มาก ซึ่งหมายถึงพลังงาน และเชื้อเพลิงที่จำเป็นต้องใช้ในการขับเคลื่อนก็จะลดน้อยลงด้วย นอกจากนี้การไถลและเสียดสีกันของผิวฟัน ยังส่งผลให้เกิดความร้อนที่ผิวฟันสูง เป็นเหตุให้ผิวฟันเกิดความเสียหายหากมีการหล่อลื่นและระบายความร้อนไม่เพียงพอ การลดพลังงานสูญเสียจากการไถล ซึ่งจะเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานความร้อน จึงส่งผลโดยตรงทำให้ผิวฟันมีการสึกหรอน้อยลง และช่วยลดปริมาณการใช้ น้ำมันหล่อลื่นลงได้ นอกจากนี้ยังมีผลประโยชน์ต่อเนื่องจากการลดปริมาณการใช้ น้ำมันหล่อลื่นอีก เช่น ขนาดของปั๊ม หรืออุปกรณ์ในระบบน้ำมันหล่อลื่นสามารถออกแบบให้มีขนาดเล็กลงได้ จากความสำคัญข้างต้นจะเห็นว่าความเข้าใจถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสีย และผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย จะเป็นพื้นฐานสำคัญในการออกแบบ และเลือกใช้เฟือง เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงาน ประหยัดเชื้อเพลิง และยืดอายุการใช้งานของเฟือง และยังส่งผลดีต่อระบบอื่นๆ เช่นระบบน้ำมันหล่อลื่นได้

กำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรงและเฟืองเฉียงเกิดจากหลายๆ สาเหตุ และสามารถแบ่งชนิดของกำลังสูญเสียตามกลไกการเกิดได้เป็น 1) กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล (Sliding loss) 2) กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง (Rolling loss) 3) กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ (Windage loss) และ

4) กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น (Churning loss) สำหรับกำลังสูญเสียจากการไถและ การกลิ้งมีผลมาจากแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างการขบกันของคู่ฟันเฟือง ขนาดของกำลังสูญเสีย ขึ้นกับความเร็วเนื่องจากการไถและภาระบนคู่เฟือง ส่วนกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศเกิดจาก การหมุนด้านอากาศในห้องส่งกำลัง การสูญเสียนี้ขึ้นกับรูปร่างของเฟืองและรูปร่างของห้องส่งกำลังของ ชุดเฟืองนั้นๆ และในส่วนของกำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น เกิดขึ้นจากการหมุนของเฟือง ที่จมในน้ำมันหล่อลื่น ทำให้เกิดการหมุนปั่นน้ำมันและการสาดกระเด็นของน้ำมันหล่อลื่นในห้องส่งกำลัง กำลังสูญเสียชนิดนี้ขึ้นกับตัวแปร เช่น ความเร็วรอบการหมุนของเฟือง รูปร่างของฟันเฟือง ระดับความ ลึกของที่เฟืองจมอยู่ในน้ำมันหล่อลื่น ค่าความหนืดและอุณหภูมิน้ำมันของน้ำมันหล่อลื่น เป็นต้น ถึงแม้ว่ากำลังสูญเสียจะเกิดจากหลายๆ สาเหตุ แต่จากงานวิจัยหลายๆ ชิ้น พบว่าในกรณีของเฟือง ขนาดเล็กและหมุนด้วยความเร็วรอบไม่สูงมากนัก เช่น เฟืองที่มีการใช้ในรถยนต์ทั่วไป กำลังสูญเสียจาก การหมุนด้านอากาศจะมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียประเภทอื่นๆ และในกรณีที่ไม่มีภาระของ เฟืองในน้ำมันหล่อลื่น หรือเป็นการหล่อลื่นทำโดยฉีดน้ำมันหล่อลื่นเข้าไปโดยตรงเพื่อหล่อลื่นฟันเฟือง นั้น กำลังสูญเสียประเภทจากการหมุนปั่นน้ำมันจะมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งไปได้ และเนื่องจาก กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง จะมีค่าน้อยกว่ากำลังสูญเสียจากการไถระหว่างการขบมาก กำลังสูญเสียจาก การไถจึงถือเป็นกำลังสูญเสียสำคัญในการส่งกำลังโดยเฟืองตรงและเฟืองเฉียงในกรณีทั่วๆ ไป และ เป็นกำลังสูญเสียที่จะทำการศึกษาในงานวิจัยนี้

สำหรับในการศึกษานี้มุ่งหวังจะพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่ออธิบายกลไกการเกิด และเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการไถของเฟืองที่มีเพลานานานกัน ได้แก่เฟืองตรง และเฟืองเฉียง ซึ่ง มีใช้กันมากในเครื่องจักรกลทั่วไปรวมถึงในรถยนต์ โดยแบบจำลองที่สร้างขึ้นควรมีความแม่นยำ และสามารถนำไปประยุกต์ใช้ได้ง่าย ความแม่นยำของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองจะตรวจสอบ โดยเปรียบเทียบกับผลการทดลองวัดกำลังสูญเสีย ซึ่งทำโดยชุดทดสอบเฟืองที่สร้างขึ้นใหม่ นอกจากนี้ การศึกษานี้ยังมีจุดประสงค์เพื่อประเมินผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถ เพื่อใช้เป็น ฐานข้อมูลในการออกแบบเฟืองในทางปฏิบัติได้ โดยปัจจัยที่พิจารณาในงานวิจัยนี้ ได้แก่ ความเร็วรอบ หมุนเฟือง ภาระที่ฟันเฟือง ขนาดของฟันเฟืองหรือขนาดโมดูล (Module) ขนาดมุมกด (Pressure angle) ขนาดมุมฮีลิคซ์ (Helix angle) ความกว้างหน้าฟัน (Face width) และอัตราทดเฟือง

1.2 งานวิจัยที่มีมาก่อน

การศึกษาเกี่ยวกับประสิทธิภาพและกำลังสูญเสียของระบบเฟืองส่งกำลังเป็นหัวข้อวิจัยที่ได้รับความสนใจมาเป็นเวลานาน และมีผลงานวิจัยตีพิมพ์จำนวนมาก งานวิจัยเหล่านี้สามารถแบ่งได้คร่าวๆ เป็นงานวิจัยที่เน้นไปที่การทดลองเพื่อศึกษาถึงผลของพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อกำลังสูญเสีย และงานวิจัยที่ เน้นสร้างแบบจำลองเพื่ออธิบายกลไกการเกิดกำลังสูญเสีย ตัวอย่างงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง ได้แก่งานของ Petry-Johnson et al. [1], Haizuka et al. [2] และงานของ Vaidyanathan [3] โดย งานวิจัยเหล่านี้ศึกษาถึงผลของพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น ความเร็วรอบการทำงาน ภาระแรงบิด ขนาด โมดูล มุมกด มุมฮีลิคซ์ รวมถึงความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นที่มีต่อกำลังสูญเสีย งานเหล่านี้แสดงให้เห็น

ถึงผลของพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อกำลังสูญเสีย ซึ่งเป็นประโยชน์อย่างมากและสามารถใช้เป็นแนวทางสำหรับการเลือกใช้เฟืองได้ อย่างไรก็ตามงานวิจัยเหล่านี้ไม่ได้อธิบายถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสีย และไม่สามารถนำมาใช้เพื่อประเมินกำลังสูญเสียได้ ด้วยเหตุนี้จึงมีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสีย และสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ประเมินกำลังสูญเสีย

Michlin and Myunster [4] ได้เสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายเพื่อใช้ประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของคู่เฟืองตรง เนื่องจากผลของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากการกลิ้งและการไถลของคู่ฟันเฟืองขณะขบ งานวิจัยนี้มีช่วยให้เข้าใจถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นขณะฟันเฟืองขบกัน อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้ยังพิจารณาการขบกันของฟันเฟืองเพียงแค่คู่เดียว ซึ่งไม่สอดคล้องกับการขบกันจริงของฟันเฟือง ซึ่งในบางจังหวะเฟืองจะขบกันมากกว่าหนึ่งฟัน งานวิจัยก่อนหน้าของผู้วิจัย [5] ได้ปรับปรุงแบบจำลองของ Michlin and Myunster ให้ประยุกต์ใช้ได้ในกรณีที่ฟันเฟืองเกิดการขบส่งกำลังมากกว่า 1 คู่ และเปรียบเทียบผลกับผลการทดลองของ Petry-Johnson et al. ผลที่ได้พบว่าแนวโน้มโดยรวมมีความสอดคล้องกัน อย่างไรก็ตามในการคำนวณของ Michlin and Myunster และในงานวิจัยก่อนหน้าของผู้วิจัยได้เลือกใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ตลอดช่วงการขบ การคำนวณแบบนี้จะให้ผลแม่นยำก็ต่อเมื่อสามารถเลือกค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้เหมาะสมเท่านั้น อย่างไรก็ตามในกรณีทั่วไปจะไม่สามารถทราบค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เหมาะสมได้ เนื่องจากค่าของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะเปลี่ยนไปขึ้นกับ ความเร็วการไถล ภาระแรงบิด สภาพผิวของฟันเฟือง และความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น

จากความสำคัญของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เลือกใช้ ต่อความแม่นยำของแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย จึงมีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาเกี่ยวกับค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัส และมีงานวิจัย [6–10] ที่เสนอสมการสำเร็จ (Empirical formulas) เพื่อคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่สภาวะต่างๆ สมการเหล่านี้มักได้จากการทดลองวัดสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานโดยใช้การทดลองประเภท twin-disks ซึ่งประยุกต์ใช้พื้นผิวสัมผัสอย่างง่าย เช่น ผิวทรงกระบอกคู่ กัดอัดกัน และวัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

สมการสำเร็จเหล่านี้ได้ถูกนำไปใช้ในการคำนวณเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง ตัวอย่างงานวิจัยที่ใช้สมการสำเร็จเหล่านี้ในการคำนวณได้แก่ งานวิจัยของ Anderson and Lowenthal [11], Terauchi et al. [12] และงานของ Heingartner and Mba [13] ถึงแม้ว่าการนำสมการสำเร็จเพื่อคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมาใช้ในการประเมินกำลังสูญเสียจะทำให้ได้ผลการประเมินที่สอดคล้องและใกล้เคียงกับผลการทดลองมากขึ้น แต่การใช้สมการสำเร็จเหล่านี้ก็จำกัดอยู่ในสภาวะที่สอดคล้องกับสภาวะการทดลองที่ใช้สร้างสมการเท่านั้น ด้วยข้อจำกัดของสมการสำเร็จจึงมีงานวิจัยที่ประยุกต์ใช้หลักการของ EHL (Elastohydrodynamics Lubricants) ในการประเมินหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ตัวอย่างของงานวิจัยที่ใช้หลักการนี้ได้แก่ งานของ Xu et al. [14-15], Britton et al. [16], Diab et al. [17] และ Kuria and Khiu [18] ถึงแม้ว่าการใช้หลักการของ EHL จะสามารถใช้ได้ครอบคลุมสภาวะการทำงานต่างๆ และมีความแม่นยำ แต่หลักการนี้ก็ทำให้การประเมินกำลัง

สูญเสียของเฟืองมีความยุ่งยาก และใช้เวลาในการคำนวณมาก ทำให้ยังไม่เหมาะสมกับการนำไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบเฟืองในทางปฏิบัติ

ถึงแม้ว่าจะมีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรง แต่มีการศึกษาจำนวนไม่มากที่ศึกษาในกรณีของเฟืองเฉียง และแบบจำลองที่ใช้เพื่อประเมินกำลังสูญเสียโดยเฉพาะกรณีของเฟืองเฉียงยังมีความซับซ้อนและไม่เหมาะกับการประยุกต์ใช้งานจริง รวมถึงผลของพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองยังไม่ชัดเจนนัก ในการศึกษาเรื่องนี้จึงมีวัตถุประสงค์ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่ออธิบายกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งเป็นกำลังสูญเสียที่สำคัญในเฟืองส่งกำลัง และศึกษาผลของพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างนั้น จะปรับปรุงแบบจำลอง Michlin and Myunster และแบบจำลองที่ผู้วิจัยได้สร้างไว้ก่อน โดยเลือกใช้สมการสำเร็จเพื่อเพิ่มความแม่นยำของการคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้นเพื่อศึกษาพารามิเตอร์ต่างๆ ได้แก่ โมดูล มุมอีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน ความเร็วรอบการทำงาน และภาระแรงบิด ผลการประเมินจะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองเพื่อตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองต่อไป

1.3 วัตถุประสงค์

เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่ออธิบายกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองที่มีเพลานานกัน และเพื่อประเมินผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล โดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น และโดยการทดลอง

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียของคู่เฟืองที่มีเพลานานกัน ได้แก่ เฟืองตรง และเฟืองเฉียง
2. สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองที่มีเพลานานกัน
3. ปัจจัยที่ศึกษาได้แก่ โมดูล มุมอีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน ความเร็วรอบการทำงาน และภาระแรงบิด
4. ออกแบบและสร้างชุดทดลอง และออกแบบการทดลองให้ครอบคลุมปัจจัยที่ศึกษา
5. ทดลองวัดกำลังสูญเสีย
6. เปรียบเทียบผลการวัดกำลังสูญเสียและผลการประเมินจากแบบจำลอง
7. สรุปผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล

บทที่ 2

กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถและการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในบทนี้จะกล่าวถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถ และการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง สำหรับการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นจะเริ่มพิจารณาจากแบบจำลองในกรณีของฟันเฟืองตรงขบกัน 1 คู่ ก่อน หลังจากนั้นจะพิจารณาในกรณีฟันเฟืองตรงเมื่อขบกันมากกว่า 1 คู่ และในกรณีของเฟืองเฉียงตามลำดับ นอกจากนี้ยังจะกล่าวถึงการใช้สมการอย่างง่ายในการคำนวณหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และสุดท้ายจะกล่าวถึงแผนผังการคำนวณเพื่อใช้ในการเขียนโปรแกรมประเมินกำลังสูญเสียต่อไป

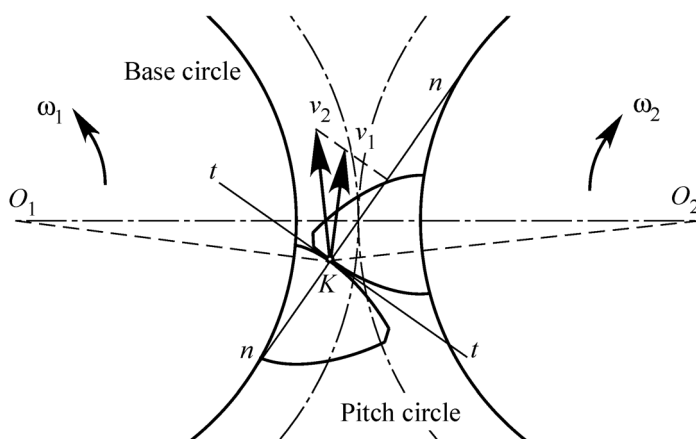
2.1. กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถ

เฟืองเป็นอุปกรณ์ส่งกำลังที่มีความสำคัญมากในระบบส่งกำลังของยานพาหนะและเครื่องจักรกลอื่นๆ กำลังสูญเสียในเฟืองนั้นสามารถแบ่งตามสาเหตุการเกิด ได้เป็น 4 ชนิด ได้แก่ 1) กำลังสูญเสียจากการไถ 2) กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง 3) กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศ และ 4) กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น ในที่นี้จะอธิบายเฉพาะกำลังสูญเสียจากการไถ ซึ่งเป็นกำลังสูญเสียหลักของเฟืองส่งกำลังขณะทำงานที่ความเร็วรอบหมุนไม่สูงมากนัก และเป็นกำลังสูญเสียที่สนใจในงานวิจัยนี้

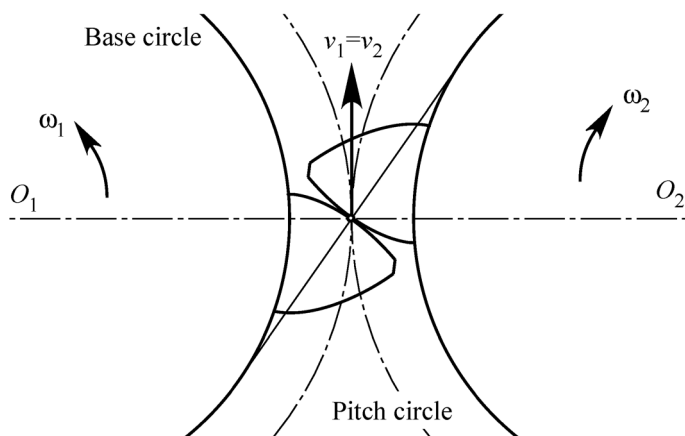
กำลังสูญเสียจากการไถ

กำลังสูญเสียจากการไถ เป็นกำลังสูญเสียที่เกิดเนื่องจากการเสียดสีของฟันเฟืองระหว่างการขบ กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถ แสดงดังรูปที่ 2.1 จากรูป เฟือง 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 การส่งกำลังจึงทำได้อย่างสม่ำเสมอ หากมีขนาดของความเร็วที่ไม่เท่ากันแล้วเฟืองจะไม่สัมผัสกันตลอดระยะเวลาที่ขบกันและเกิดการกระแทกขึ้น ส่วนเวกเตอร์ความเร็วในแนวแกน $t-t$ จะพบว่ามีขนาดไม่เท่ากัน จึงทำให้เกิดการไถและแรงเสียดทานจากการไถ แรงเสียดทานจากการไถนี้ส่งผลให้เกิดกำลังสูญเสียจากการไถขึ้น รูปที่ 2.1 (ก) (ข) และ (ค) แสดงตำแหน่งการขบก่อนถึงจุดพิตช์ ที่ตำแหน่งพิตช์ และหลังจุดพิตช์ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าความเร็วการไถมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขบเปลี่ยนไป ส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการไถในแต่ละช่วงเวลาจะมีค่าไม่คงที่ โดยอัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตามจะมีค่ามากกว่าเฟืองขับในตอนแรก แต่เมื่อตำแหน่งขบเลยจุดพิตช์ไปแล้วอัตราเร็วของเฟืองขับจะมากกว่าเฟืองตาม นอกจากนี้ยังพบว่าที่ตำแหน่งการขบห่างจากจุดพิตช์มากจะยังมีความเร็วการไถมาก จึงมีกำลังสูญเสียมากกว่าการขบที่ตำแหน่งใกล้ๆ จุดพิตช์ สำหรับที่จุดพิตช์ความเร็วสัมผัสของเฟืองทั้งคู่มีค่าเท่ากัน จึงไม่เกิดการไถขึ้น รูปที่ 2.2 (ก) (ข) และ (ค) แสดง

แรงที่กระทำที่ผิวเฟืองแต่ละตัวเมื่อตำแหน่งการขบต่างกัน โดยแรง N คือ แรงที่คู่เฟืองกระทำต่อกันตามแนวเส้นแนวแรงกระทำ (Line of action) และ f คือ แรงเสียดทานในแนวแกนซึ่งขนานกับผิวสัมผัส จากรูปทิศของแรงเสียดทานในช่วงเริ่มต้นการขบก่อนจะถึงจุดพิตช์และที่ตำแหน่งการขบเมื่อผ่านจุดพิตช์ไปแล้วมีทิศทางตรงกันข้ามกัน เนื่องจากทิศทางของความเร็วการไถลตรงข้ามกัน สำหรับที่จุดพิตช์ เนื่องจากไม่มีการไถลเกิดขึ้นจึงไม่มีแรงเสียดทานจากการไถล

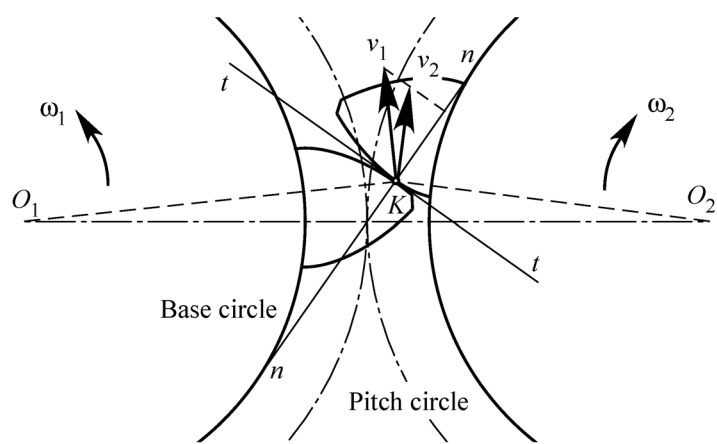


(ก) ตำแหน่งขบก่อนถึงจุดพิตช์



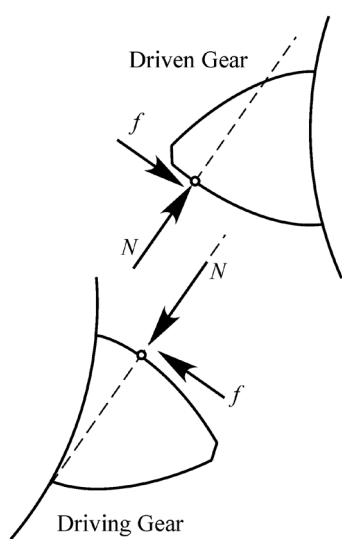
(ข) ที่จุดพิตช์

รูปที่ 2.1 การไถลของฟันเฟืองขณะขบ

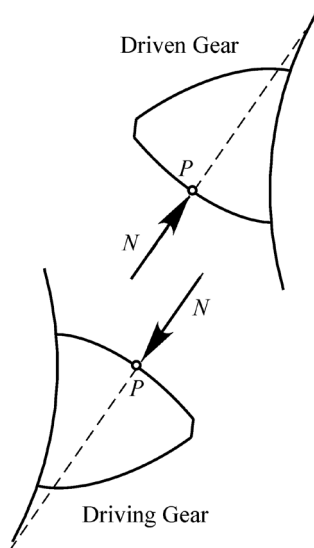


(ค) ตำแหน่งขบหลังจากจุดพิตช์

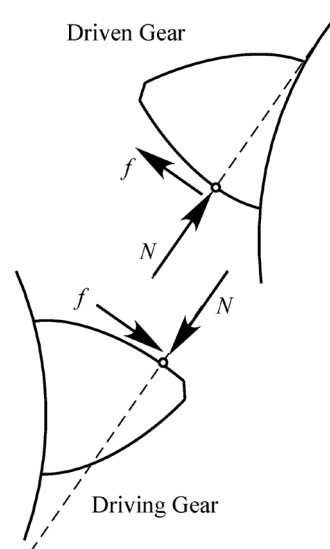
รูปที่ 2.1 การไหลของฟันทิ้งของระบบ (ต่อ)



(ก) ตำแหน่งชบก่อนถึงจุดพิตช์



(ข) ที่จุดพิตรัส



(ค) ตำแหน่งขบหลังจากจุดพิตช์

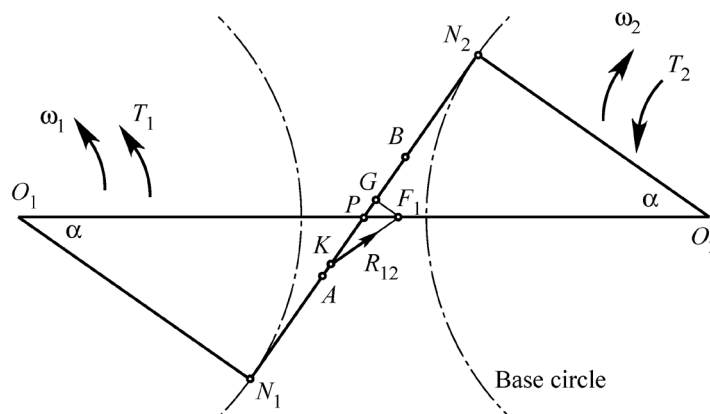
รูปที่ 2.2 แรงที่กระทำบนพื้นเพื่อตรงขณะขบ

2.2. การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรง

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง โดยจะเริ่มพิจารณาจากแบบจำลองในกรณีของฟันเฟืองตรงขบกัน 1 คู่ และการสร้างสมการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียในกรณีฟันเฟืองขบกัน 1 คู่ก่อน จากนั้นจะพิจารณาในกรณีฟันเฟืองตรงเมื่อขบกันมากกว่า 1 คู่ต่อไป

2.2.1 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรงเมื่อฟันขบกัน 1 คู่

การคำนวณหา กำลังสูญเสียที่เกิดในเฟืองตรง 1 คู่ ทำได้โดยพิจารณาการขบกันของฟันเฟือง 1 คู่ก่อน โดยวิธีการคำนวณที่ใช้ในกรณีฟันขบกัน 1 คู่ จะเป็นเช่นเดียวกับที่เสนอในงานวิจัยของ Michlin and Myunster [4] ในที่นี้จะอธิบายการคำนวณหา กำลังสูญเสียของการขบกันของฟันเฟืองตรง 1 คู่ โดยสังเขปดังนี้ รูปที่ 2.3 แสดงแบบจำลองเพื่อใช้ประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรง โดยเฟืองขับมีจุดศูนย์กลางอยู่ที่ O_1 และมีรัศมีวงกลมเบส O_1N_1 ส่วนเฟืองตามมีจุดศูนย์กลางอยู่ที่ O_2 และมีรัศมีวงกลมเบส O_2N_2



รูปที่ 2.3 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรง

แบบจำลองนี้จะสมมุติให้การสัมผัสของฟันเฟืองในแต่ละขณะเวลาอยู่ในแนวเส้นตรงตามแนวความกว้างของฟัน (Face Width) ขนานกับแกนเพลลา และจะเห็นแนวสัมผัสเป็นจุดเมื่อพิจารณาจากทิศตั้งฉากแกนเพลลา ดังนั้นแรงที่กระทำจึงสามารถพิจารณาเป็นแรงและปัญหาใน 2 มิติได้ การขบกันของเฟืองจะเริ่มตันที่จุด A ซึ่งเป็นจุดที่รากฟันของเฟืองขับเริ่มขบกับปลายฟันของเฟืองตาม จุดสัมผัสจะค่อยๆ เคลื่อนไปตามเส้นแนวแรงกระทำ (Line of Action หรือ Pressure Angle Line) N_1N_2 ซึ่งมีมุมกด (Pressure Angle) α และจะสิ้นสุดการขบที่จุด B ซึ่งเป็นจุดที่ปลายฟันของเฟืองขับขบกับรากฟันของเฟืองตาม ในระหว่างการขบกัน ฟันของเฟืองขับจะส่งกำลังไปยังฟันของเฟืองตาม โดยในรูปที่ 2.3 ฟันเฟืองสัมผัสกันที่จุด K แรง R_{12} ซึ่งเป็นแรงที่เฟืองขับกระทำกับเฟืองตามจะมีทิศเบนออกจากเส้นแนวแรงกระทำ หรือแนวแกน $n-n$ ด้วยทิศทางที่ทำมุมกับเส้นแนวแรงกระทำ β ซึ่งเป็นผลมาจาก

แรงเสียดทาน อัตราส่วนกำลังสูญเสีย φ หาได้จากความสัมพันธ์ของกำลังเข้า H_1 กำลังออก H_2 และกำลังสูญเสีย H_3 ดังสมการ

$$\varphi = \frac{H_3}{H_1} = \frac{H_1 - H_2}{H_1} \quad (2.1)$$

เนื่องจากกำลัง H หาได้จากผลคูณของแรงบิด T และความเร็วรอบหมุนของเฟือง ω ดังนั้นจะสามารถเขียนกำลังเข้าและกำลังออกได้ดังสมการ

$$H_1 = T_1 \omega_1 = R_{12} \cdot \overline{O_1 F_1} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot \omega_1 \quad (2.2)$$

$$H_2 = T_2 \omega_2 = R_{12} \cdot \overline{O_2 F_1} \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot \omega_2 \quad (2.3)$$

โดยตัวห้อย 1 และ 2 หมายถึงเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ

แทนสมการ (2.2) และ (2.3) ลงในสมการ (2.1) จะได้

$$\begin{aligned} \varphi &= 1 - \frac{H_2}{H_1} = 1 - \frac{\overline{O_2 F_1}}{\overline{O_1 F_1}} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} \\ \varphi &= 1 - \frac{\overline{O_2 F_1}}{\overline{O_1 F_1}} \cdot m \end{aligned} \quad (2.4)$$

โดย m คืออัตราทดของคู่เฟือง

สมการ (2.4) สามารถจัดรูปใหม่ได้ดังสมการ

$$\begin{aligned} \varphi &= 1 - \left(\frac{\overline{PO_2} - \overline{PF_1}}{\overline{PO_1} + \overline{PF_1}} \right) \cdot m = 1 - \left(\frac{\overline{PO_1}/\overline{PF_1} - m}{\overline{PO_1}/\overline{PF_1} + 1} \right) \\ \varphi &= \frac{1 + m}{1 + \overline{PO_1}/\overline{PF_1}} \end{aligned} \quad (2.5)$$

กำหนดให้

$$M = \frac{\overline{PO_1}}{\overline{PF_1}} \quad (2.6)$$

ดังนั้นสมการ (2.5) จะเขียนได้เป็น

$$\varphi = \frac{1 + m}{1 + M} \quad (2.7)$$

พิจารณาสามเหลี่ยม $O_1 N_1 P$ และสามเหลี่ยม $PF_1 G$ ซึ่งเป็นสามเหลี่ยมที่คล้ายกัน จะได้ความสัมพันธ์ดังสมการ

$$M = \frac{\overline{PO_1}}{\overline{PF_1}} = \frac{\overline{O_1 N_1}}{\overline{F_1 G}} \quad (2.8)$$

ค่า M ในสมการ (2.8) จะหาค่าได้เมื่อทราบระยะ $\overline{F_1 G}$ และ $\overline{O_1 N_1}$ พิจารณาสามเหลี่ยม KGF_1 จะได้ความสัมพันธ์ดังสมการ

$$\overline{F_1 G} = (\overline{KP} + \overline{F_1 G} \cdot \tan \alpha) \cdot \tan \beta$$

$$\overline{F_1G} = \frac{\overline{KP} \cdot \tan \beta}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta} \quad (2.9)$$

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

$$n = \frac{\overline{KP}}{\overline{N_1P}} \quad (2.10)$$

โดยในช่วงการขบก่อนที่จะถึงจุดพิตช์ n จะมีค่าเป็นลบ ส่วนในช่วงการขบหลังจากจุดพิตช์ไปแล้ว n จะมีค่าเป็นบวก

พิจารณาสามเหลี่ยม O_1N_1P และใช้ความสัมพันธ์ในสมการ (2.10) จะสามารถหาระยะ $\overline{O_1N_1}$ ได้ดังสมการ

$$\overline{O_1N_1} = \frac{\overline{N_1P}}{\tan \alpha} = \frac{\overline{KP}}{-n \tan \alpha} \quad (2.11)$$

แทนสมการ (2.9) และ (2.11) ลงในสมการ (2.8) จะหาค่า M ได้ดังสมการ

$$M = \frac{1 - \tan \alpha \cdot \tan \beta}{-n \cdot \tan \alpha \cdot \tan \beta} \quad (2.12)$$

แทนค่า M ลงในสมการ (2.7) จะสามารถหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียได้ดังสมการ

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{-n \cdot \tan \alpha \cdot \tan \beta \cdot (1 + m)}{1 - (n + 1) \cdot \tan \alpha \cdot \tan \beta} \\ \varphi &= \frac{-n \cdot \tan \alpha \cdot \mu \cdot (1 + m)}{1 - (n + 1) \cdot \tan \alpha \cdot \mu} \end{aligned} \quad (2.13)$$

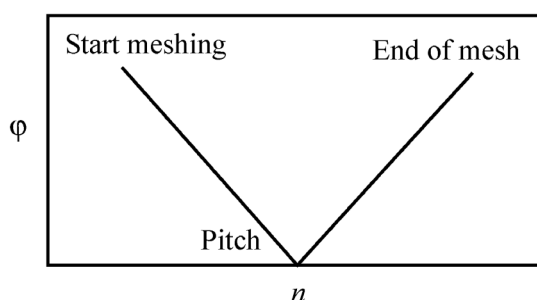
โดย μ คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเนื่องจากการไถลของฟันเฟือง และ $\mu = \tan \beta$

เนื่องจากอัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองขับและเฟืองตามมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อตำแหน่งการขบเปลี่ยนไป อัตราเร็วที่จุดสัมผัสของเฟืองตามจะมีค่ามากกว่าเฟืองขับในตอนแรก แต่เมื่อตำแหน่งขบเลยจุดพิตช์ไปแล้วอัตราเร็วของเฟืองขับจะมากกว่าเฟืองตาม ความแตกต่างของอัตราเร็วที่จุดสัมผัสเมื่อตำแหน่งขบก่อนและหลังจุดพิตช์นี้ทำให้เกิดการลื่นไถลในทิศทางตรงกันข้ามกัน ส่งผลให้ทิศของแรงเสียดทานเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งการขบ ดังนั้นการแทนเครื่องหมายของตัวแปรในสมการ (2.13) จึงต้องแทนให้ถูกต้องดังแสดงในตารางที่ 2.1

รูปที่ 2.4 แสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (2.13) เมื่อกำหนดให้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน μ มีค่าคงที่ จากรูปพบว่ากำลังสูญเสียจะมีค่ามากที่สุดที่ตำแหน่งการขบห่างจากจุดพิตช์ และมีค่าน้อยลงจนกระทั่งเท่ากับศูนย์ที่จุดพิตช์ ซึ่งไม่เกิดการไถลเนื่องจากความเร็วสัมผัสของฟันทั้งคู่มีค่าเท่ากัน

ตารางที่ 2.1 การแทนเครื่องหมายในการคำนวณสมการที่ (2.13)

Parameter	N_1P	PN_2
β	+	-
n	-	+

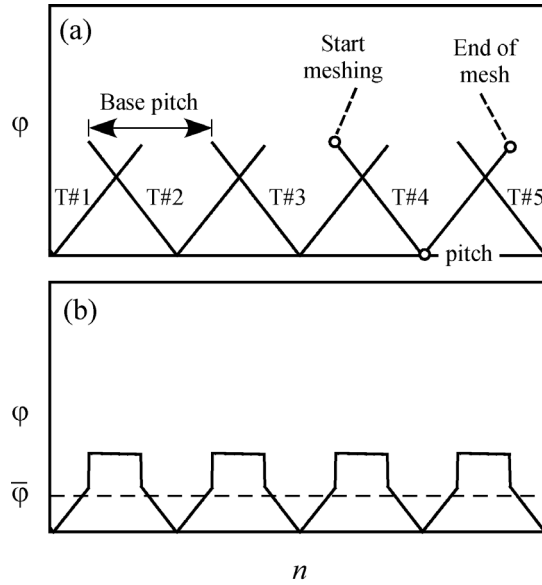


รูปที่ 2.4 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของฟันเฟืองตรง 1 คู่ฟัน

2.2.2. กำลังสูญเสียรวมของเฟืองตรง

อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่หาได้จากสมการ (2.13) และแสดงในรูปที่ 2.4 นั้น เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียอันเนื่องมาจากการไถลกันของฟันเฟืองเพียงคู่เดียว และการส่งกำลังเกิดโดยฟันคู่นี้เพียงคู่เดียวเท่านั้น แต่ในความเป็นจริงแล้วในแต่ละช่วงเวลาเฟืองอาจจะขบกันมากกว่า 1 คู่ก็ได้ อันจะเห็นได้จากอัตราส่วนการขบ ซึ่งกรณีของเฟืองตรงมักมีค่าอยู่ในช่วง 1.5 ถึง 1.8 อัตราส่วนการขบนี้หมายความว่าในบางขณะเฟืองอาจจะขบกันเพียงแค่ฟันเดียว และในบางขณะเฟืองจะขบกันสองฟัน อัตราส่วนการขบจึงมีค่าอยู่ระหว่าง 1 และ 2 ด้วยเหตุนี้อัตราส่วนกำลังสูญเสียจึงต้องคิดค่ารวม ให้สอดคล้องกับการขบกันจริงของฟันเฟืองด้วย ในหัวข้อนี้จะแสดงถึงการคำนวณหาลำดับกำลังสูญเสียรวมที่ผู้วิจัยได้เสนอขึ้นใหม่

รูปที่ 2.5(a) แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากฟันเฟืองแต่ละคู่ที่ช่วงเวลา (ตำแหน่งการขบ) ต่างๆ เส้นกราฟลักษณะรูปตัว "V" 1 เส้น แสดงถึงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟัน 1 คู่ เช่นเดียวกับกราฟที่แสดงในรูปที่ 2.4 กราฟแต่ละเส้นจะถูกจัดเรียงกันตามลำดับการขบของฟันเฟืองช่วงเวลาที่มีการฟัดเพียงเส้นเดียวหมายถึง ในขณะที่เฟืองขบกันเพียงแค่คู่ฟันเดียว ส่วนช่วงเวลาที่กราฟซ้อนกันหมายถึง ในขณะที่ฟันเฟืองมีการขบกัน 2 คู่ฟัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียในขณะที่ฟัน 2 คู่ขบกันสามารถหาได้โดยการประมาณให้ฟันเฟือง 2 คู่ส่งกำลังเท่ากัน โดยกำลังที่ฟันแต่ละคู่ส่งถ่ายหาได้จาก



รูปที่ 2.5 อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟืองตรง

$$H_{z1} = H_{z2} = \frac{H_1}{2} \quad (2.14)$$

โดย ตัวห้อย Z1 และ Z2 หมายถึงฟันคู่ที่ 1 และฟันคู่ที่ 2 ตามลำดับ อัตราส่วนกำลังสูญเสียในขณะที่ขบ 2 คู่ฟัน φ_{Total} เป็นผลรวมของกำลังสูญเสียของฟันคู่ที่ 1 และฟันคู่ที่สอง ซึ่งหาได้จาก

$$\varphi_{Total} = \frac{(Loss_{z1} + Loss_{z2})}{H_1} \quad (2.15)$$

กำลังสูญเสียรวมทั้งสองคู่ฟัน หาได้จาก

$$\begin{aligned} \varphi_{Total} \cdot H_1 &= Loss_{z1} + Loss_{z2} \\ \varphi_{Total} \cdot H_1 &= \varphi_{z1} \cdot \frac{H_1}{2} + \varphi_{z2} \cdot \frac{H_1}{2} = \frac{H_1}{2} (\varphi_{z1} + \varphi_{z2}) \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\varphi_{Total} = \frac{\varphi_{z1} + \varphi_{z2}}{2} \quad (2.17)$$

โดย φ_{z1} และ φ_{z2} เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันคู่ที่ 1 และคู่ที่ 2 ตามลำดับ อัตราส่วนกำลังสูญเสียนี้สามารถหาได้จากสมการ (2.13) เช่นกัน

จากสมการ (2.17) จะพบว่า เมื่อฟันทั้งสองคู่ส่งกำลังเท่ากัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่ฟัน จะเป็นค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองในช่วงเวลาต่างๆ แสดงดังรูปที่ 2.5(b) ช่วงที่ฟันขบกัน 2 คู่ จะเป็นช่วงที่มีกำลังสูญเสียมาก ส่วนที่จุดพิตช์ซึ่งไม่เกิดการไถลของฟันเฟืองจะไม่มีกำลังสูญเสียเลย สำหรับเส้นประในภาพแสดงขนาดของอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย $\bar{\varphi}$ ซึ่งหาได้จากสมการ

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{Pb} \int_0^{Pb} \varphi \, dn \quad (2.18)$$

โดย P_b คือระยะเบสพิตช์

2.3 แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง

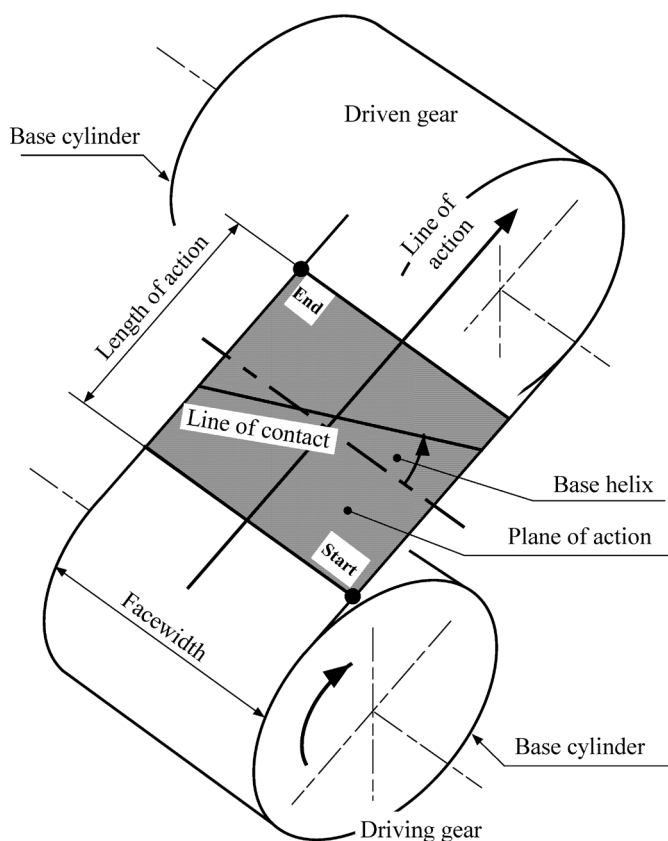
ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง โดยจะเริ่มจากการพิจารณาลักษณะการขบของฟันของเฟืองเฉียง และทิศทางของแรงที่กระทำบนเฟืองเฉียงก่อน หลังจากนั้นจึงสร้างแบบจำลองของเฟืองเฉียง และคำนวณค่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงต่อไป

2.3.1 รูปแบบการขบและระนาบการขบของเฟืองเฉียง

ในการขบส่งกำลังด้วยเฟืองตรง แนวการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองแต่ละคู่จะสัมผัสเป็นเส้น (Line contact) ขนานกับแกนเพลลา ส่วนเฟืองเฉียงการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองแต่ละคู่จะเริ่มตันสัมผัสเป็นจุด (Point contact) ที่จุดเริ่มต้นขบ และเมื่อเฟืองหมุนไปการสัมผัสจะเปลี่ยนไปเป็นการสัมผัสเป็นเส้นดังแสดงในรูปที่ 2.6 จากรูป ความยาวของเส้นสัมผัส (Line of contact) จะแตกต่างกันออกไปตามตำแหน่งและช่วงเวลาของการขบ และที่จุดสิ้นสุดการขบการสัมผัสของเฟืองเฉียงจะกลับมาสัมผัสเป็นจุดอีกครั้ง โดยระยะที่แสดงการสัมผัสกันของเส้นสัมผัสที่เวลาต่างๆ เรียกว่า ระนาบการขบ (Plane of action) และความยาวของระนาบนี้เรียกว่า ความยาวการขบ (Length of action) เนื่องจากในแต่ละช่วงเวลาฟันเฟืองอาจสัมผัสกันมากกว่า 1 คู่ฟัน ดังนั้นในแต่ละช่วงเวลาในระนาบการขบอาจมีเส้นสัมผัสมากกว่า 1 เส้น โดยแต่ละเส้นห่างกันเท่ากับเบสพิตช์ ซึ่งก็คือระยะที่วัดจากตำแหน่งหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป เมื่อวัดที่วงกลมเบส

2.3.2 ทิศทางแรงกระทำขณะขบของเฟืองเฉียง

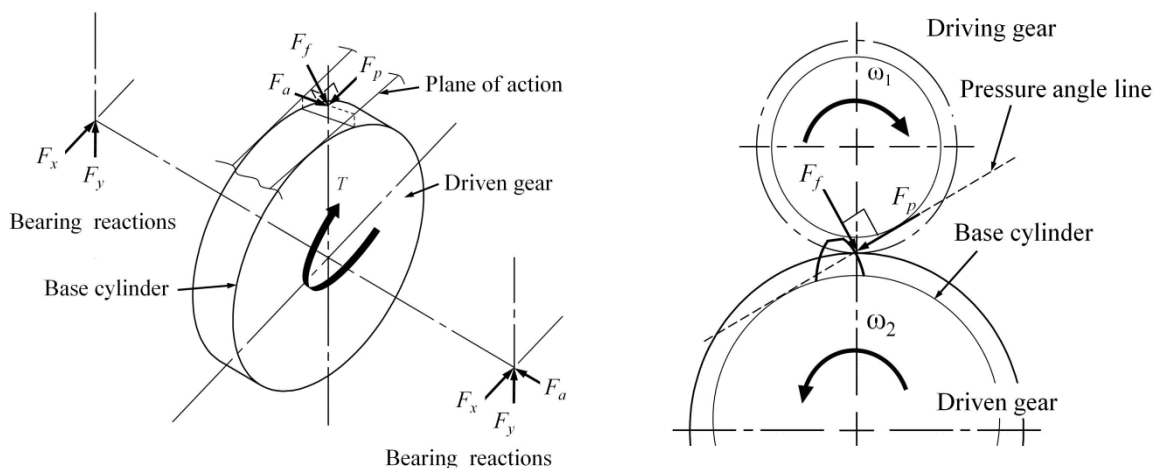
เนื่องจากฟันของเฟืองเฉียงไม่ขนานกับแกนหมุนของเฟือง แต่จะเอียงทำมุมกับเฟืองตามขนาดของมุมอีลิคซ์ ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟือง จึงอยู่ในแนวเอียงกับฟันเฟือง ดังแสดงในรูปที่ 2.7 โดยเมื่อให้แรงบิดในระบบ ฟันของเฟืองเฉียงจะสัมผัสกันทำให้เกิดแรงกระทำที่ผิวฟันเฟืองขึ้น โดยแรงดังกล่าวสามารถแบ่งเป็นแรงในแนวเส้นแรงกด (Pressure line, F_p) ซึ่งเป็นแรงที่ใช้การส่งกำลัง แรงในแนวแกนหมุน (F_a) และแรงในแนวตั้งฉากกับเส้นแรงกด หรือแรงในทิศทางขนานกับผิวฟันเฟือง (F_t) โดยแรงในทิศทางขนานกับผิวฟันเฟืองนี้ คือแรงเสียดทานซึ่งเกิดเนื่องจากการไถลกันของผิวฟัน และเป็นต้นเหตุของกำลังสูญเสียจากการไถล สำหรับแรงในแนวแกนนั้นหากมีการประกอบเฟืองเฉียงอย่างดี และเฟืองเฉียงไม่มีการเคลื่อนที่ตามแนวแกนแล้ว กำลังสูญเสียเนื่องจากแรงในแนวแกนจะไม่เกิดขึ้น ดังนั้นการพิจารณาแรงกระทำเพื่อนำไปคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียจึงสามารถพิจารณาเฉพาะแรงในแนวเส้นแรงกด และแรงในแนวตั้งฉากกับเส้นแรงกด ซึ่งแรงทั้งสองนี้อยู่ในระนาบตั้งฉากกับแกนหมุนได้



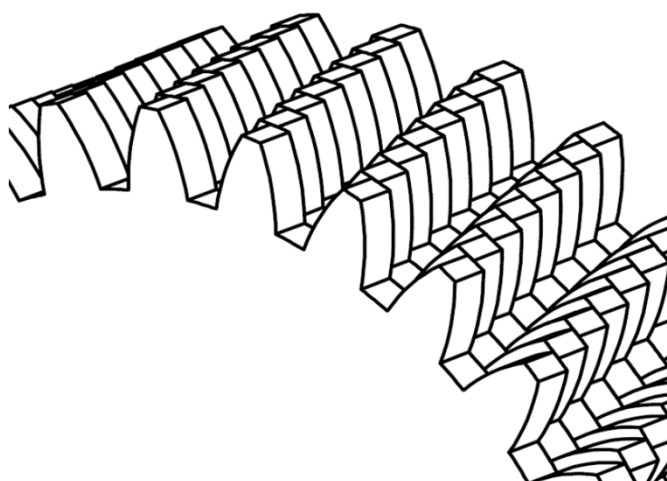
รูปที่ 2.6 ระนาบการขบของเฟืองเฉียง

2.3.3 แบบจำลองของเฟืองเฉียง

จากหัวข้อที่แล้วพบว่า แรงที่อยู่ในระนาบตั้งฉากกับแกนหมุนเท่านั้นที่จะส่งผลต่อกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง ทิศทางของแรงที่ส่งผลต่อกำลังสูญเสียนี้จะเป็นเช่นเดียวกับกรณีของเฟืองตรง ดังนั้นเฟืองเฉียงจึงสามารถพิจารณาให้มีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองตรงที่ซ้อนกันเป็นชั้นๆ แบบขั้นบันได โดยมีระยะห่างระหว่างชั้นเท่าๆ กัน และเอียงทำมุมกันตามองศาของมุมเบสฮิลิกซ์ ดังแสดงในรูปที่ 2.8 และหากแบ่งให้หน้าตัดของเฟืองตรงย่อยลงไป ชุดเฟืองตรงนี้ก็จะได้คล้ายคลึงกับเฟืองเฉียงมากยิ่งขึ้น ด้วยการพิจารณาเช่นนี้ทำให้สามารถนำวิธีการประเมินอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงมาใช้กับเฟืองเฉียงได้



รูปที่ 2.7 แรงที่กระทำระหว่างการขบกันของฟันเฟืองเฉียง



รูปที่ 2.8 แบบจำลองของเฟืองเฉียง

2.3.4 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการขบกันของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน และอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม

การประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองเฉียง โดยใช้แบบจำลองของเฟืองเฉียงเป็นชุดเฟืองตรงซ้อนกัน ทำให้สามารถประเมินกำลังสูญเสียโดยใช้หลักการเช่นเดียวกับแบบจำลองกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองตรงได้ โดยรูปที่ 2.9(a) แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของการขบกันของฟันเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน ซึ่งเฟืองเฉียงนี้ถูกจำลองให้เป็นการซ้อนกันของเฟืองตรงจำนวน 5 ฟัน เนื่องจากเฟืองตรงที่ซ้อนกันเอียงทำมุมกันตามมุมเบสอีลิคซ์ ดังนั้นกำลังสูญเสียของฟันเฟืองตรงแต่ละคู่จึงเกิดไม่พร้อมกัน แต่เกิดเหลื่อมเวลากันตามลำดับการขบ โดยกำลังสูญเสียจะเริ่มเกิดขึ้นเมื่อเฟืองตรงเฟืองแรกเริ่มต้นขบ และจะเกิดต่อเนื่องกันจนสิ้นสุดเมื่อเฟืองตรงส่วนสุดท้ายขบสิ้นสุด

อัตราส่วนกำลังสูญเสียที่แสดงในรูป 2.9(a) เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียอันเนื่องมาจากการไถลกันของพื้นเฟืองเฉียงเพียงคู่เดียว แต่ในความเป็นจริงแล้วในแต่ละช่วงเวลาเฟืองเฉียงจะขบกันมากกว่า 1 พื้น อันจะเห็นได้จากอัตราส่วนการขบ ในกรณีของเฟืองเฉียงอาจจะมามีค่ามากกว่า 2 ซึ่งขึ้นอยู่กับขนาดของมุมอีลิคซ์ และความกว้างหน้าฟัน ด้วยเหตุนี้อัตราส่วนกำลังสูญเสียจึงต้องคิดค่ารวม ให้สอดคล้องกับการขบกันจริงของพื้นเฟืองเฉียงด้วย รูปที่ 2.9(a) ถึง 2.9(c) แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากฟันของเฟืองเฉียงคู่ที่ 1 ถึงพื้นเฟืองคู่ที่ 3 ตามลำดับ โดยช่วงเวลาการเริ่มต้นขบของแต่ละคู่ฟันจะห่างกัน 1 เบสพิทซ์ ช่วงเวลาที่กราฟซ้อนกันหมายถึงในขณะนั้นพื้นเฟืองเฉียงมีการขบกันมากกว่า 1 พื้น จากรูปที่ 2.9(a) – 2.9(c) พบว่าในช่วงเวลา t กราฟมีการซ้อนกัน 3 กราฟ แสดงว่าในขณะนั้นพื้นเฟืองเฉียงมีการขบพร้อมกัน 3 คู่ และจะเกิดเส้นการสัมผัสบนระนาบการขบ 3 เส้น ดังแสดงในรูปที่ 2.10

ในรูปที่ 2.9 พื้นเฟืองเฉียงถูกจำลองให้ประกอบขึ้นจากพื้นเฟืองตรงที่ซ้อนกัน 5 พื้น ที่เวลา t พื้นของเฟืองเฉียงคู่ที่ 1 มีการขบส่งกำลังโดยเฟืองตรงย่อย 2 เฟือง (จากที่เฟืองตรงซ้อนกัน 5 เฟือง) แต่พื้นของเฟืองเฉียงคู่ที่ 2 มีการขบโดยเฟืองตรงย่อยถึง 5 เฟือง ส่วนพื้นของเฟืองเฉียงคู่ที่ 3 มีการขบกันโดยเฟืองตรงย่อย 3 เฟือง ตำแหน่งการขบเหล่านี้สามารถแสดงในระนาบการขบได้ดังรูปที่ 2.10

จากรูปที่ 2.10 หากการกระจายของแรงบนเส้นสัมผัสในแต่ละขณะเวลามีความสม่ำเสมอ จะได้ว่า พื้นของเฟืองคู่ที่มีเส้นการสัมผัสยาวกว่าจะส่งกำลังมากกว่าพื้นของเฟืองที่มีเส้นการสัมผัสสั้นกว่า ดังนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียในเวลาที่พื้น 3 คู่ขบกันจะมีค่าไม่เท่ากันในแต่ละพื้น โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม สามารถหาได้โดยประมาณให้พื้นของเฟืองตรงย่อยในแต่ละชุดที่ขบอยู่ส่งกำลังเท่ากัน โดยกำลังที่แต่ละพื้นของเฟืองย่อยส่งถ่ายหาได้จาก

$$H_{S1} = H_{S2} = \dots = H_{Sn} = \frac{H_1}{n_s} \quad (2.19)$$

โดย ตัวห้อย $S1$, $S2$ และ Sn หมายถึงพื้นของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 1, 2 และ n ตามลำดับ และ n_s หมายถึงจำนวนพื้นของเฟืองตรงย่อยที่ขบกันอยู่ทั้งหมดในขณะนั้น

กำลังสูญเสียรวมหาได้จากผลรวมกำลังสูญเสียเนื่องจากฟันของเฟืองตรงย่อยแต่ละคู่ขบกัน ดังสมการ

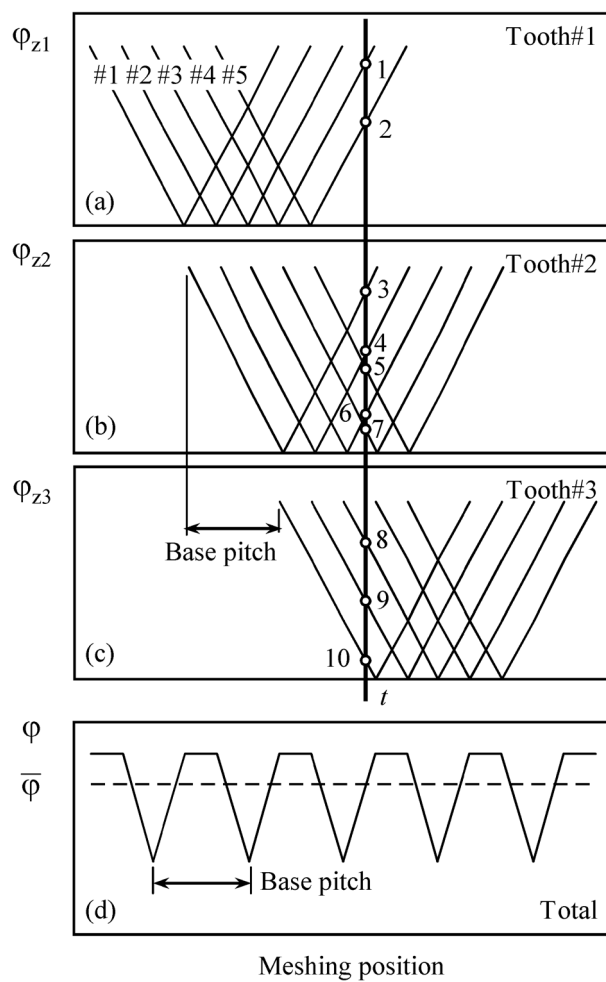
$$\varphi_{total} \cdot H_1 = Loss_{S1} + Loss_{S2} + \dots + Loss_{Sn} \quad (2.20)$$

เนื่องจากกำลังสูญเสียของฟันของเฟืองตรงย่อยแต่ละคู่ มีค่าเท่ากับผลคูณของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของพื้นเฟืองตรงย่อยกับกำลังที่ฟันคู่หนึ่งๆ ส่งถ่าย ดังนั้นสมการที่ (2.20) จึงเขียนได้ดังสมการ

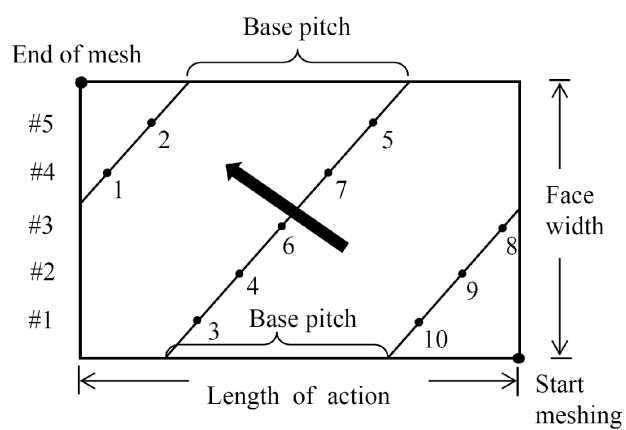
$$\varphi_{total} \cdot H_1 = \varphi_{S1} \cdot \frac{H_1}{n_s} + \varphi_{S2} \cdot \frac{H_1}{n_s} + \dots + \varphi_{Sn} \cdot \frac{H_1}{n_s} \quad (2.21)$$

โดย φ_{S1} , φ_{S2} และ φ_{S3} เป็นอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันของเฟืองตรงย่อยคู่ที่ 1, 2 และ n ที่กำลังขบอยู่ตามลำดับ อัตราส่วนกำลังสูญเสีย φ ของแต่ละพื้นเฟืองตรงย่อยสามารถหาได้จากสมการ (2.13) เช่นกัน สำหรับอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมในเวลาที่เฟืองเฉียงขบกันจึงสามารถหาได้ดังสมการ

$$\varphi_{total} = \frac{(\varphi_{S1} + \varphi_{S2} + \dots + \varphi_{Sn})}{n_s} \quad (2.22)$$



รูปที่ 2.9 อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง



รูปที่ 2.10 เส้นสัมผัสบนระนาบการขบของเฟืองเฉียง

จะพบว่าเมื่อพื้นของเฟืองย้อยทั้งหมดรับกำลังเท่ากัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจะเป็นค่าเฉลี่ยของอัตรากำลังสูญเสียของแต่ละพื้นของเฟืองย้อย อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียงในช่วงเวลาต่างๆ แสดงดังภาพที่ 2.9(d) ช่วงที่มีจำนวนการขบของฟันย้อยมากจะเป็นช่วงที่มีกำลังสูญเสียมากสำหรับเส้นประในภาพแสดงขนาดของอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ย $\bar{\phi}$ ซึ่งหาได้จากสมการ

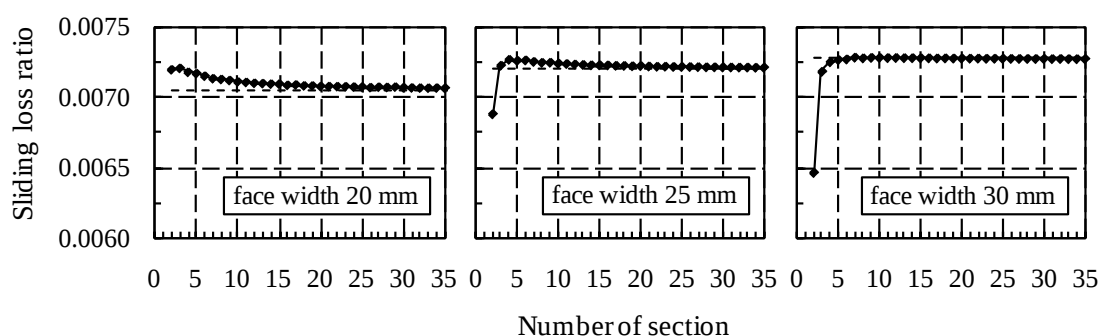
$$\bar{\phi} = \frac{1}{Pb} \int_0^{Pb} \phi \, dn \quad (2.23)$$

โดย Pb คือระยะเบสพิทช์

2.3.5 ผลของจำนวนเฟืองตรงย้อยที่ใช้จำลองเฟืองเฉียงต่อความแม่นยำของการประเมินกำลังสูญเสีย

เนื่องจากแบบจำลองที่สร้างขึ้น พิจารณาเฟืองเฉียงว่ามีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองที่ประกอบด้วยเฟืองตรงซ้อนกัน ดังนั้นหากยิ่งจำลองให้เฟืองเฉียงประกอบขึ้นจากเฟืองตรงย้อยซ้อนกันมากขึ้นเท่าใด แบบจำลองที่ได้ก็จะเข้าใกล้กับเฟืองเฉียงขึ้นเท่านั้น จากสาเหตุนี้ทำให้จำนวนเฟืองตรงย้อยที่ใช้ส่งผลโดยตรงต่อความแม่นยำของผลการประเมินจากแบบจำลอง รูปที่ 2.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเฟืองตรงย้อยกับอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยที่คำนวณได้ของเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันต่างๆ กัน โดยพารามิเตอร์ของเฟืองเฉียงดังกล่าวแสดงดังตารางที่ 2.2 จากรูปที่ 2.11 พบว่าค่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยจะลู่เข้าสู่ค่าหนึ่งเมื่อใช้จำนวนเฟืองตรงย้อยในการคำนวณมากเพียงพอ

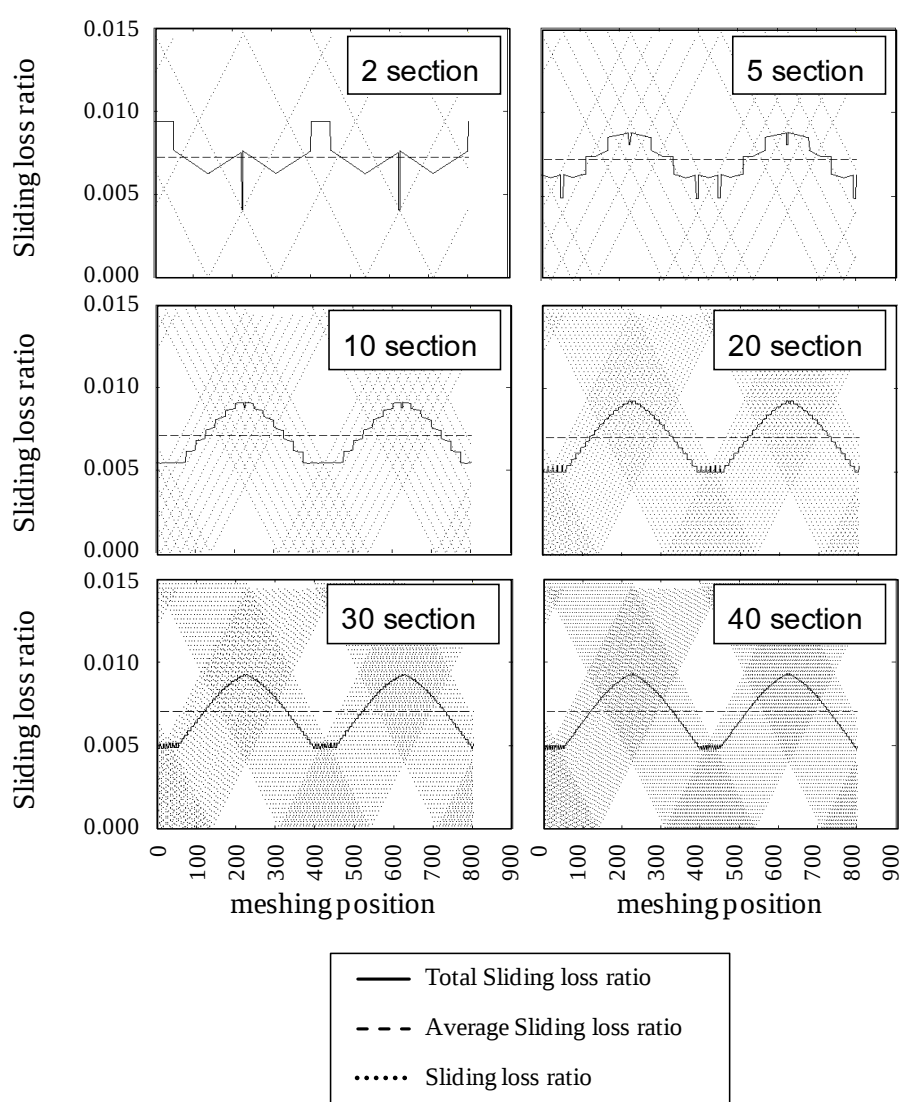
รูปที่ 2.12 แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองแต่ละคู่ อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยของเฟืองซึ่งมีพารามิเตอร์แสดงในตารางที่ 2.2 ที่มีความกว้างหน้าฟัน 20 mm โดยแต่ละรูปแสดงผลการคำนวณเมื่อใช้จำนวนเฟืองตรงย้อยต่างๆ กัน จากรูปพบว่าเมื่อใช้เฟืองตรงย้อยน้อยเกินไป จะให้เส้นกราฟรูปร่างกำลังสูญเสียรวมที่ไม่สอดคล้องกับที่ควรจะเป็น แต่เมื่อเพิ่มเฟืองตรงย้อยขึ้นเรื่อยๆ จะทำให้เส้นกราฟเริ่มเข้าใกล้รูปร่างที่ควรจะเป็นมากขึ้น และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยก็จะลู่เข้าสู่ค่าหนึ่ง ซึ่งมีความสอดคล้องกับค่าที่ได้จากการขบจริงของฟันเฟือง



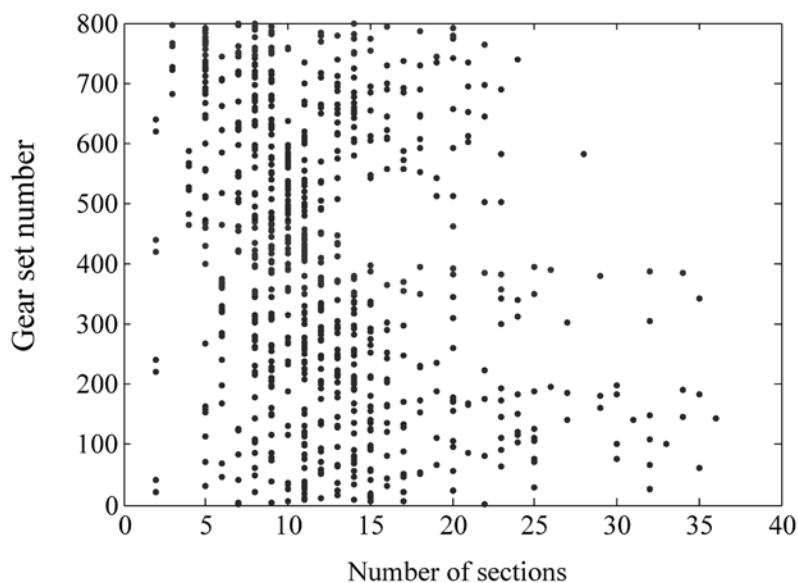
รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนเฟืองตรงย้อยกับอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่คำนวณได้

ตารางที่ 2.2 พารามิเตอร์ของเฟืองเฉียงที่ใช้ในการศึกษาผลของจำนวนเฟืองตรงย่อย

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



รูปที่ 2.12 กราฟแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ เมื่อใช้จำนวนเฟืองตรงย่อยต่างๆ กัน



รูปที่ 2.13 จำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดที่ควรใช้ในการคำนวณ

ตารางที่ 2.3 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงที่ใช้ในการศึกษาผลของจำนวนเฟืองตรงย่อย

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

เนื่องจากจำนวนเฟืองตรงย่อยที่ทำให้ผลการคำนวณลู่เข้าของเฟืองแต่ละชุดมีค่าไม่เท่ากัน สำหรับงานวิจัยนี้ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดของชุดเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ให้ครอบคลุมทุกกรณีที่จะศึกษา โดยรูปที่ 2.13 แสดงจำนวนเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดที่ทำให้การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยลู่เข้า โดยแกนนอนในรูปที่ 2.13 แสดงถึงจำนวนของเฟืองตรงย่อยที่น้อยที่สุดที่ใช้เพื่อให้ค่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยลู่เข้า ส่วนแกนตั้งในภาพแสดงถึงลำดับที่ของชุดเฟืองเฉียงที่นำมาคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสีย โดยพารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงที่ใช้คำนวณในรูปที่ 2.13 จะเกิดจากการจับคู่ของพารามิเตอร์พื้นฐานต่างๆ ที่แสดงในตารางที่ 3.3 จากผลที่ได้พบว่าจำนวนเฟืองตรงย่อยควรมีค่ามากกว่า 36 ชุดเฟือง จึงจะทำให้ผลการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียจากแบบจำลองลู่เข้า

2.4 การคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

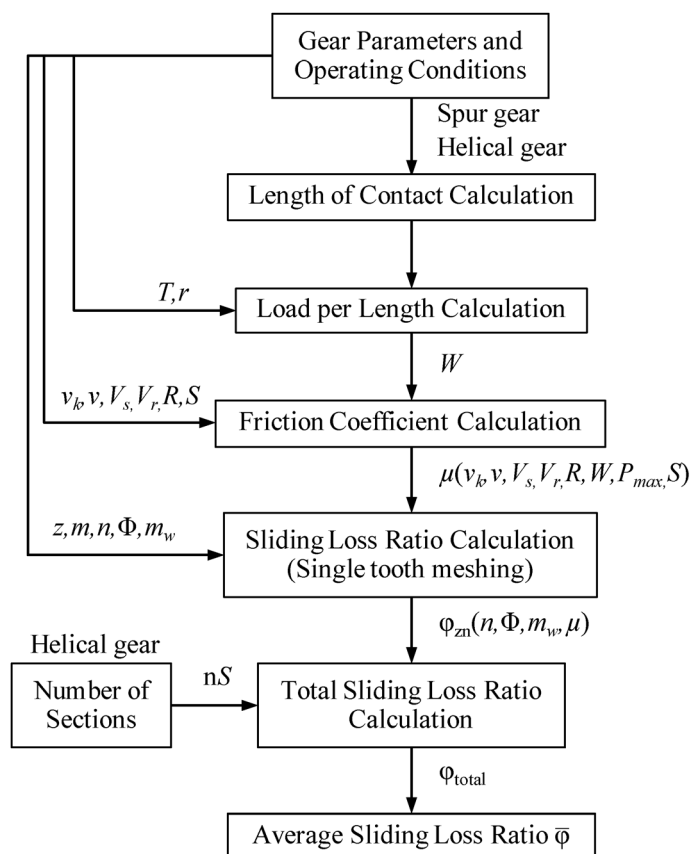
ในขั้นตอนการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสีย การเลือกค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการคำนวณส่งผลอย่างมากต่อความแม่นยำของอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลอง ซึ่งงานวิจัยของ Michlin and Myunster [4] เสนอแนะเฉพาะวิธีการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสีย โดยประมาณให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าคงที่ตลอดช่วงการขับ และคงที่ทุกภาระการทำงาน แต่จากการศึกษาโดยนักวิจัยอื่นพบว่า พารามิเตอร์ต่างๆ เช่น ความเร็วการไถล และการกลิ้ง ความหนืดน้ำมันหล่อลื่น ภาระ และความเรียบผิว ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานอย่างมาก มีงานวิจัยจำนวนมากเสนอสมการสำเร็จสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน สมการสำเร็จเหล่านี้มักได้จากการทดลองประเภท Twin-disks โดยการทดลองจะประยุกต์ใช้พื้นผิวสัมผัสอย่างง่าย เช่น ผิวทรงกระบอกคู่ เพื่อใช้วัดค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานภายใต้เงื่อนไขการทำงานต่างๆ ข้อมูลค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่วัดได้จะถูกจัดให้อยู่ในรูปของสมการสำเร็จ โดยสมการสำเร็จที่ใช้ในงานวิจัยนี้แสดงในตารางที่ 2.4 โดย ν_k และ ν 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 ภาระต่อหน่วยความยาว (unit normal load), $P_{\max}$ คือ ความดันสูงสุดที่หน้าสัมผัส (maximum contact pressure) และ S คือ ค่าความเรียบผิว (surface roughness parameter)

ตารางที่ 2.4 สมการสำเร็จสำหรับประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

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

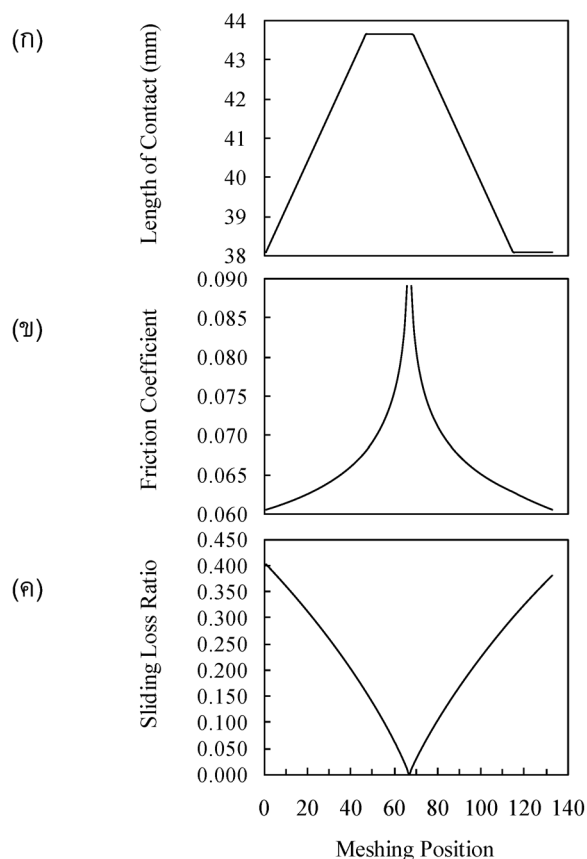
2.5 ขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองแสดงได้ดังรูปที่ 2.14 จากรูป การคำนวณเริ่มจากการใส่ค่าพารามิเตอร์ของเฟือง ค่าความเรียบผิว ค่าความหนืดน้ำมันขาเข้าห้องเกียร์ และสภาวะการทำงานลงในโปรแกรมคำนวณ พารามิเตอร์ของเฟืองจะถูกนำไปใช้ในการคำนวณความยาวเส้นสัมผัสของเฟืองในช่วงเวลาต่างๆ ดังแสดงตัวอย่างในรูปที่ 2.15(ก) หลังจากนั้นจะนำผลรวมของความยาวเส้นสัมผัสของฟันทุกคู่ที่ขบในเวลา นั้น รัศมีของฟันเฟือง และสภาวะการทำงานไปคำนวณเพื่อหาขนาดภาระที่กระทำที่ผิวฟันเฟืองต่อความยาวเส้นสัมผัสต่อไป เมื่อคำนวณหาขนาดภาระต่อความยาวเส้นสัมผัสได้แล้ว จะสามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานในแต่ละตำแหน่งการขบได้โดยใช้สมการสำเร็จที่แสดงในตารางที่ 2.4 โดยในขั้นตอนนี้จะต้องใช้ค่าพารามิเตอร์ของเฟือง ค่าความเรียบผิว ค่าความหนืดน้ำมันขาเข้าห้องเกียร์ และข้อมูลสภาวะการทำงานประกอบในการคำนวณด้วย ตัวอย่างของกราฟความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ตำแหน่งการขบต่างๆ แสดงดังรูปที่ 2.15(ข)



รูปที่ 2.14 แผนผังขั้นตอนการคำนวณกำลังสูญเสียจากการไถลโดยแบบจำลอง

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณได้จะนำไปใช้คำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟันตามที่เสนอไว้ในหัวข้อ 2.2 และแสดงตัวอย่างดังรูปที่ 2.15(ค) สำหรับในกรณีของเฟืองตรงจะสามารถคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยต่อไปได้ทันที สำหรับในกรณีของเฟืองเฉียง จะต้องเพิ่มข้อมูลจำนวนของเฟืองตรงย่อยที่จะใช้เพื่อจำลองแบบเฟืองเฉียงเสียก่อน หลังจากนั้นจะสามารถคำนวณได้โดยใช้ขั้นตอนที่เสนอไว้ในหัวข้อ 2.3 ในขั้นตอนสุดท้ายอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยที่คำนวณได้จะถูกนำไปคูณกับค่ากำลังขาเข้าที่เฟืองขับ จะทำให้สามารถคำนวณหาค่ากำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังของเฟืองได้



รูปที่ 2.15 ตัวอย่างการคำนวณความยาวการสัมผัส สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน และอัตราส่วนกำลังสูญเสีย ที่ตำแหน่งการขบต่างๆ

2.6 สรุป

ในบทนี้ได้อธิบายถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่ฟันเฟือง และแสดงวิธีการคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองตรงและเฟืองเฉียง สำหรับเฟืองเฉียงนั้นจะพิจารณาให้มีลักษณะเช่นเดียวกับชุดของเฟืองตรงที่ซ้อนกันเป็นชั้นๆ แบบขั้นบันได โดยมีระยะห่างระหว่างชั้นเท่าๆ กัน และเอียงทำมุมกันตามองศาของมุมฮิลิกซ์ โดยในบทนี้ได้อภิปรายถึงผลของจำนวนเฟืองตรงย่อยที่ประกอบกันเป็นเฟืองเฉียงต่อความแม่นยำในการหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียด้วยแบบจำลองที่สร้างขึ้นนี้ยังคำนึงถึงผลของค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งแปรผันเมื่อเปลี่ยนตำแหน่งการขบ ความเร็วรอบ และภาระการทำงาน โดยค่าสัมประสิทธิ์ที่ใช้ในการคำนวณอ้างอิงมาจากสมการสำเร็จที่เสนอโดยนักวิจัยอื่น ความแม่นยำของแบบจำลองสามารถตรวจสอบได้โดยการเปรียบเทียบผลการประเมิน กับผลการประเมินและผลการทดลองที่เสนอในบทความอื่น และผลการทดลองที่จะทำขึ้นใหม่ ซึ่งจะนำเสนอในบทต่อไป

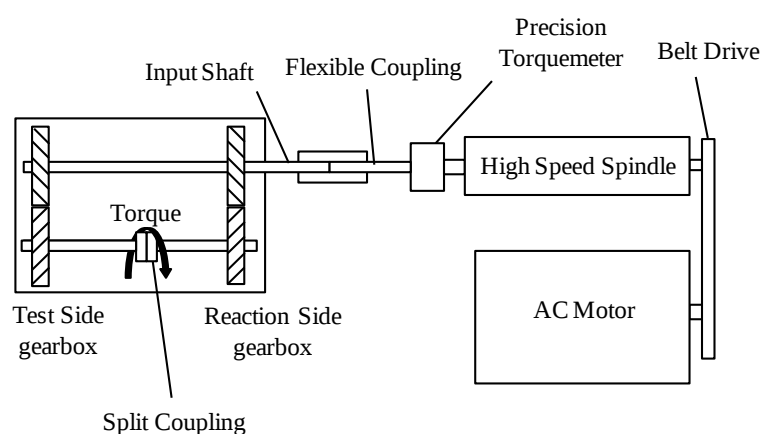
บทที่ 3

การตรวจสอบผลการประเมินกำลังสูญเสียเบื้องต้น

เพื่อตรวจสอบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้น สามารถใช้ประเมินกำลังสูญเสียได้ถูกต้องแม่นยำหรือไม่ ในเบื้องต้นจะเปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลอง กับผลการทดลองซึ่งรายงานโดยนักวิจัยอื่น โดยผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงจะเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่รายงานโดย Petry-Johnson et al. [1] ส่วนผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียงจะเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่รายงานโดย Vaidyanathan [3]

3.1 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองในกรณีเฟืองตรง

ในกรณีของเฟืองตรงจะเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการศึกษาของ Petry-Johnson และคณะ ซึ่งมีรายละเอียดของการศึกษาดังนี้ Petry-Johnson และคณะ ทดลองวัดกำลังสูญเสียของเฟืองตรงซึ่งมีอัตราทด 1:1 โดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back ดังแสดงด้วยแผนภาพในรูปที่ 3.1 การทดลองทำที่ความเร็วรอบหมุน และที่ภาระต่างๆ นอกจากนี้คณะวิจัยยังได้ศึกษาถึงผลของขนาดฟันเฟือง โดยทดลองเปรียบเทียบกันระหว่างเฟืองตรงซึ่งมีจำนวนฟัน 23 ฟัน โมดูล 3.95 ม.ม. และเฟืองตรงซึ่งมีจำนวนฟัน 40 ฟัน โมดูล 2.32 ม.ม. ความกว้างของเฟืองที่มี 40 ฟันจะมากกว่าเฟืองที่มี 23 ฟันเล็กน้อย เพื่อควบคุมให้ความเค้นดัดในเฟืองทั้งสองชนิดมีค่าใกล้เคียงกัน และเนื่องจากผลของงานวิจัยก่อนหน้านี้ [1] รายงานว่า ความกว้างของฟันแทบจะไม่มีผลต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรง ดังนั้นกำลังสูญเสียที่แตกต่างกันในกรณีของเฟือง 23 ฟัน และ 40 ฟันจึงสามารถพิจารณาว่าเป็นผลจากขนาดของฟันได้ พารามิเตอร์อื่นๆ ของเฟืองที่ใช้ในการทดลองแสดงในตารางที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back ในงานวิจัยของ Petry-Johnson และคณะ

ตารางที่ 3.1 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองและสภาวะการทดลองที่ใช้ในงานวิจัยของ Petry-Johnson

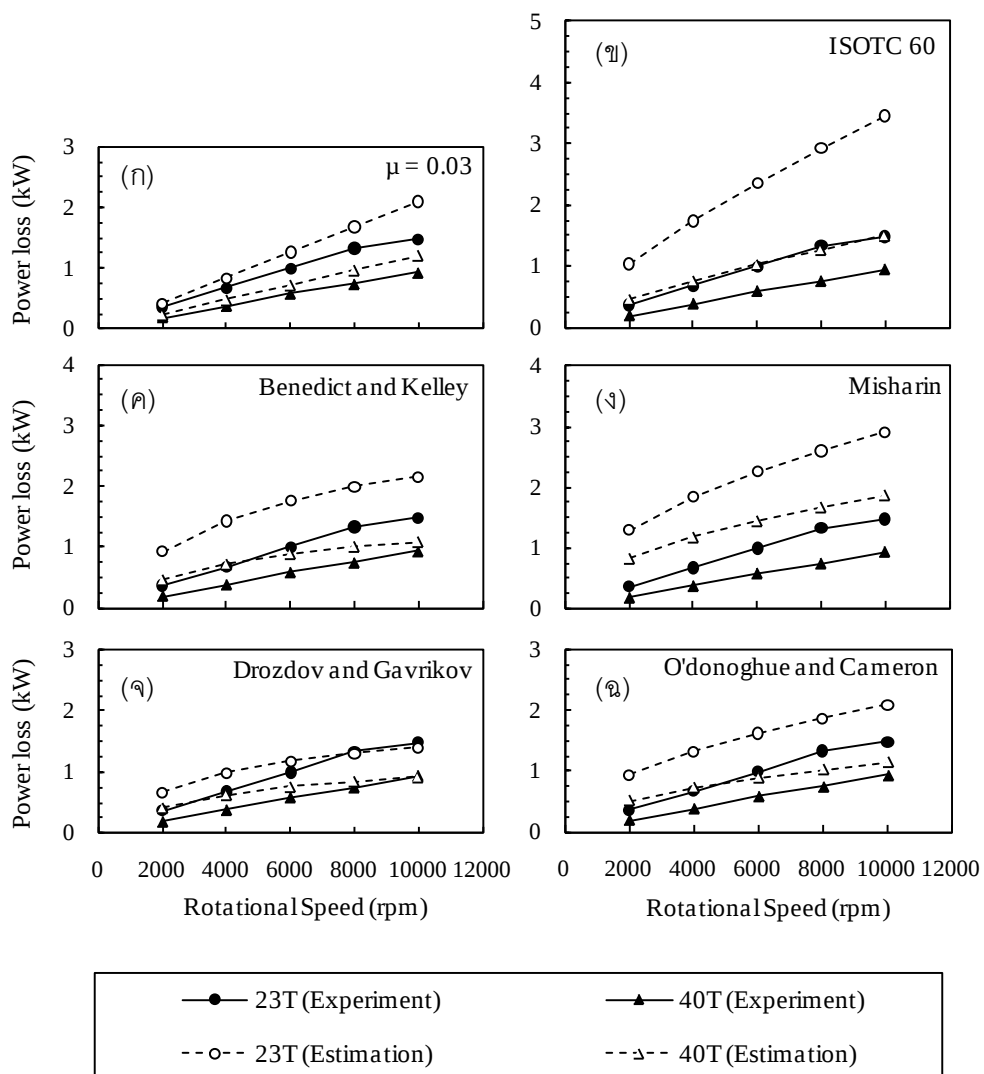
Parameter	Gear set	
	23T	40T
Number of teeth	23	40
Module (mm)	3.95	2.32
Pressure angle (deg)	25	28
Face width (mm)	19.5	26.67
Center distance (mm)	91.5	91.5
Temperature (°C)	110	110
Absolute Viscosity (cP)	10.7	10.7
Surface roughness (μm)	0.32	0.2
Load operation condition (Nm)	140, 275, 413, 546, 684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

รูปที่ 3.2 และ 3.3 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างผลการประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองตรงกับผลการทดลอง โดยผลจากการประเมินจะคำนวณโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งได้จากการใช้สมการสำเร็จต่างๆ ที่แสดงไว้ในตารางที่ 2.4 รวมถึงการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ สำหรับผลการทดลองจะหักกำลังสูญเสียจากการหมุนซึ่งไม่ขึ้นกับภาระออกไป เหลือเพียงกำลังสูญเสียจากการไถลและการกลิ้งของเฟือง และเนื่องจากกำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียจากการไถล กำลังสูญเสียที่วัดได้จึงสามารถประมาณให้เท่ากับกำลังสูญเสียจากการไถล และสามารถเปรียบเทียบกับผลที่ประเมินจากแบบจำลองได้

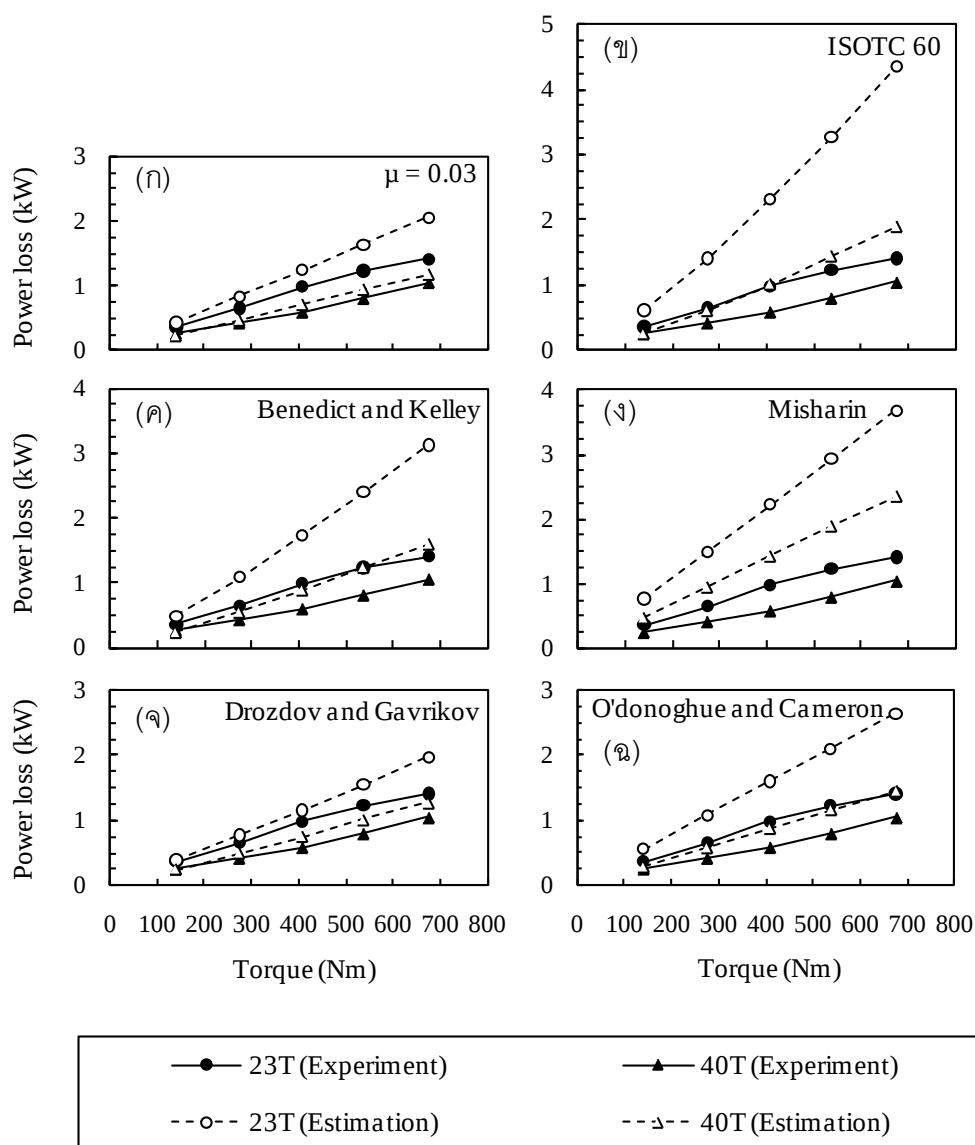
รูปที่ 3.2 (ก)-(ง) แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุนเฟืองต่างๆ โดยในการทดลองจะคงแรงบิดคงที่ 413 Nm ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง โดยกำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนขึ้น และเฟือง 23 ฟัน ซึ่งมีขนาดฟันใหญ่กว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง 40 ฟัน รูปที่ 3.3 (ก)-(ง) แสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่แรงบิดต่างๆ ที่ความเร็วรอบหมุนคงที่ 6000 rpm ผลการประเมินมีความสอดคล้องกับผลการทดลองโดยกำลังสูญเสียจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มแรงบิด และเฟือง 23 ฟันจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง 40 ฟัน

ถึงแม้ว่าผลการประเมินจะมีแนวโน้มที่สอดคล้องกับผลการทดลอง แต่กำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่าที่มากกว่าผลการทดลองอย่างเห็นได้ชัด จากความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียกับความเร็วรอบหมุนพบว่า ผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Benedict and Kelly [6] และ O'donoghue and Cameron [10] มีแนวโน้มที่ใกล้เคียงกับผลการทดลอง โดยกำลังสูญเสียมีแนวโน้มที่ลดลงเล็กน้อยเมื่อมีความเร็วรอบหมุนสูง จากความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียกับภาระการทำงานพบว่า กราฟของผลการประเมินทั้งหมดมีความชันมากกว่าผลการทดลอง ซึ่งหมายความว่าอัตราการเพิ่มขึ้นของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้เมื่อเพิ่มภาระการทำงานนั้นสูงกว่าความเป็นจริง และจากผลการ

เปรียบเทียบยังพบว่าการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เป็นค่าคงที่ในการคำนวณกำลังสูญเสียก็สามารถให้ผลการประเมินที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองได้ ถ้าใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่มีค่าเหมาะสม



รูปที่ 3.2 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินและการทดลองที่ความเร็วรอบ
หมุนต่างๆ



รูปที่ 3.3 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียที่ได้จากการประเมินและการทดลองที่ภาระแรงบิดต่างๆ

3.2 การเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองในกรณีเฟืองเฉียง

ในหัวข้อนี้จะเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลองซึ่งเสนอโดย Vaidyanathan ซึ่งมีรายละเอียดการทดลองดังนี้ Vaidyanathan ได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงซึ่งมีอัตราทด 1:1 โดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ Back-to-Back เช่นเดียวกับการทดลองของ Petry-Johnson และคณะ โดยได้ทดลองวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุน และที่ภาระต่างๆ นอกจากนี้ยังได้ ศึกษาถึงผลของค่า โมดูล มุมกด และมุมอีลิคซ์ โดยพารามิเตอร์อื่นๆ ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง แสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองเฉียงและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง

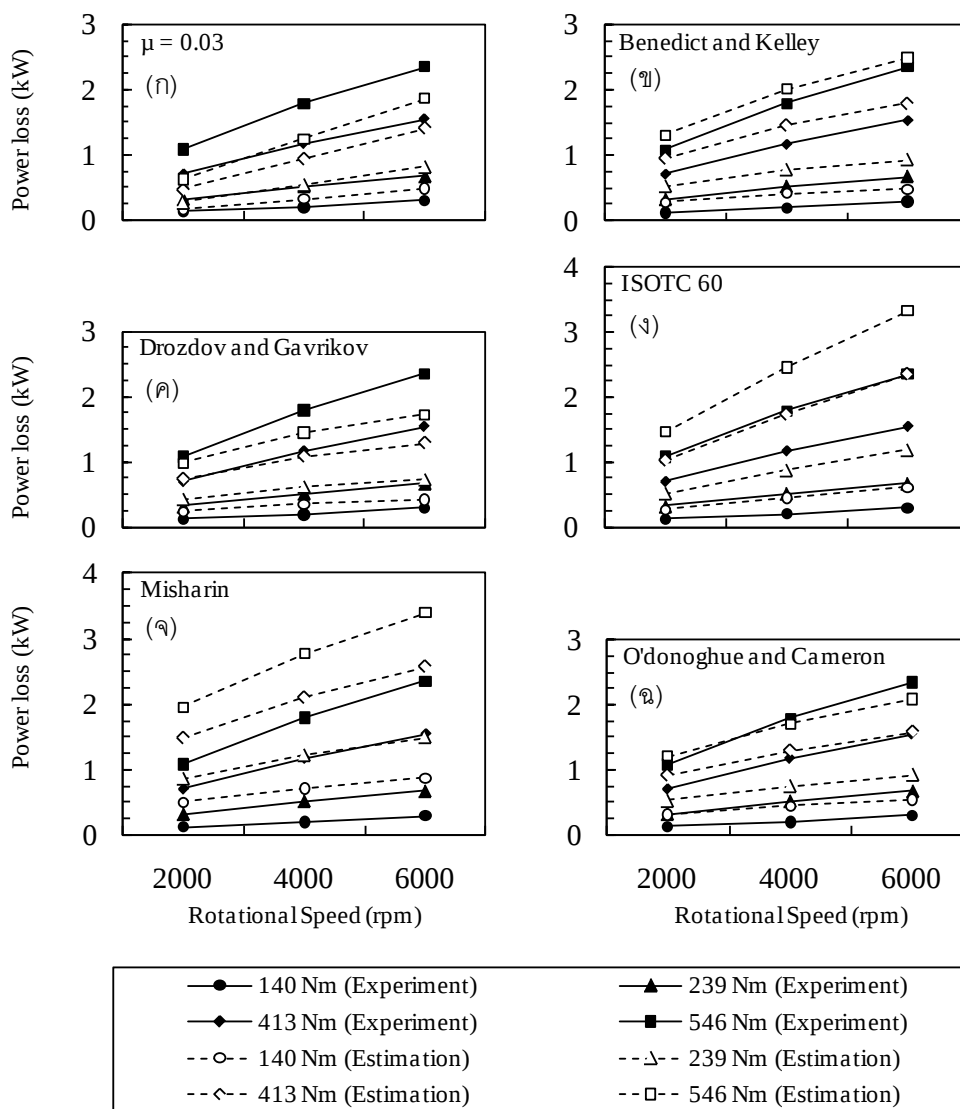
Parameters	Gear set		
	A	B	C
Number of teeth	23	23	23
Transverse module, m_t (mm)	3.95	3.98	3.95
Transverse pressure angle, α_t (deg)	25	29.3	25.8
Helix angle, Ψ (deg)	0	30	30
Face width (mm)	26.67	26.67	26.67
Absolute Viscosity (cP)	6.732	6.732	6.732
Surface roughness (μm)	0.37	0.28	0.32
Load operation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

รูปที่ 3.4-3.6 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างผลการประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงกับการทดลอง โดยผลจากการประเมินจะคำนวณโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานค่าต่างๆ กันซึ่งได้จากการสมการสำเร็จที่แสดงไว้ในตารางที่ 2.4 รวมถึงการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ สำหรับผลการทดลองจะหักกำลังสูญเสียจากการหมุนซึ่งไม่ขึ้นกับการะออกไป เหลือเพียงกำลังสูญเสียจากการไถล และการกลิ้งของเฟือง เนื่องจากกำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียจากการไถล กำลังสูญเสียที่วัดได้จึงสามารถประมาณให้เท่ากับกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งสามารถเปรียบเทียบกับผลที่ประเมินจากแบบจำลองได้

รูปที่ 3.4 และ 3.5 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงชุด B ที่ความเร็วรอบหมุน และที่ภาระการทำงานต่างๆ ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มเหมือนกับผลการทดลอง โดยรูปที่ 3.4(ก)-(ง) กำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนขึ้น และรูปที่ 3.5(ก)-(ง) กำลังสูญเสียจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มแรงบิด

ผลการประเมินที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Benedict and Kelly [6] มีแนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสียใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด และขนาดของกำลังสูญเสียที่ประเมินได้มีค่ามากกว่าผลจากการทดลองเพียงเล็กน้อย แต่สำหรับผลการประเมินโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียด

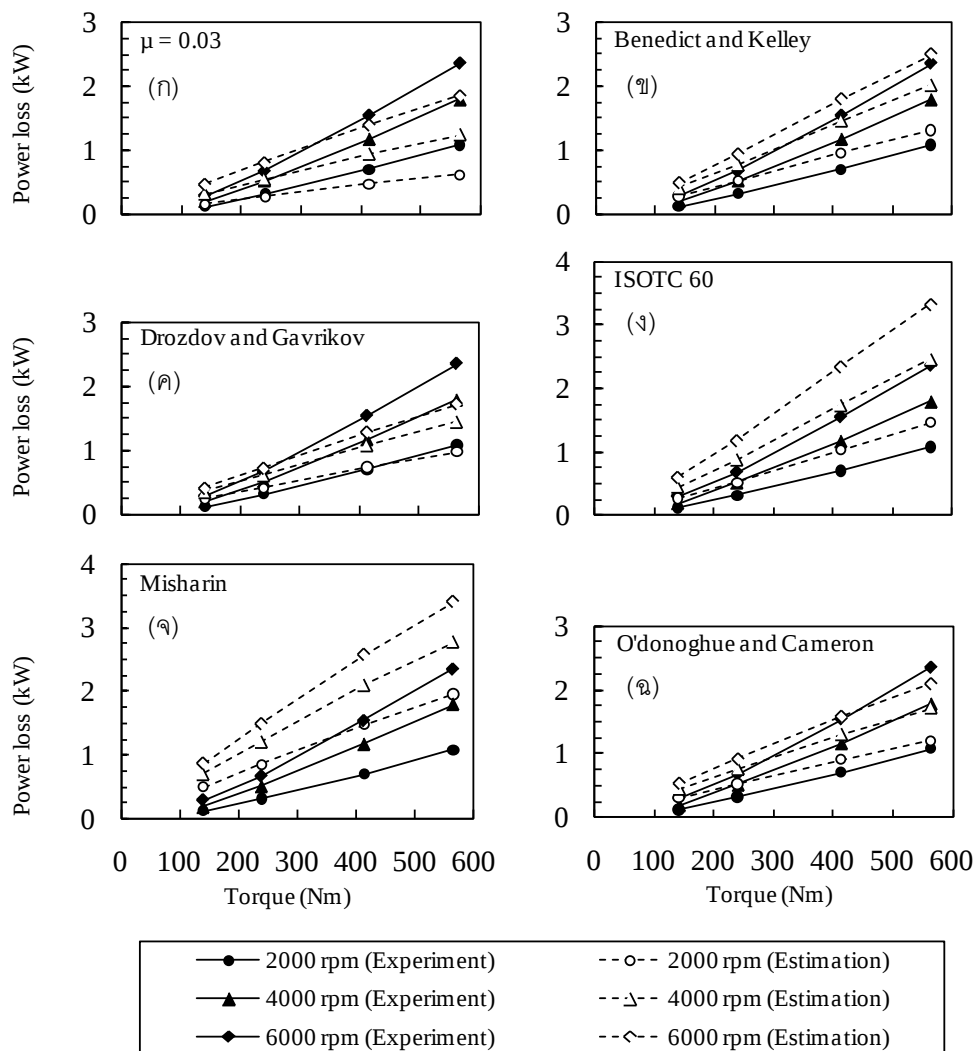
ทานที่เสนอโดยนักวิจัยอื่นๆ พบว่า ผลการประเมินกับผลการทดลองมีความแตกต่างกันทั้งแนวโน้มและขนาดของกำลังสูญเสีย



รูปที่ 3.4 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเชิงชุด B ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ

จากรูปที่ 3.4(ก) และ 3.5(ก) ซึ่งแสดงผลการประเมินโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ พบว่าผลการประเมินกำลังสูญเสียมีแนวโน้มและขนาดที่แตกต่างจากผลการทดลองอย่างเห็นได้ชัด ถึงแม้ว่าผลการประเมินที่ใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ให้ผลลัพธ์ที่ดีในกรณีของเฟืองตรงดังแสดงในหัวข้อ 4.1 ก็ตาม ทั้งนี้เป็นเพราะว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเปลี่ยนแปลงไปตามพารามิเตอร์ของเฟืองและสภาวะการทำงาน โดยถ้าเลือกสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานให้เหมาะสมกับ

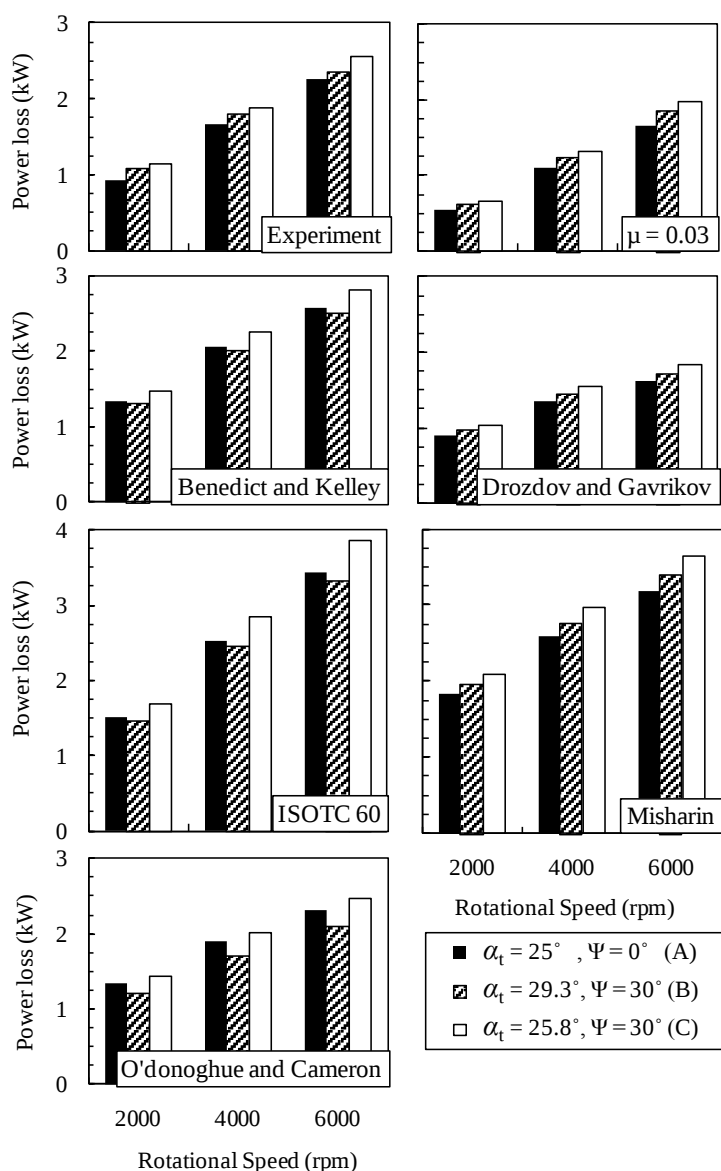
สภาวะการใช้งานจะทำให้ผลการประเมินมีความสอดคล้องและถูกต้องมากขึ้น แต่เมื่อสภาวะการทำงานเปลี่ยนแปลงไป ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานก็จะเปลี่ยนแปลงไปด้วย ดังนั้นการใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เป็นวิธีที่ซึ่งง่ายที่สุดและรวดเร็วในการคำนวณ อาจทำให้ผลการประเมินผิดพลาดได้



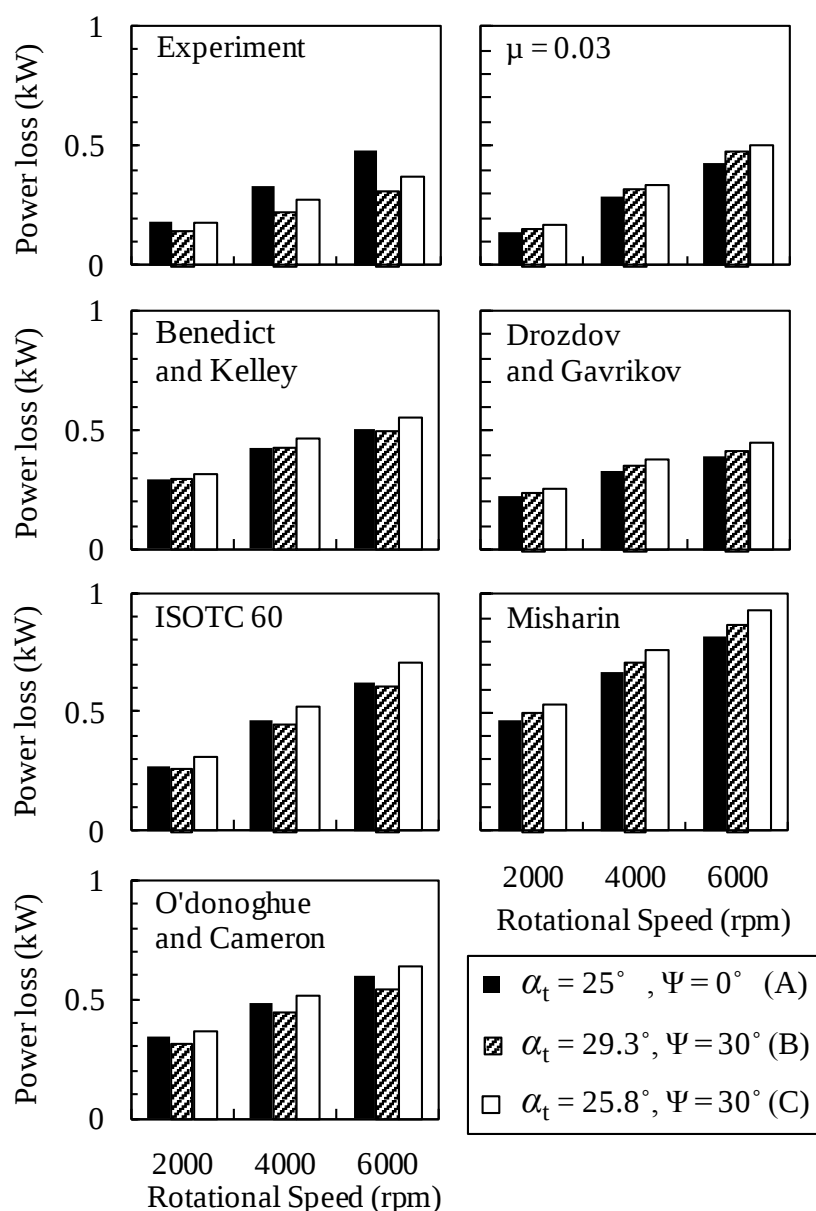
รูปที่ 3.5 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงชุด B ที่ภาระการทำงานต่างๆ

รูปที่ 3.6 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ การทดลองจะคงแรงบิดคงที่ 546 Nm ซึ่งเป็นแรงบิดสูงสุดของการทดลอง โดย α คือ มุมกดในแนวตั้งฉากกับเพลลา (Transverse pressure angle) ส่วน Ψ คือ มุมอีลิคส์ ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง พบว่าที่มุมกดเท่ากัน เฟืองตรงชุด A มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงชุด C ทั้งนี้เนื่องจากขนาดของมุมอีลิคส์ส่งผลต่ออัตราส่วนการขบ โดยเฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมอีลิคส์มากเปรียบเสมือนมีการขบซ้อนกันของฟันของเฟืองตรงย่อยในจังหวะเวลาเดียวกันมากกว่า ทำให้เกิดกำลัง

สูญเสียมากกว่า เมื่อพิจารณาจากผลจะพบว่า เฟืองเฉียงชุด B และ C ที่มีขนาดใกล้เคียงกัน มีมุมอีลิคส์เท่ากัน แต่เฟืองเฉียงชุด C ที่มีมุมกดน้อยกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด B ซึ่งอาจเกิดจากการลดมุมกดทำให้ความยาวการขบของเฟืองเฉียงมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้เกิดการสูญเสียจากการไถลที่บริเวณห่างจากจุดพิตช์มากกว่า และเช่นเดียวกันกับการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในรูปที่ 3.4-3.5 โดยพบว่า ผลการประเมินกำลังสูญเสียจะมีค่ามากกว่าผลการทดลองเล็กน้อยยกเว้นกรณีที่เกิดผลการประเมินใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเท่ากับค่าคงที่ (0.03) และสมการที่เสนอโดย Drozdov and Gavrikov [7] ที่ได้ผลประเมินน้อยกว่าผลการทดลอง นอกจากนี้ยังพบว่าค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่คำนวณโดยใช้สมการของ Benedict and Kelly [6] และ O'donoghue and Cameron [10] ให้ผลการประเมินกำลังสูญเสียที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากกว่าสมการอื่นๆ



รูปที่ 3.6 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ ที่แรงบิด 546 Nm



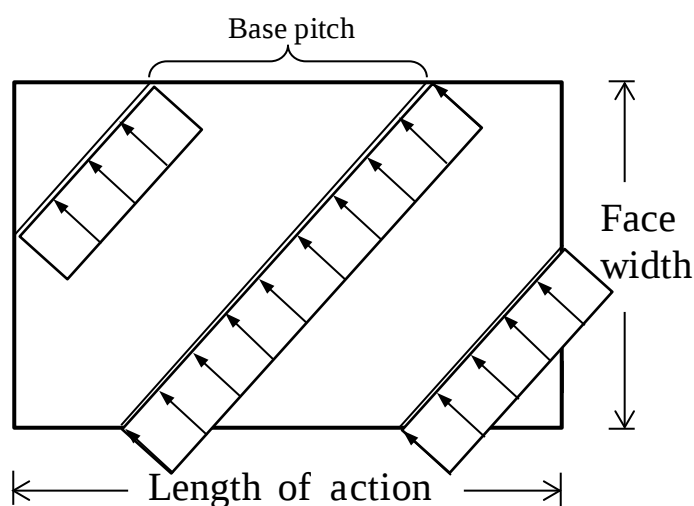
รูปที่ 3.7 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียในคู่เฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ ที่แรงบิด 140 Nm

รูปที่ 3.7 แสดงกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงชุด A, B และ C ที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆ การทดลองจะคงแรงบิดคงที่ 140 Nm ซึ่งเป็นแรงบิดต่ำสุดของการทดลอง จากการเปรียบเทียบพบว่า ผลที่ได้จากการประเมินมีแนวโน้มตรงข้ามกับผลการทดลองในกรณีเปรียบเทียบผลของมุมฮิลิกซ์ โดยจากการทดลองพบว่าที่มุมกดเท่ากัน เฟืองตรงชุด A มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียงชุด C ซึ่งผลการประเมินที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานค่าต่างๆจะให้ผลการประเมินที่มีแนวโน้มเหมือนกันคือ เฟืองเฉียง

ชุด C มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A ทั้งนี้อาจเป็นเพราะระยะการขบของเฟืองตรงที่น้อยกว่าเฟืองเฉียง ทำให้ภาระที่กระทำบนหน้าฟันต่อระยะการขบของเฟืองตรงมากกว่าเฟืองเฉียงในกรณีที่เฟืองทั้ง 2 รับภาระเท่ากัน จากสาเหตุนี้อาจทำให้ที่ภาระแรงบิดต่ำ ฟันของเฟืองตรงจะมีโอกาสขบเต็มหน้าสัมผัสมากกว่าฟันของเฟืองเฉียง ทำให้เฟืองตรงมีจุดที่ได้รับการไถลมากกว่า จึงทำให้มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียง แต่สำหรับที่ภาระแรงบิดที่สูงเพียงพอ อาจทำให้ฟันของเฟืองทั้ง 2 จะมีการขบเต็มหน้าสัมผัสทั้งคู่ ทำให้เฟืองเฉียงที่มีอัตราส่วนการขบมากกว่า จะมีกำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟืองตรง

เนื่องจากแบบจำลองที่เสนอในงานวิจัยนี้ ไม่ได้คำนึงถึงผลของการกระจายภาระบนหน้าฟันเฟืองขณะขบจริง จึงไม่สามารถอธิบายกำลังสูญเสียของเฟืองที่เกิดการสัมผัสแบบไม่เต็มหน้าฟันได้ โดยแบบจำลองสมมติให้เฟืองตรงยอยที่ขบอยู่รับภาระเท่าๆ กันดังรูปที่ 3.8 ดังนั้นทำให้เฟืองเฉียงที่มีอัตราส่วนการขบมากกว่าเฟืองตรง จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าทุกๆ ภาระการทำงานเสมอ

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



รูปที่ 3.8 การกระจายภาระบนหน้าฟันของเฟืองเฉียง

3.3 สรุป

ในบทนี้แสดงผลการประเมินกำลังสูญเสียกับการทดลองซึ่งรายงานโดยนักวิจัยอื่น ผลการประเมินมีแนวโน้มที่สอดคล้องกับการทดลองในหลายๆ กรณี โดยกำลังสูญเสียเพิ่มเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนและภาระการทำงาน เฟืองที่มีขนาดฟันใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีขนาดฟันเล็ก และแบบจำลองสามารถประเมินแนวโน้มของกำลังสูญเสียที่เป็นอิทธิพลของมุมกดและมุมอีลิคซ์ได้อย่างถูกต้องในกรณีภาระสูง โดยเฟืองที่มีมุมอีลิคซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก และเฟืองที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย แบบจำลองที่ได้เสนอไปในบทนี้จะถูกนำไปใช้ประเมินกำลังสูญเสียจากชุดทดลองที่สร้างขึ้น โดยรายละเอียดของชุดทดลองและวิธีการทดลองจะนำเสนอในบทต่อไป

บทที่ 4

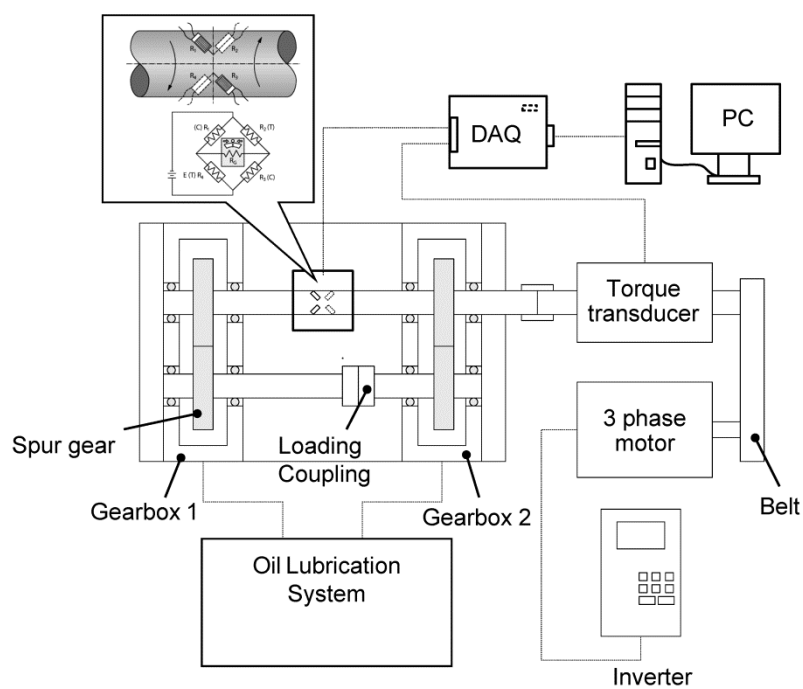
การทดลองหาค่าสูญเสียในการส่งกำลังของเฟือง

ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system เป็นชุดทดสอบซึ่งใช้กันอย่างแพร่หลายในงานทดสอบซึ่งเกี่ยวข้องกับเฟือง รวมถึงใช้ในการทดลองหาค่าสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟืองเนื่องจากสามารถสร้างได้ง่าย และสามารถสร้างภาระแรงบิดในระบบได้ด้วยชิ้นส่วนภายในของชุดทดสอบเอง โดยไม่ต้องอาศัยอุปกรณ์การให้ภาระแบบอื่นๆ เช่น ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) หรือ เจเนอเรเตอร์ (Generator) ในงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยจึงได้จัดสร้างชุดทดสอบแบบ back-to-back gearbox system เพื่อนำมาทดลองหาค่าสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองที่มีเพลานานกัน และศึกษาถึงอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ ที่ส่งผลต่อค่าสูญเสีย

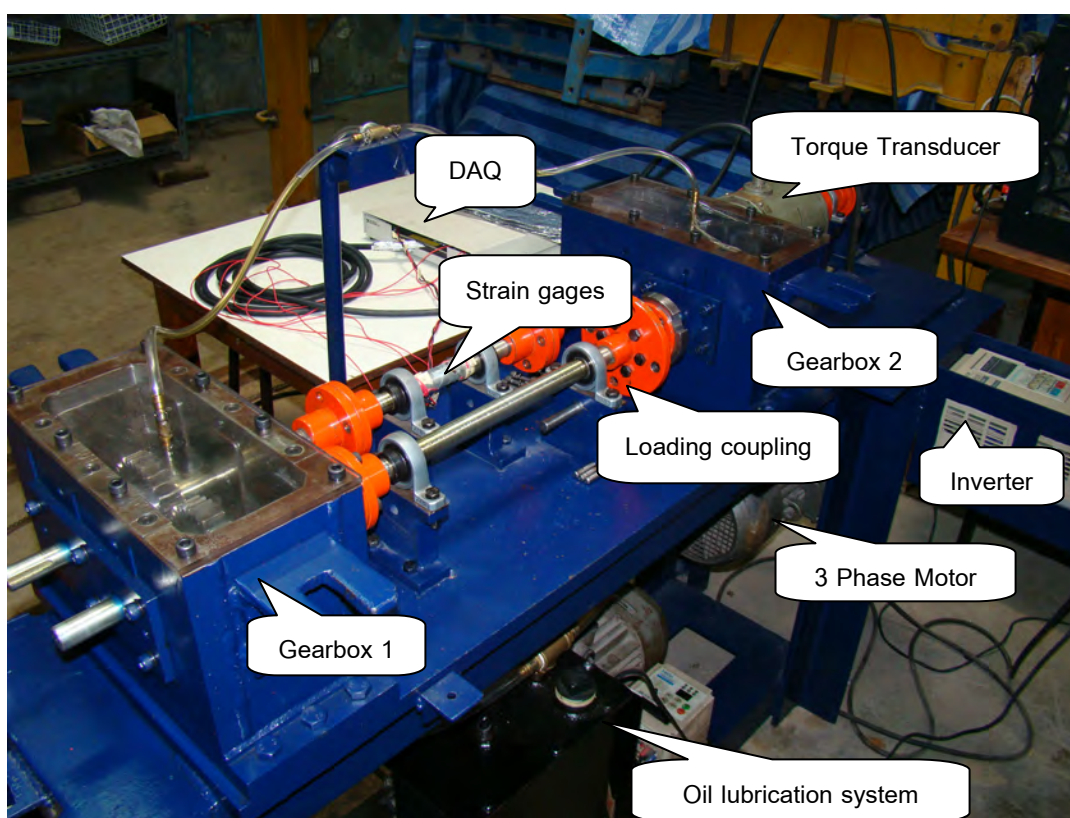
ชุดทดลองที่สร้างขึ้นนี้สามารถทำงานภายใต้ภาวะที่ไม่มีการให้ภาระแรงบิด หรือมีการให้ภาระแรงบิดก็ได้ โดยอาศัยหลักการการบิดเพล่าเพื่อให้เกิดการกดอัดกันของผิวฟันเฟืองเมื่อต้องการให้ภาระในที่นี้การทดลองจะทำทั้งภายใต้ภาวะที่มีการให้ภาระและไม่มีการให้ภาระ เพื่อที่จะแยกค่าสูญเสียเนื่องจากการไถล ซึ่งเป็นค่าสูญเสียประเภทที่ขึ้นกับภาระ ออกจากค่าสูญเสียรวมที่วัดได้โดยตรง รายละเอียดของชุดทดลองและวิธีการทดลองจะอธิบายในหัวข้อถัดไป

4.1 ชุดทดลอง back-to-back gearbox system

แผนผังและรูปถ่ายของชุดทดลองแบบ back-to-back gearbox system ที่จัดสร้างขึ้น แสดงไว้ในรูปที่ 4.1 และ 4.2 ชุดทดลองแบบนี้เป็นชุดทดลองแบบไม่มีกำลังขาออก กำลังที่ใส่เข้าไปจะไหลวนอยู่ในระบบเพื่อชดเชยแรงเสียดทานและค่าสูญเสียต่างๆ ภายในระบบ ชุดทดลองประกอบด้วย ห้องเกียร์และเฟืองที่ใช้ทดสอบอยู่ภายใน ที่เหมือนกันทุกประการ 2 ชุด ห้องเกียร์ที่ใช้มีระยะห่างระหว่างเพล่าของเฟืองขับและเฟืองตามเท่ากับ 90 มิลลิเมตร เพล่าเฟืองแต่ละเพล่ารองรับด้วยตลับลูกปืนชนิด deep groove ball bearing เพล่าจากห้องเกียร์ทั้งสองห้องเชื่อมต่อในลักษณะขนานกัน โดยใช้คัปปลิงเป็นตัวเชื่อมต่อระหว่างเพล่า โดยที่เพล่าที่เชื่อมห้องเกียร์เข้าด้วยกันเพล่าหนึ่งจะติดคัปปลิงแบบ split coupling เพื่อให้ภาระแรงบิดภายในระบบชุดทดลอง การให้ภาระแรงบิดทำโดยการถ่วงน้ำหนักลงบนแขนที่ต่อยื่นออกมาจากคัปปลิง ทำให้เพล่าบิดและจึงยืดเพล่าไว้ในตำแหน่งที่บิด การยืดเพล่าให้เชื่อมต่อกันในตำแหน่งที่บิดทำให้เกิดแรงกดอัดที่หน้าฟันเฟือง ซึ่งเสมือนกับฟันเฟืองถูกกดอัดขณะใช้งานจริง ในส่วนของกำลังที่ใช้ขับเคลื่อนชุดทดลองถูกส่งมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส ซึ่งมีการควบคุมความเร็วรอบจากอินเวอร์เตอร์ ผ่านการทดรอบโดยสายพานในอัตราทด 3:5 เพื่อเพิ่มความเร็วรอบของเพล่าก่อนเข้าห้องเกียร์ส่งกำลัง



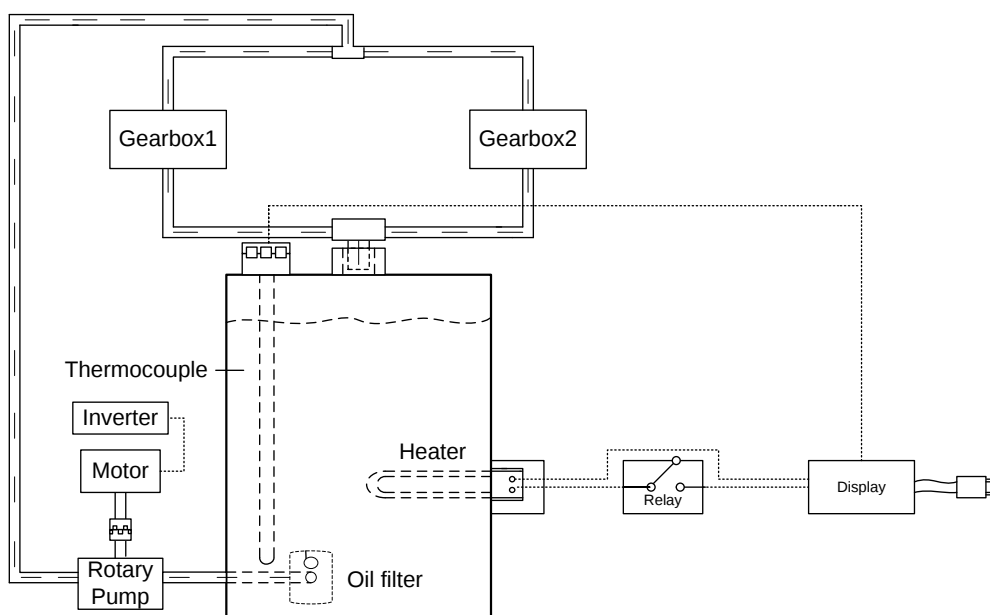
รูปที่ 4.1 แผนผังชุดทดลอง



รูปที่ 4.2 รูปถ่ายชุดทดลอง

ขนาดของการแรงบิดที่ให้อยู่ภายในชุดทดลองวัดโดยสเตรนเกจ (Strain gages) 4 ตัว ซึ่งต่อวงจรในลักษณะ full bridge ที่ตำแหน่งบนเพลลาที่อยู่ระหว่างห้องเกียร์ทั้งสองห้อง และวัดกำลังขาเข้าห้องเกียร์โดยต่ออุปกรณ์วัดแรงบิด (Torque transducer) ระหว่างเพลลาต้นนอกก่อนเข้าห้องเกียร์และเพลลาที่ส่งกำลังมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า ความเร็วรอบหมุนของเพลลาสามารถวัดได้โดยเครื่องวัดความเร็วรอบ (Tachometer) สัญญาณแรงเคลื่อนไฟฟ้าที่วัดได้จากสเตรนเกจและอุปกรณ์วัดแรงบิด จะถูกขยายและบันทึกโดยใช้อุปกรณ์ขยายสัญญาณภายใน DAQ (Data Acquisition Hardware) ซึ่งจะเชื่อมต่อกับ PCI card ซึ่งติดตั้งอยู่ในคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการเก็บสัญญาณ แรงบิดและความเร็วรอบหมุนที่วัดได้นั้นสามารถนำไปคำนวณหา กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังของคู่เฟืองได้

ภาพที่ 4.3 แสดงการหล่อลื่นภายในแต่ละห้องเกียร์ ในชุดทดลองนี้จะใช้การหล่อลื่นแบบฉีด (Jet lubrication) โดยฉีดน้ำมันหล่อลื่นจากด้านบนห้องเกียร์ไปยังตำแหน่งที่คู่เฟืองขบกัน (ตำแหน่งตรงกลางห้องเกียร์) น้ำมันหล่อลื่นถูกส่งมาจากถังเก็บน้ำมันด้านล่างของชุดทดลอง โดยใช้ปั๊มน้ำมันหล่อลื่นแบบโรตารีซึ่งติดตั้งไว้ที่ด้านล่างของชุดทดลอง น้ำมันที่ถูกดูดเพื่อไปหล่อลื่นเฟือง จะผ่านไส้กรองน้ำมันหล่อลื่นก่อนเข้าปั๊มน้ำมัน เพื่อกรองสิ่งสกปรกก่อนเข้าปั๊มน้ำมันและห้องเกียร์ น้ำมันหล่อลื่นที่ผ่านการใช้งานเพื่อหล่อลื่นห้องเกียร์แล้วจะไหลผ่านรูเจาะที่ด้านล่างห้องเกียร์ ลงสู่ถังน้ำมันหล่อลื่นเพื่อเก็บและนำกลับมาใช้ใหม่ น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในการทดลองเป็นน้ำมันหล่อลื่นเบอร์ 80w90 ซึ่งใช้ในการหล่อลื่นเฟืองท้ายและเกียร์ธรรมดาของรถยนต์ อัตราการไหลของน้ำมันหล่อลื่นแต่ละห้องเกียร์ถูกควบคุมไว้ที่ 1 LPM โดยควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่นระหว่างการทดลองควบคุมให้อยู่ที่ประมาณ 70°C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ความหนืดน้ำมันหล่อลื่นมีความแปรผันน้อย การควบคุมอุณหภูมิทำโดยติดตั้งฮีตเตอร์แบบจุ่ม (Immersion heater) ภายในถังน้ำมันเพื่อให้ความร้อนแก่น้ำมันหล่อลื่น วัดอุณหภูมิของน้ำมันในถังด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิดเค (Thermocouple K type) ที่ติดตั้งปลายวัดอุณหภูมิไว้ที่ตำแหน่งจุดน้ำมันบริเวณก้นถัง และต่อสายสแตนด์เลสส์ลีดจากเทอร์โมคัปเปิลมายังตัวแสดงผลแบบดิจิตอลเพื่ออ่านค่าและควบคุมการทำงานของฮีตเตอร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิ



รูปที่ 4.3 ระบบหล่อลื่นของชุดทดลอง

4.2 พารามิเตอร์ของเฟืองและสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดลอง

ในการทดลองใช้เฟืองที่มีลักษณะรูปร่างแตกต่างกัน 8 ชุด โดยเป็นเฟืองตรง 4 ชุด และเฟืองเฉียง 4 ชุด เพื่อศึกษาผลของโมดูล มุมกด อัตราทด มุมฮีลิคซ์ และความกว้างหน้าฟัน ที่มีต่อกำลังสูญเสียของการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง พารามิเตอร์ของเฟืองตรงและเฟืองเฉียงแสดงในตารางที่ 4.1 และ 4.2 ตามลำดับ

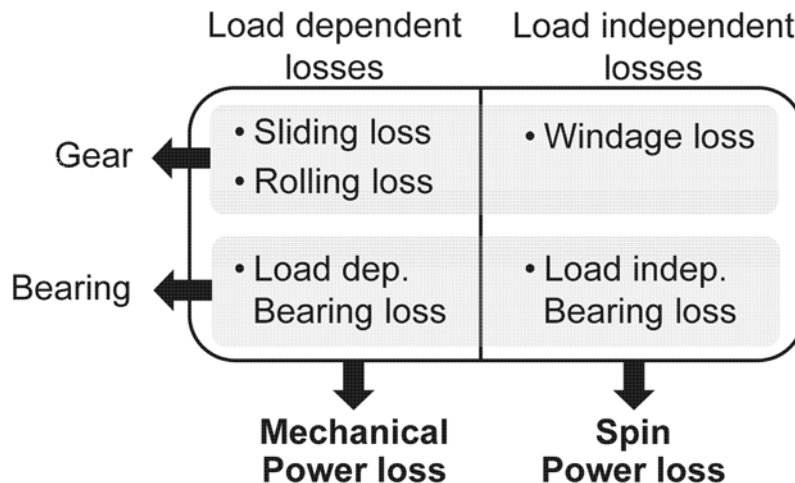
สำหรับการทดลองหาค่ากำลังสูญเสียในแต่ละคู่เฟืองจะทดลองภายใต้สภาวะการทำงานต่างๆ โดยการทดลองจะให้ภาระแรงบิดกับคู่เฟือง 6 ช่วง ได้แก่ 0-10 (ในกรณีไม่มีภาระ) 11-50, 51-100, 101-150, 151-200 และ 201-250 Nm สาเหตุในการให้ภาระแรงบิดภายในระบบเป็นช่วง เนื่องจากข้อจำกัดของอุปกรณ์ให้ภาระและค่า backlash ของเฟืองแต่ละคู่ที่แตกต่างกัน ส่งผลให้ไม่สามารถควบคุมภาระแรงบิดในแต่ละกรณีให้เท่ากันพอดีได้ ในแต่ละภาระแรงบิด ทดลองที่ความเร็วรอบหมุนของเพลาชับ 5 ค่า ได้แก่ 500 1000 1500 2000 และ 2500 รอบต่อนาที โดยการทดลองจะเริ่มทำจากภาระน้อยไปภาระมาก และความเร็วรอบหมุนน้อยไปมาก

ตารางที่ 4.1 พารามิเตอร์ของเฟืองตรงที่ใช้ทดลอง

Parameters	Gear set			
	S1	S2	S3	S4
Number of Teeth	30	45	30	20:40
Module m (mm)	3	2	3	3
Pressure Angle α (deg)	20	20	14.5	20
Helix Angle Ψ (deg)	0	0	0	0
Face Width FW (mm)	20	20	20	20
Gear ratio	1:1	1:1	1:1	1:2
Pitch Diameter (mm)	90	90	90	60:120

ตารางที่ 4.2 พารามิเตอร์ของเฟืองเฉียงที่ใช้ทดลอง

Parameters	Gear set			
	H1	H2	H3	H4
Number of Teeth	30	30	30	15
Transverse Module m_t (mm)	3	3	3	6
Transverse Pressure Angle α_t (deg)	20	14.5	20	20
Helix Angle Ψ (deg)	33.5	33.5	33.5	33.5
Face Width FW (mm)	20	20	40	20
Gear ratio	1:1	1:1	1:1	1:1
Pitch Diameter (mm)	90	90	90	90



รูปที่ 4.4 การจำแนกกำลังสูญเสียในชุดทดลง

4.3 การคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลจากการทดลง

กำลังสูญเสียในชุดทดลงแบบ Back-to-back gear test rig เป็นผลมาจากส่วนประกอบสำคัญ 2 ส่วน ได้แก่ เฟืองส่งกำลัง และตลับลูกปืน ดังแสดงในรูปที่ 4.4 สำหรับกำลังสูญเสียที่เป็นผลจากเฟืองสามารถแบ่งได้เป็นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ ซึ่งเป็นผลมาจากไถล (Sliding loss, $P_{sliding}$) และการกลิ้ง (Rolling loss, $P_{rolling}$) ของคู่ฟันเฟืองระหว่างการขบกันของฟันเฟือง และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ ซึ่งเป็นผลมาจากการหมุนต้านอากาศ (Windage loss, P_w) ในกรณีของห้องเกียร์อื่นๆ กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระอาจเป็นผลมาจากการหมุนปั่นน้ำมัน เพื่อสาดน้ำมันหล่อลื่นไปที่ส่วนต่างๆ ของห้องเกียร์ (Churning loss) ด้วย แต่ชุดทดลงนี้ใช้การหล่อลื่นแบบฉีด ดังนั้นจึงไม่เกิดกำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันขึ้น ในส่วนของกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ก็สามารถแบ่งออกได้เป็นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระ (Load dependent bearing loss, $P_{b, load dep.}$) และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ (Load independent bearing loss, $P_{b, load indep.}$) เช่นกัน กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระทั้งหมดที่เป็นผลมาจากทั้งเฟือง และตลับลูกปืนรวมเรียกว่ากำลังสูญเสียทางกล (Mechanical loss, P_{mech}) ส่วนกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระทั้งหมดรวมเรียกว่ากำลังสูญเสียจากการหมุน (Spin loss, P_{spin})

ในการทดลองที่ให้ภาระแรงบิดกับระบบ กำลังสูญเสียรวมสามารถเขียนให้อยู่ในรูปกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ที่จำแนกข้างต้นได้ดังสมการ

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

โดย
$$P_{mech} = (P_{sliding} + P_{rolling}) + P_{b, load dep.} \quad (4.2),$$

และ
$$P_{spin} = P_w + P_{b, load indep.} \quad (4.3)$$

ในกรณีที่ไม่ได้ให้ภาระกับระบบ แรงกระทำระหว่างฟันเฟือง และแรงกระทำระหว่างส่วนประกอบต่างๆ ในตลับลูกปืน จะมีค่าน้อย ส่งผลให้กำลังสูญเสียทางกลมีค่าน้อย และสามารถละออกจากการพิจารณาได้ ในกรณีนี้กำลังสูญเสียรวมจะมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียจากการการหมุน ดังสมการ

$$(P_{total})_{T=0} = P_{spin} \quad (4.4)$$

ในการวิจัยนี้จะทำการทดลองทั้งกรณีที่มีภาระ และไม่มีภาระ ในการทดลองที่มีภาระ จะได้กำลังสูญเสียรวม P_{total} ส่วนการทดลองในกรณีไม่มีภาระจะสามารถหาลำกำลังสูญเสียจากการหมุนได้ ดังแสดงในสมการ (4.4) เมื่อแทนกำลังสูญเสียจากการหมุนและกำลังสูญเสียรวมในกรณีการทดลองที่มีภาระลงในสมการ (4.1) จะสามารถคำนวณค่ากำลังสูญเสียทางกล P_{mech} ได้

เนื่องจากชุดทดลองที่ใช้ในการวิจัยนี้ ประกอบด้วยห้องเกียร์ 2 ห้อง ตลับลูกปืนที่รองรับเพลลาเพียงจำนวน 8 ตัว และตลับลูกปืนที่รองรับเพลลาที่เชื่อมระหว่างห้องเกียร์ 4 ตัว ดังนั้นจะสามารถเขียนกำลังสูญเสียทางกลเพื่อแสดงกำลังสูญเสียจากส่วนประกอบต่างๆ ได้ดังสมการ

$$P_{mech} = 2(P'_{sliding} + P'_{rolling}) + [8P'_{b, load dep.}]_{gearbox} + [4P'_{b, load dep.}]_{connecting shaft} \quad (4.5),$$

โดย P' หมายถึงกำลังสูญเสียที่เกิดจากแต่ละส่วนประกอบ

เนื่องจากตลับลูกปืนที่รองรับเพลลาที่เชื่อมระหว่างห้องเกียร์ทั้ง 4 ตัว จะรับภาระที่เกิดจากน้ำหนักของเพลลาเท่านั้น ภาระที่ตลับลูกปืน 4 ตัวนี้จะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับภาระที่เกิดจากตลับลูกปืนที่รองรับเฟือง ซึ่งต้องรองรับภาระจากแรงกดอัดที่หน้าฟันเฟืองด้วย ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระที่เกิดจากตลับลูกปืนที่เชื่อมระหว่างห้องเกียร์จึงสามารถละทิ้งได้ ด้วยเหตุผลนี้สมการ (4.5) จะสามารถเขียนได้เป็น

$$P_{mech} = 2(P'_{sliding} + P'_{rolling}) + [8P'_{b, load dep.}]_{gearbox} \quad (4.6)$$

กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระเนื่องจากตลับลูกปืนที่แสดงในสมการ (4.6) สามารถหาได้โดยใช้วิธีที่เสนอโดย Harris [19] ดังแสดงในสมการ

$$P'_{b, load dep.} = \frac{M_b \omega_b}{1000} \quad (4.7),$$

$$\text{และ} \quad M_b = f_1 F_r d_m \quad (4.8),$$

โดย ω_b คือความเร็วรอบหมุนของตลับลูกปืน,

f_1 คือสัมประสิทธิ์ไร้มิติที่ขึ้นกับชนิด และภาระของตลับลูกปืน,

F_r คือแรงในแนวรัศมี,

d_m คือเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน

กำลังสูญเสียจากการไถลที่พิจารณาในงานวิจัยนี้สามารถคำนวณได้โดย หักกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน ซึ่งคำนวณได้จากสมการ (4.7) และ (4.8) จากกำลังสูญเสียทางกลซึ่งแสดงในสมการ (4.6) และจากงานวิจัยที่มีมาก่อน [4] พบว่ากำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อยกว่ากำลังสูญเสียจากการไถลมาก ดังนั้นจึงสามารถประมาณค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของแต่ละคู่เฟืองได้ดังสมการ

$$P'_{sliding} = \frac{1}{2} P_{mech} - [4P'_{b, load dep.}]_{gearbox} \quad (4.9)$$

ค่ากำลังสูญเสียที่ได้จากสมการ (4.9) สามารถนำไปเปรียบเทียบกับผลการประเมินจากแบบจำลองกำลังสูญเสียที่อธิบายก่อนหน้านี้ได้

4.4 สรุป

ในบทนี้กล่าวถึงชุดทดลอง หลักการทำงานของชุดทดลอง วิธีการทดลอง และการนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาคำนวณเพื่อหาค่ากำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ด้วยวิธีการที่แสดงในบทนี้ทำให้สามารถทราบค่ากำลังสูญเสียจากการไหล และสามารถนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ประเมินจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้ โดยผลการทดลองและการเปรียบเทียบผลการทดลองและผลการประเมินจะแสดงในบทถัดไป

บทที่ 5

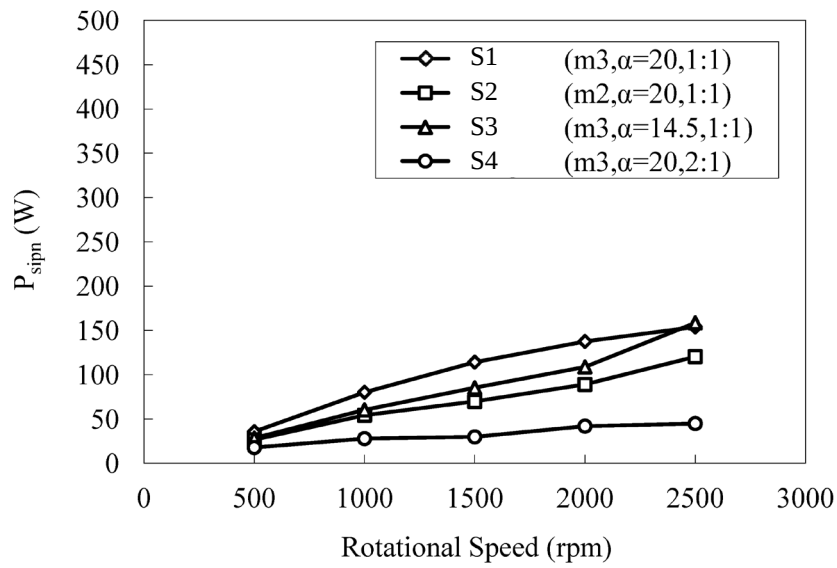
ผลและอภิปรายผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรง

ในบทนี้จะแสดงผลการทดลอง และอภิปรายผลการทดลองในกรณีการส่งกำลังของเฟืองตรง โดยบทนี้จะเริ่มจากผลการทดลองในกรณีไม่มีภาระ ซึ่งจะทำให้ทราบถึงกำลังสูญเสียจากการหมุน หลังจากนั้นจะแสดงผลกำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองตรงที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ ผลการทดลองที่ได้จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการประเมินโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นต่อไป

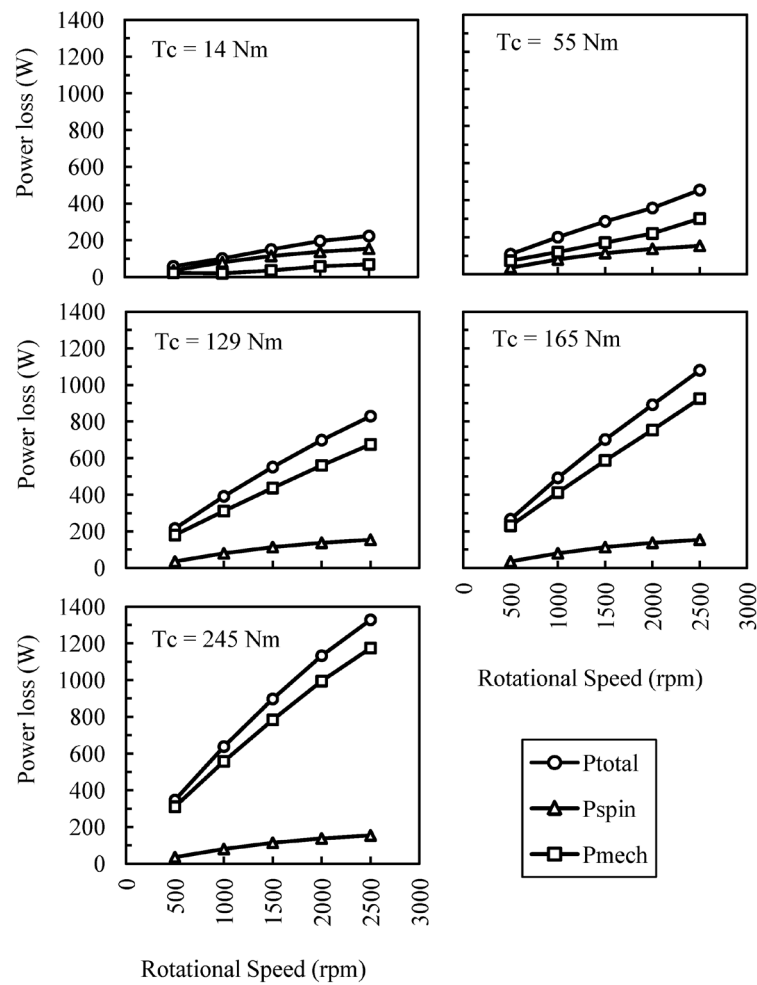
5.1 กำลังสูญเสียจากการหมุน และกำลังสูญเสียทางกล

ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียเมื่อไม่มีภาระในระบบแสดงดังรูปที่ 5.1 เนื่องจากไม่มีภาระในระบบ ผลการวัดในกรณีนี้จึงมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียจากการหมุน ถึงแม้ว่ากำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนที่วัดได้จะเป็นผลรวมของกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟืองและของตลับลูกปืน เนื่องจากตลับลูกปืนที่ใช้ในการทดลองทุกการทดลองเป็นแบบเดียวกันทั้งหมด ดังนั้นความแตกต่างของกำลังสูญเสียจากการหมุนที่แสดงในรูปที่ 5.1 จึงสามารถพิจารณาได้ว่าเป็นผลมาจากความแตกต่างของพารามิเตอร์ของเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

จากรูปที่ 5.1 พบว่า กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนของคู่เฟืองทุกคู่จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนของเพลาลำสำหรับเฟือง S1, S2 และ S3 ซึ่งมีขนาดของเฟืองใกล้เคียงกัน และมีความกว้างหน้าฟันเท่ากัน จะมีค่ากำลังสูญเสียจากการหมุนใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตามเฟือง S1 และ S3 ซึ่งมีขนาดโมดูลใหญ่กว่าจะมีกำลังสูญเสียจากการหมุนมากกว่าเฟือง S2 เล็กน้อย สำหรับเฟือง S4 เนื่องจากขนาดของกำลังสูญเสียจากการหมุนขึ้นอยู่กับขนาดและความเร็วรอบหมุนของเฟือง เมื่อเปรียบเทียบเฟือง S4 กับเฟืองอื่นๆ แล้ว ที่ความเร็วรอบเพลากำลังเข้าเท่ากัน เฟืองขับของคู่เฟือง S4 จะมีขนาดเล็กกว่าคู่เฟืองอื่นๆ และถึงแม้ว่าขนาดของเฟืองตามจะใหญ่กว่าเฟืองคู่อื่นๆ ก็ตาม แต่ความเร็วรอบหมุนของเฟืองตามน้อยกว่าความเร็วรอบหมุนของเฟืองคู่อื่น ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟือง S4 จึงมีค่าน้อยกว่าคู่เฟืองอื่นๆ



รูปที่ 5.1 ผลการวัดกำลังสูญเสียจากการหมุน



รูปที่ 5.2 ผลการวัดกำลังสูญเสียของเฟือง S1 ($m=3$, $\alpha=20^\circ$, $1:1$)

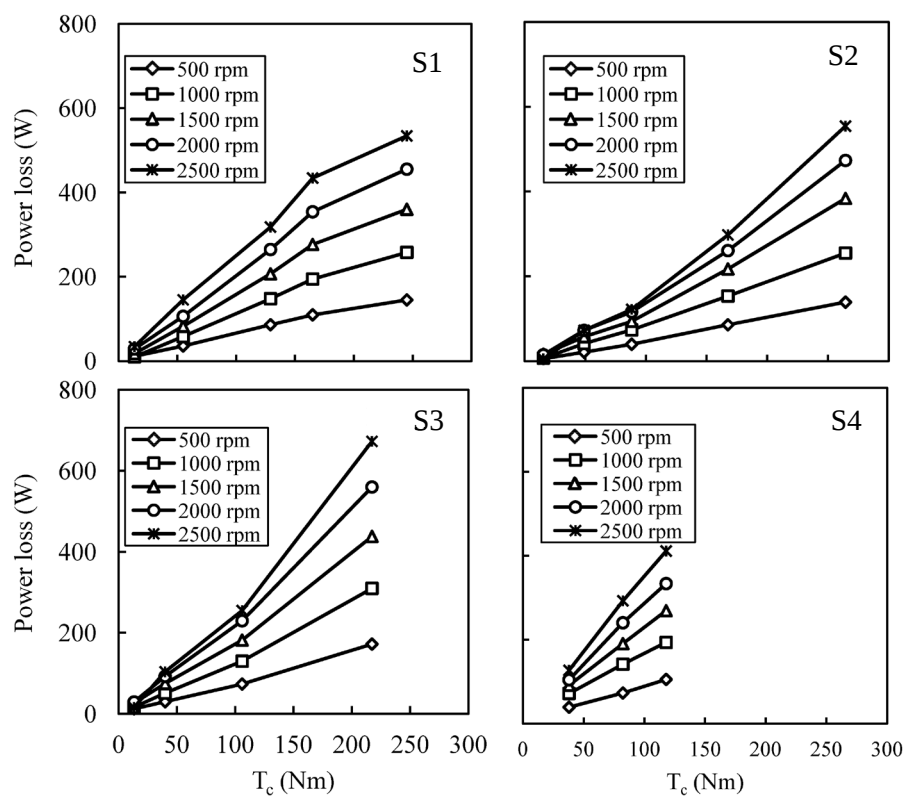
รูปที่ 5.2 แสดงตัวอย่างกำลังสูญเสียรวม กำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟือง S1 ที่สภาวะการทำงานต่างๆ กำลังสูญเสียรวมที่แสดงในรูปสามารถวัดได้โดยตรงจากการทดลอง ส่วนกำลังสูญเสียทางกลจะไดจากการหักกำลังสูญเสียจากการหมุนที่แสดงในรูปที่ 5.1 ออกจากกำลังสูญเสียรวม ในรูปพบว่ากำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วรอบหมุน และภาระแรงบิดเพิ่มขึ้น ที่ภาระแรงบิดต่ำกำลังสูญเสียจากการหมุนจะมีค่ามากกว่ากำลังสูญเสียทางกล และถือเป็นกำลังสูญเสียหลักในระบบส่งกำลัง อย่างไรก็ตามเมื่อภาระแรงบิดมีค่าเพิ่มขึ้น กำลังสูญเสียทางกลจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น และกลายเป็นกำลังสูญเสียหลักในระบบส่งกำลัง

5.2 กำลังสูญเสียจากการไถล

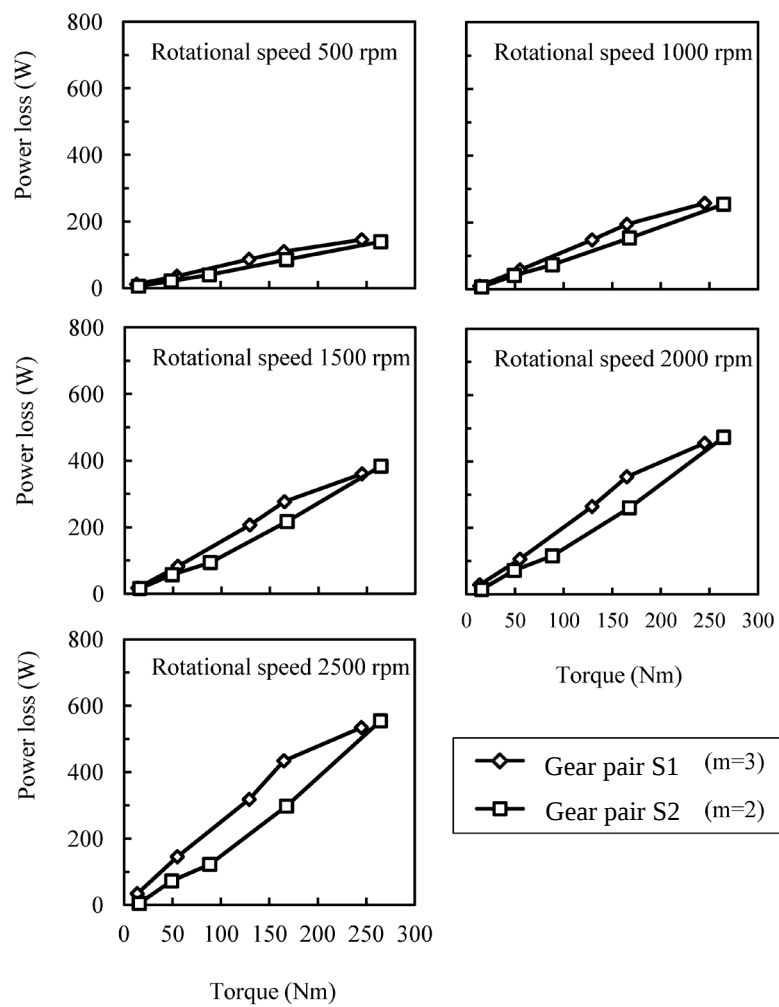
กำลังสูญเสียจากการไถลที่แสดงในบทนี้เป็นกำลังสูญเสียของคู่เฟืองคู่เดียว ซึ่งหาได้โดยหักกำลังสูญเสียของตลับลูกปืนที่ขึ้นกับภาระออกจากกำลังสูญเสียทางกล ดังที่แสดงการคำนวณในสมการที่ (4.9) ค่ากำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ กันแสดงในรูปที่ 5.3 – 5.6 แกนนอนในกราฟเหล่านี้แสดงถึงภาระแรงบิดที่เพลากำลังเข้า ภาระแรงบิดที่ใช้ในการทดลองสำหรับเฟืองชุดต่างๆ จะมีค่าไม่เท่ากันเนื่องจากผลของ แบคแลช การประกอบ และข้อจำกัดของ Loading coupling ที่ใช้ในชุดทดลอง ที่ไม่สามารถปรับค่าแรงบิดให้เท่ากับที่ต้องการพอดีได้ สำหรับในกรณีของเฟือง S4 ซึ่งมีอัตราทดเฟือง 2:1 ช่วงแรงบิดที่ให้ในระบบที่เพลาลูกเข้าจะมีค่าน้อยกว่าช่วงแรงบิดของการทดลองอื่นๆ ครั้งหนึ่ง เพื่อควบคุมให้ช่วงแรงบิดที่เพลาลูกเข้ามีค่าเท่ากับกรณีอื่นๆ และเพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นที่เพลาลูกเข้าเนื่องจากภาระแรงบิดมากเกินไป

รูปที่ 5.3 แสดงผลการทดลองของชุดเฟือง S1 – S4 ที่สภาวะการทำงานต่างๆ กัน จากรูปพบว่ากำลังสูญเสียจากการไถลของชุดเฟืองทุกชุดจะมีค่าเพิ่มขึ้นแบบเชิงเส้นเมื่อความเร็วรอบหมุน และภาระแรงบิดเพิ่มขึ้น รูปที่ 5.4 แสดงถึงผลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล การทดลองนี้ได้จากการเปรียบเทียบผลในกรณีของเฟือง S1 ซึ่งมีค่าโมดูล 3 มม. กับเฟือง S2 ซึ่งมีค่าโมดูล 2 มม. จากรูปพบว่าเฟือง S1 ซึ่งมีค่าโมดูลมากกว่า มีค่ากำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟือง S2 โดยความแตกต่างจะมีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนเพลาลูกเข้า

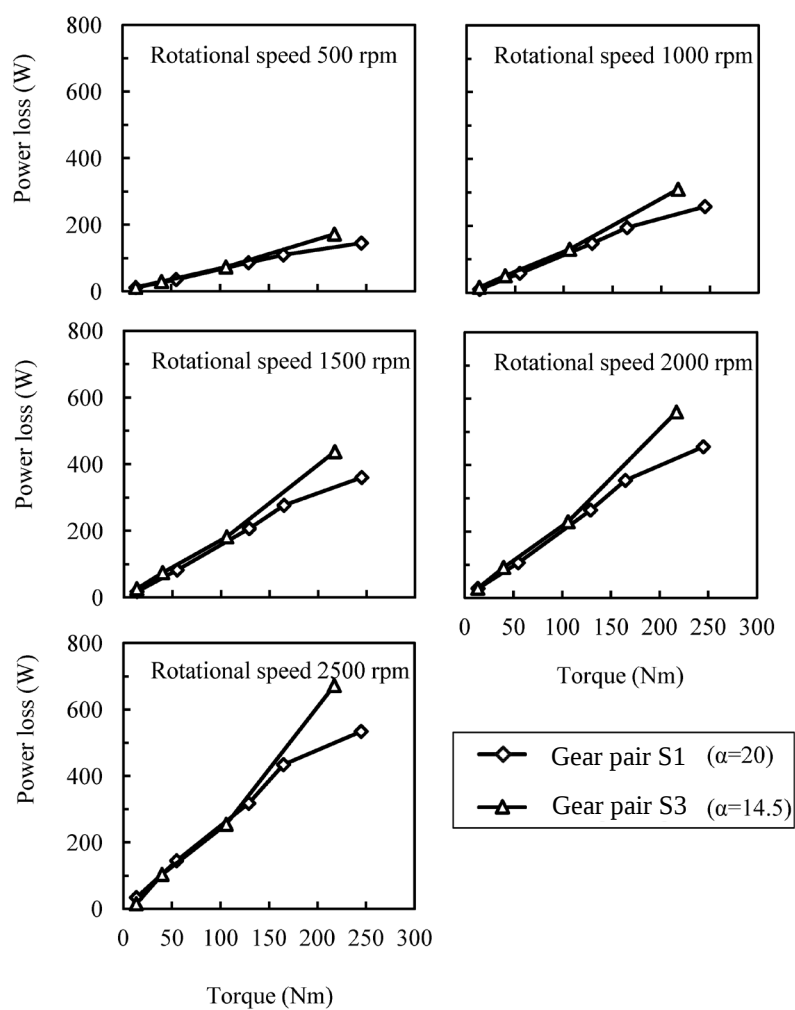
ผลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถลแสดงในรูปที่ 5.5 ผลในกรณีนี้ได้จากการเปรียบเทียบเฟือง S1 ซึ่งมีมุมกด 20° กับเฟือง S3 ซึ่งมีมุมกด 14.5° จากรูป ที่ความเร็วรอบการทำงานต่ำ และภาระแรงบิดต่ำ ผลของมุมกดเห็นได้ไม่ชัดเจนนัก แต่ที่แรงบิดสูงจะเห็นได้ชัดเจนว่ากำลังสูญเสียของเฟือง S3 ซึ่งมีมุมกดน้อยกว่าจะมีค่ากำลังสูญเสียมากกว่า รูปที่ 5.6 แสดงผลของอัตราทดเฟืองต่อกำลังสูญเสียจากการไถล จากรูปจะเห็นว่าเมื่อภาระแรงบิดที่เพลาลูกเข้ามีค่าเท่ากัน เฟือง S4 ซึ่งมีอัตราทดสูงกว่าเฟือง S1 จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง S1



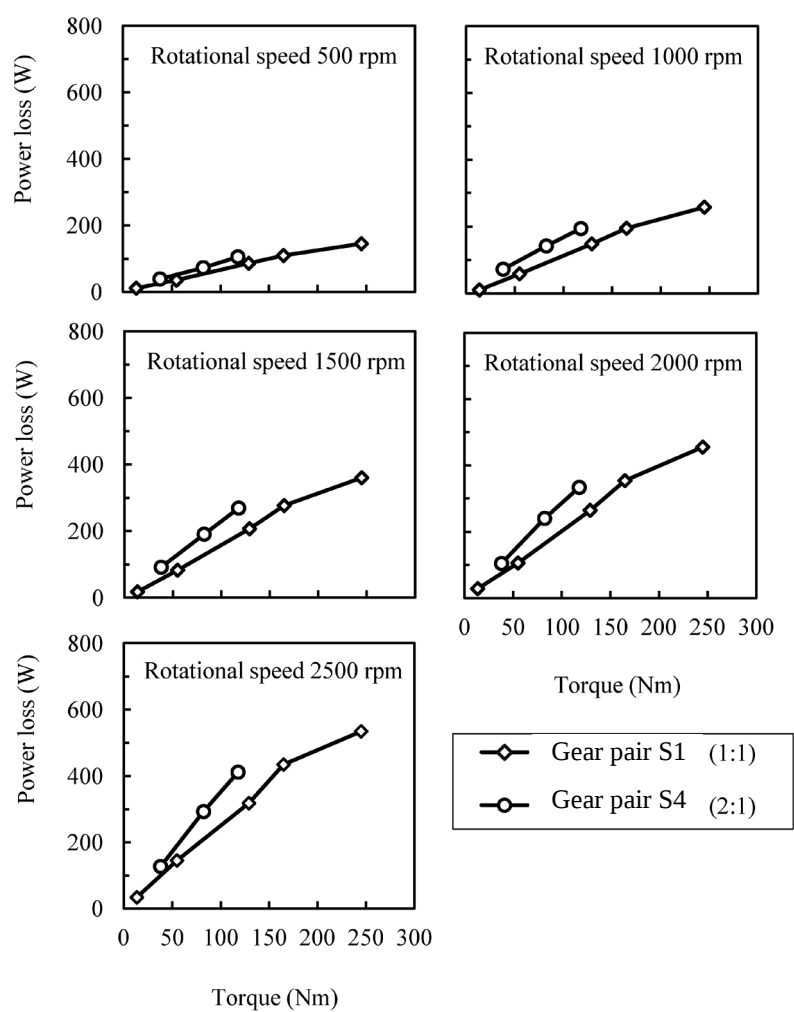
รูปที่ 5.3 ผลของสภาวะทำงานต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหล



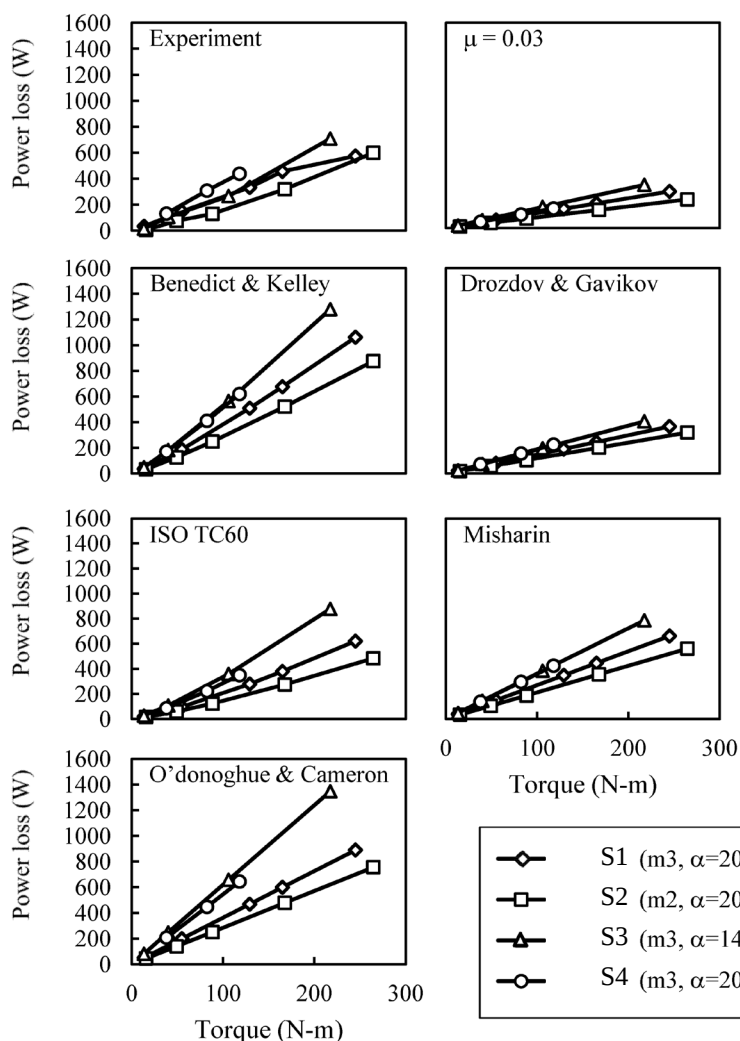
รูปที่ 5.4 ผลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถล



รูปที่ 5.5 ผลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถล



รูปที่ 5.6 ผลของอัตราทดต่อกำลังสูญเสียจากการไหล



รูปที่ 5.7 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลโดยใช้แบบจำลอง ที่
ความเร็วรอบหมุนเพลาชับ 2500 rpm

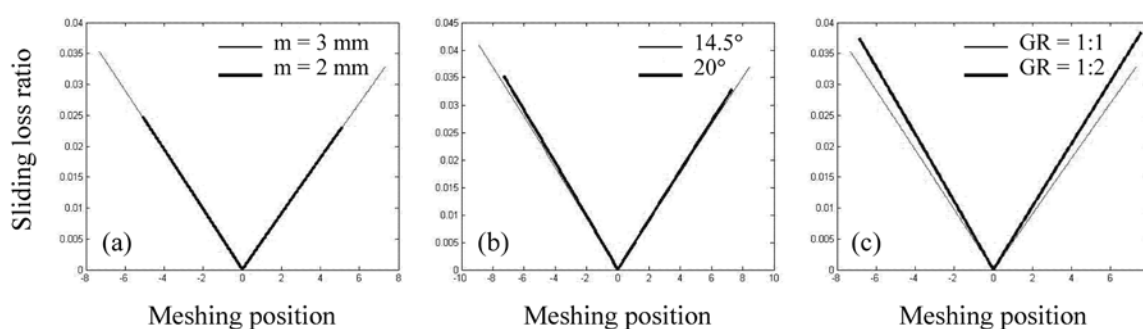
5.3 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองคณิตศาสตร์

รูปที่ 5.7 แสดงผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองซึ่งทำงานที่ความเร็วรอบหมุน 2500 rpm ที่ภาระแรงบิดต่างๆ โดยใช้แบบจำลองที่สร้างขึ้น ในการคำนวณใช้สมการอย่างง่ายที่แสดงในตาราง 2.4 ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ผลการประเมินที่ได้ทุกๆ กรณีมีความสอดคล้องกับผลการทดลองที่แสดงในรูปบนซ้ายในรูปที่ 5.7 โดยเฟืองที่มีขนาดโมดูลใหญ่จะมีกำลังสูญเสียจากการไถลมากกว่าเฟืองที่มีโมดูลเล็กกว่า เฟืองที่มีมุมกดใหญ่กว่าจะมีกำลังสูญเสียต่ำกว่าเฟืองที่มีมุมกดเล็กกว่า และเมื่อเพิ่มอัตราทดจะทำให้กำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้น

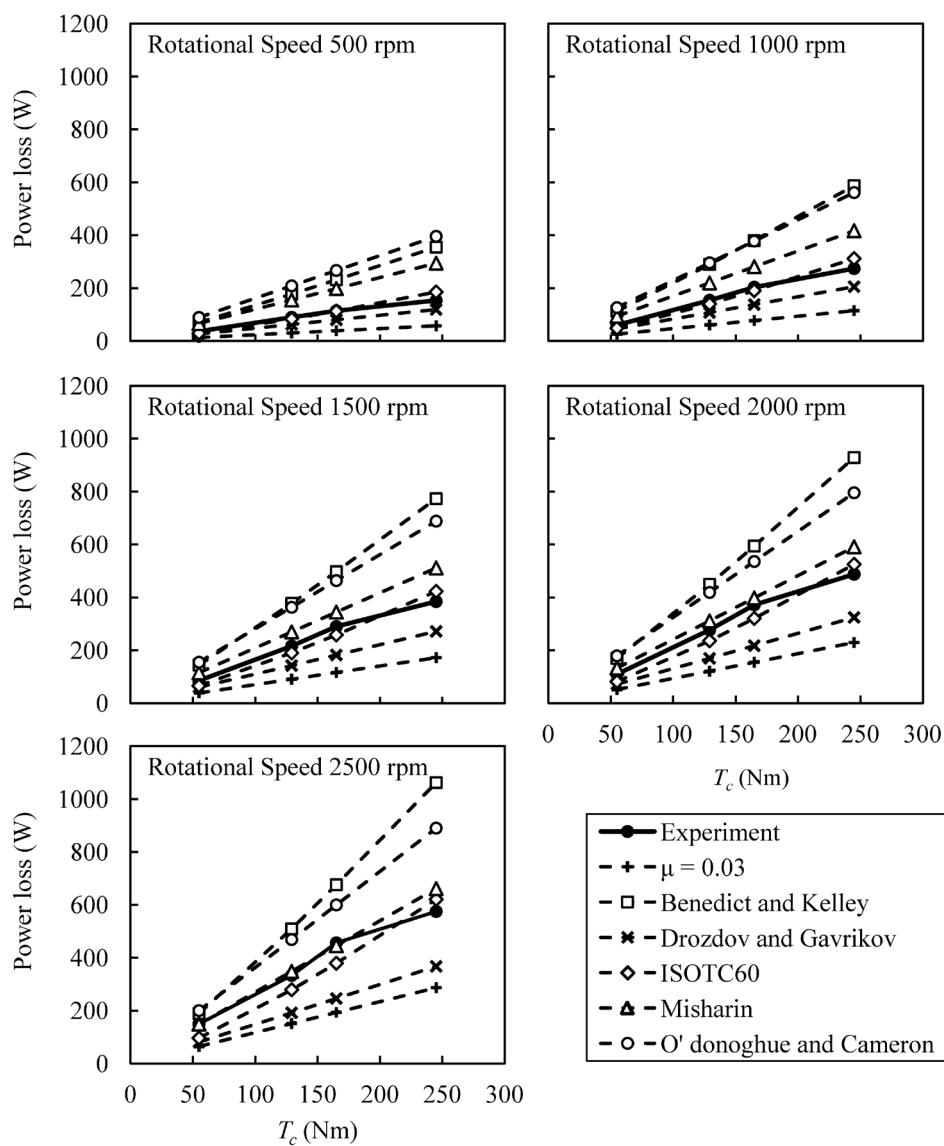
ผลของพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อกำลังสูญเสียจากการไถล สามารถอธิบายได้โดยพิจารณาอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟือง 1 คู่ ที่คำนวณได้จากแบบจำลอง ดังแสดงในรูปที่ 5.8 รูปที่ 5.8(a) แสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองที่มีโมดูล 3 มม. และ 2 มม. จากรูป

จะเห็นว่าเฟืองที่มีโมดูลมากกว่าจะมีความยาวของระยะการขบสัมผัส m มากกว่า ซึ่งส่งผลโดยตรงต่อช่วงการไถลที่ทำให้เกิดกำลังสูญเสีย นอกจากนี้เนื่องจากที่ตำแหน่งการขบสัมผัสห่างจากจุดพิตช์จะมีอัตราส่วนกำลังสูญเสียมากกว่าบริเวณที่ใกล้จุดพิตช์ การเพิ่มของความยาวการขบสัมผัสในส่วนที่ห่างจากจุดพิตช์ จึงส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองที่มีโมดูลใหญ่กว่ามีค่ามากกว่าของเฟืองที่มีโมดูลเล็กกว่า สำหรับผลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถลนั้นสามารถอธิบายได้โดยพิจารณาจากรูปที่ 5.8(b) จากรูปพบว่าที่ตำแหน่งการขบสัมผัสห่างจากจุดพิตช์เท่ากัน เฟืองที่มีมุมกด 20° จะมีอัตราส่วนกำลังสูญเสียสูงกว่าเฟืองที่มีมุมกด 14.5° อยู่เล็กน้อย อย่างไรก็ตามระยะการขบสัมผัสของเฟืองที่มีมุมกด 14.5° จะยาวกว่าเฟืองที่มีมุมกด 20° อยู่อย่างเห็นได้ชัด ส่งผลให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยของเฟืองที่มีมุมกด 14.5° มีค่ามากกว่า รูปที่ 5.8(c) แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีอัตราทด 1:1 และ 1:2 จากรูปพบว่าที่ตำแหน่งการขบสัมผัสห่างจากจุดพิตช์เท่ากัน เฟืองที่มีอัตราทรมากกว่าจะอัตราส่วนกำลังสูญเสียสูงกว่าเฟืองที่มีอัตราทด 1:1 อย่างชัดเจน ทั้งนี้เนื่องมาจากความเร็วการไถลของเฟืองที่มีอัตราทรมากจะมีค่ามากกว่าเฟืองที่มีอัตราท่น้อย ด้วยเหตุนี้กำลังสูญเสียของเฟืองที่มีอัตราทด 1:2 มีค่ามากกว่าเฟืองที่มีอัตราทด 1:1

รูปที่ 5.9 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลอง และผลการประเมินจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นในกรณีของเฟือง S1 จากรูปพบว่าการคำนวณโดยใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งเสนอโดย ISO TC60 และ Misharin จะให้ผลที่แม่นยำเมื่อเทียบกับผลการทดลองส่วนใหญ่มากที่สุด ส่วนผลการประเมินที่คำนวณโดยใช้สมการของ Benedict และ Kelly และสมการของ O'donoghue และ Cameron จะได้ค่ากำลังสูญเสียสูงกว่าผลการทดลอง สำหรับการประเมินโดยใช้สมการของ Drozdov และ Gavrikov และการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ 0.03 จะให้ผลการประเมินน้อยกว่าผลการทดลอง



รูปที่ 5.8 อัตราส่วนกำลังสูญเสียจากการไถลของฟันเฟือง 1 คู่ ประเมินโดยแบบจำลองที่สร้างขึ้น



รูปที่ 5.9 เปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการประเมินจากแบบจำลอง ในกรณีเฟือง S1

5.4 สรุป

ในบทนี้แสดงผลของการทดลองและผลการประเมินกำลังสูญเสียของตู้เฟืองตรง โดยผลทั้งหมดสามารถสรุปได้ดังแสดงในตารางที่ 5.1 โดยจากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มขนาดโมดูล และลดขนาดมูมกต จะส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการไถลของตู้เฟืองเพิ่มมากขึ้น และเฟืองที่มีอัตราทดสูงกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่า สำหรับแบบจำลองที่สร้างขึ้นสามารถใช้ประเมินแนวโน้มกำลังสูญเสียจากการไถลเมื่อพารามิเตอร์ของเฟืองตรงเปลี่ยนแปลงไปได้อย่างถูกต้อง โดยแบบจำลองที่ใช้สมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งคำนวณโดยใช้สมการซึ่งเสนอโดย ISO TC60 และโดย Misharin จะให้ผลที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด

ตารางที่ 5.1 สรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง

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

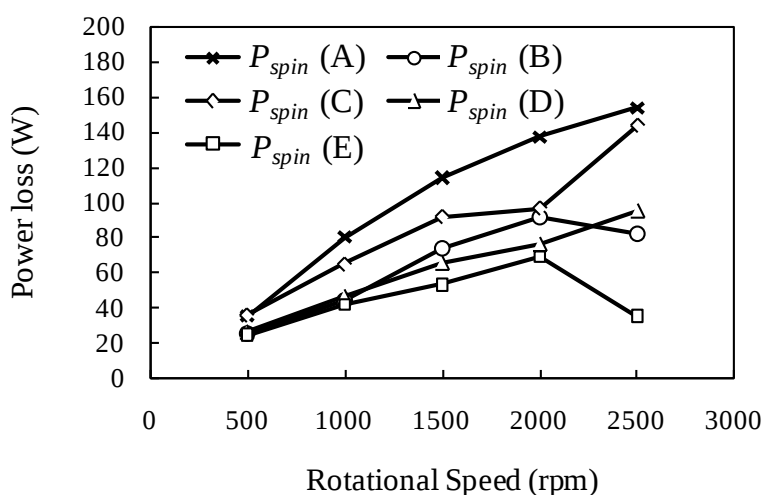
บทที่ 6

ผลและอภิปรายผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง

ในบทนี้จะเสนอผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการส่งกำลังของเฟืองเฉียง เพื่อศึกษาผลของรูปร่างพื้นฐานของเฟือง ซึ่งได้แก่ มุมฮิลิกซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล ตลอดจนสภาวะการทำงาน ได้แก่ ความเร็วรอบการหมุนและภาระแรงบิดในระบบที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล โดยผลที่แสดงจะเริ่มจาก ผลการวัดกำลังสูญเสียขณะที่ไม่มีภาระ และมีภาระตามลำดับ ผลการทดลองที่ได้จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองที่สร้างขึ้นต่อไป

6.1 กำลังสูญเสียจากการหมุน และกำลังสูญเสียทางกล

กำลังสูญเสียจากการหมุน หรือกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระ สามารถหาได้จากการวัดกำลังสูญเสียในขณะที่ไม่มีการให้ภาระเข้าไปในระบบ โดยผลการวัดกำลังสูญเสียจากการหมุนของชุดเฟืองเฉียงต่างๆ แสดงดังรูปที่ 6.1 ในรูปนี้จะแสดงกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟืองตรง S1 ซึ่งเป็นเฟืองที่จะใช้เปรียบเทียบผลของมุมฮิลิกซ์ให้เห็นด้วย ถึงแม้ว่ากำลังสูญเสียที่วัดได้นี้จะรวมกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนไว้ด้วย แต่เนื่องจากตลับลูกปืนที่ใช้ในการทดลองทุกการทดลองเป็นแบบเดียวกัน และมีสภาวะความเร็วรอบการทำงานเหมือนกัน ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนจึงสามารถพิจารณาว่ามีค่าเท่ากันในทุกๆ การทดลองได้ ผลต่างของกำลังสูญเสียจากการหมุนที่แสดงในรูปจึงเป็นผลมาจากรูปร่างของเฟืองที่แตกต่างกันไปในแต่ละกรณี

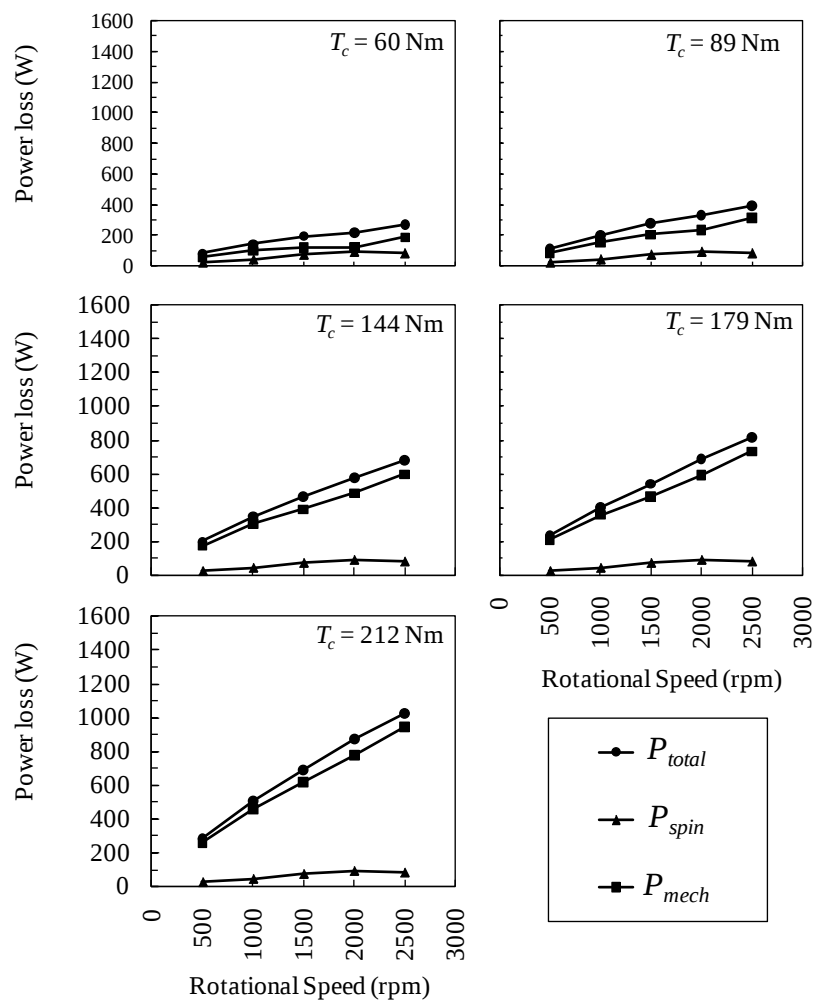


รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระและความเร็วรอบเพลาชับ

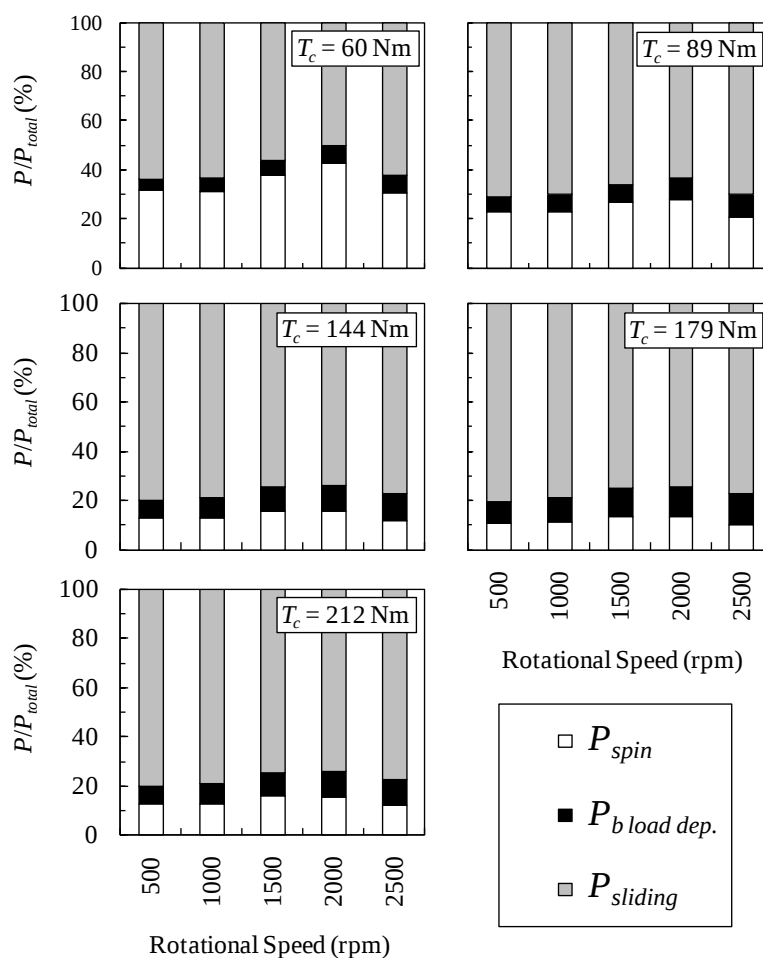
จากรูปพบว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนของชุดเฟืองต่างๆ มีค่าไม่เกิน 150 W และเมื่อความเร็วรอบหมุนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น จะทำให้กำลังสูญเสียจากการหมุนเพิ่มสูงขึ้นด้วย อย่างไรก็ตามกำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟืองแต่ละคู่ จะมีค่าใกล้เคียงกัน ทั้งนี้อาจเป็นเพราะช่วงที่ทดสอบ (500-2500 rpm) ถือเป็นช่วงความเร็วรอบต่ำทำให้กำลังสูญเสียของเฟืองที่มีพารามิเตอร์ต่างกันไม่แตกต่างกันมากนัก ซึ่งผลที่ได้นี้ก็สอดคล้องกับงานวิจัยของ Seetharaman [20] ที่รายงานว่า กำลังสูญเสียจากการหมุนของเฟือง (ที่มีขนาดแตกต่างกัน) ในสภาวะการทำงานที่ความรอบรอบหมุนต่ำจะมีค่าใกล้เคียงกัน

รูปที่ 6.2 แสดงตัวอย่างกำลังสูญเสียแต่ละประเภทได้แก่ กำลังสูญเสียรวม กำลังสูญเสียจากการหมุน และกำลังสูญเสียทางกล ของคู่เฟืองชุด H1 โดยกำลังสูญเสียรวมวัดได้จากการทดลองขณะที่มีภาระแรงบิดในระบบ ส่วนกำลังสูญเสียทางกลนั้นสามารถหาได้โดยหักกำลังสูญเสียจากการหมุนออกจากกำลังสูญเสียรวม จากรูปจะพบว่าภาระแรงบิดต่ำกำลังสูญเสียจากการหมุนจะมีค่าใกล้เคียงหรือน้อยกว่ากำลังสูญเสียทางกลเล็กน้อย จึงอาจพิจารณาได้ว่าเป็นกำลังสูญเสียที่สำคัญของระบบตัวหนึ่ง แต่เมื่อแรงบิดเพิ่มขึ้น สัดส่วนของกำลังสูญเสียทางกลจะเพิ่มขึ้นอย่างมาก และเป็นกำลังสูญเสียหลักในระบบ

สำหรับกำลังสูญเสียจากการไถลนั้น สามารถคำนวณได้โดยหักกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนออกจากกำลังสูญเสียทางกล ดังวิธีการที่แสดงในบทที่ 4 รูปที่ 6.3 แสดงการเปรียบเทียบสัดส่วนของกำลังสูญเสียประเภทต่างๆ ของคู่เฟือง H1 จากรูปจะพบว่ากำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียอื่น สำหรับที่ภาระแรงบิดต่ำนั้น กำลังสูญเสียจากการหมุนจะมีค่าระหว่าง 30-40% ของกำลังสูญเสียทั้งหมด ส่วนกำลังสูญเสียจากการไถลนั้นจะมีค่าระหว่าง 50-60% ของกำลังสูญเสียทั้งหมด แต่เมื่อภาระแรงบิดเพิ่มขึ้นสัดส่วนกำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มขึ้น และที่ภาระแรงบิด 212 Nm ซึ่งเป็นภาระแรงบิดที่สูงที่สุดที่ทำการทดลอง สัดส่วนของกำลังสูญเสียจากการไถลมีค่าประมาณถึง 80% ของกำลังสูญเสียทั้งหมดของระบบ สำหรับผลการทดลองของชุดเฟืองอื่นๆ ก็ได้ผลในทำนองเดียวกัน [21]



รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด H1



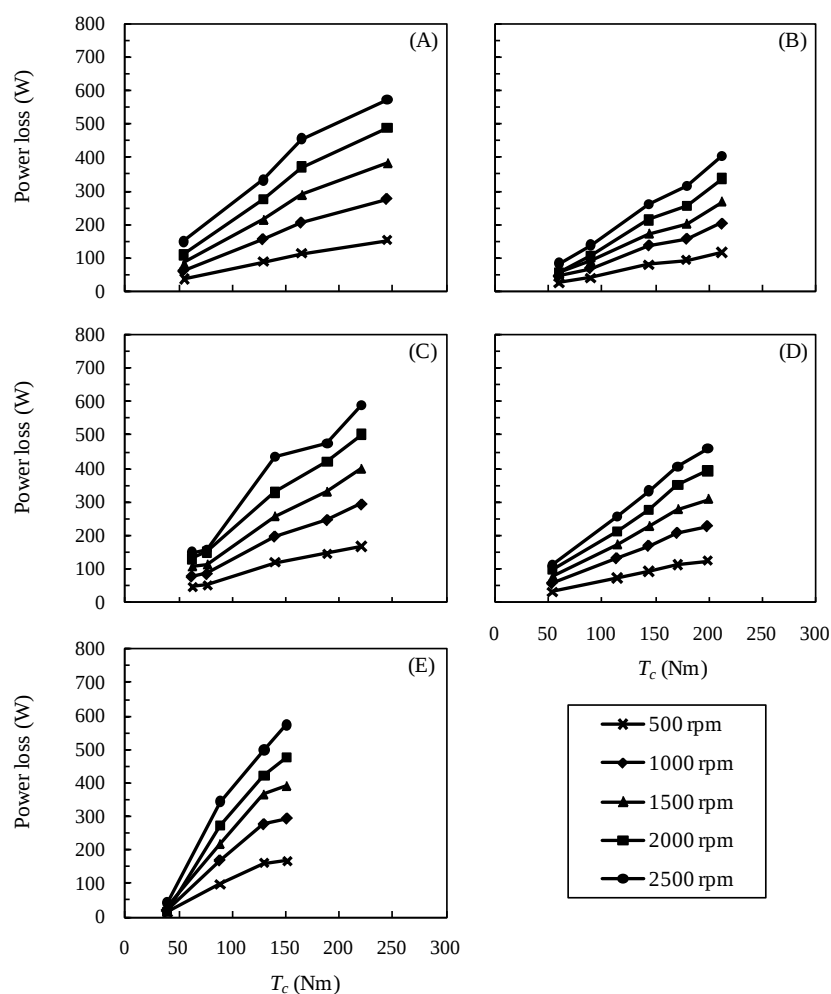
รูปที่ 6.3 เปอร์เซนต์ของกำลังสูญเสียแต่ละชนิดที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุด H1

6.2 กำลังสูญเสียจากการไถล

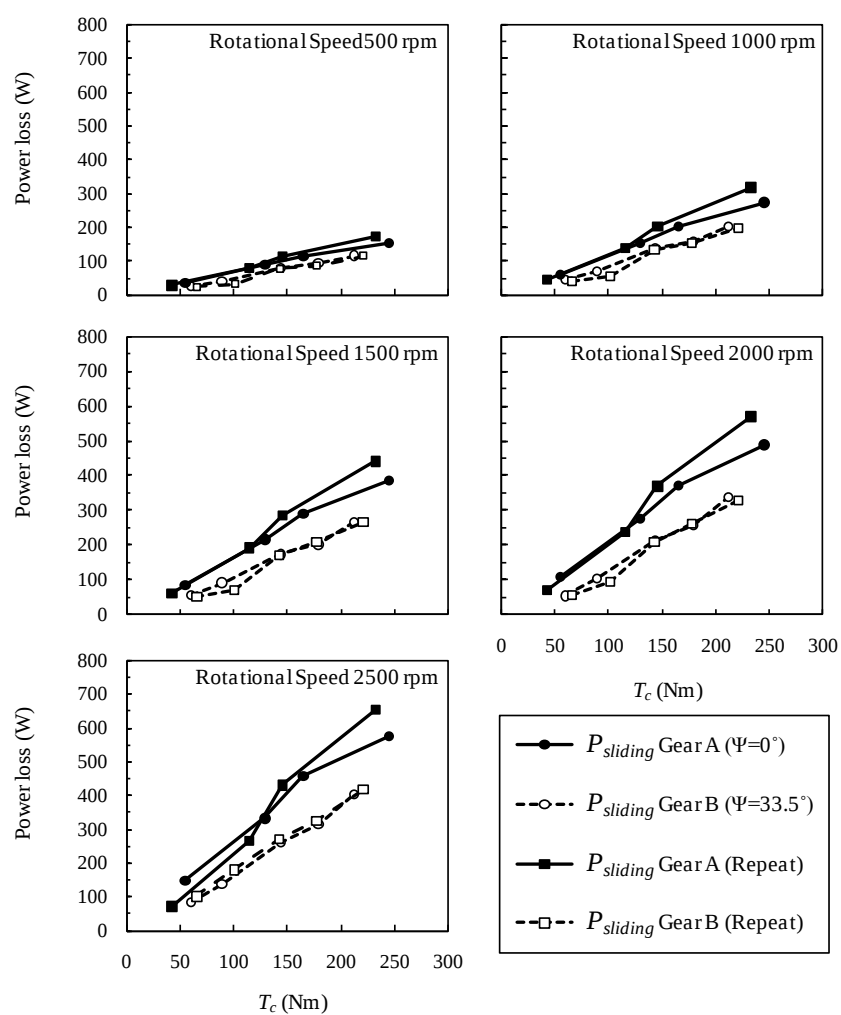
ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการวัดกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองเฉียง ที่มีพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ ที่สภาวะการทำงานต่างๆ กัน โดยพารามิเตอร์รูปร่างที่พิจารณาในที่นี้ได้แก่ มุมอีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล สำหรับการทดลองจะมีข้อจำกัดในการควบคุมภาระแรงบิดเช่นเดียวกับในกรณีของเฟืองตรง เนื่องจากค่าแบคแลชของเฟืองแต่ละคู่ไม่เท่ากัน และคัปปลิ่งที่ให้ภาระมีองศาในการบิดเพล่าที่จำกัด จึงไม่สามารถควบคุมแรงบิดภายในระบบในแต่ละกรณีให้เท่ากันพอดีได้

รูปที่ 6.4 แสดงผลของสภาวะการทำงานต่อกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองต่างๆ จากรูปจะพบว่า เมื่อเพิ่มภาระแรงบิด และความเร็วรอบหมุน กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น รูปที่ 6.5 แสดงผลของมุมอีลิคซ์ที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล โดยการเปรียบเทียบผลในกรณีของเฟืองตรง S1 และเฟืองเฉียง H1 ซึ่งเฟืองทั้งสองมีพารามิเตอร์รูปร่างอื่นๆ เหมือนกัน ต่างเพียงแค่มุมอีลิคซ์เท่านั้น

โดยในการทดลองนี้จะทำการทดลอง 2 ครั้ง ซึ่งจากรูปจะพบว่าผลการทดลองซ้ำมีค่าใกล้เคียงกับการทดลองครั้งแรก ซึ่งแสดงให้เห็นถึงความสามารถในการทำซ้ำของการทดลองนี้ สำหรับผลของมุมอีลิคซ์นั้น จากรูปจะพบว่าเฟืองตรง S1 จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียง H1 อย่างชัดเจน โดยความแตกต่างนี้จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบหมุนมีค่าเพิ่มมากขึ้น

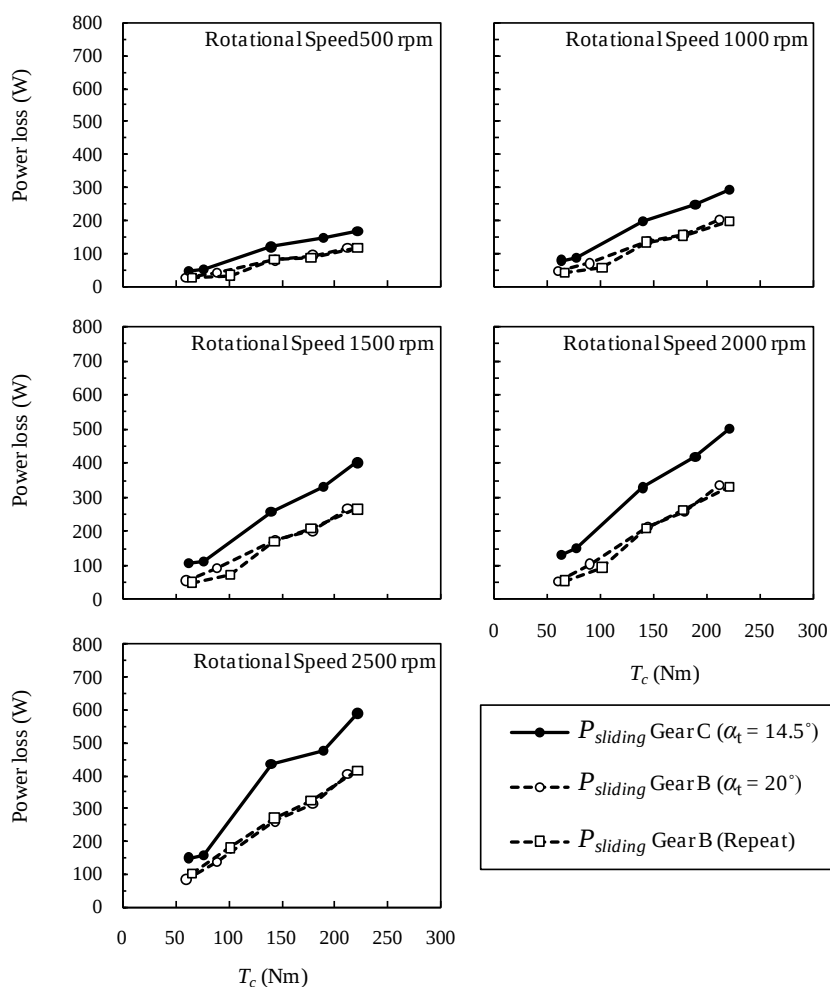


รูปที่ 6.4 ผลของสภาวะทำงานต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของคู่เฟืองต่างๆ



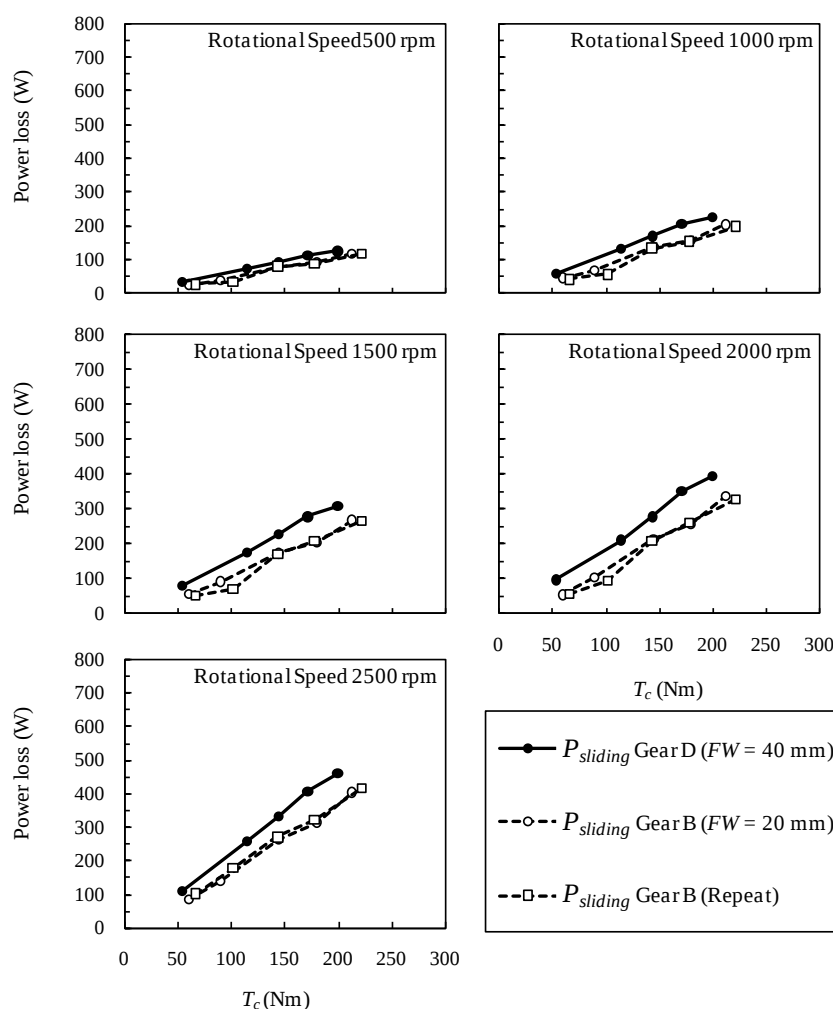
รูปที่ 6.5 ผลของมุมฮิลิกซ์ต่อกำลังสูญเสียจากการไถที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ผลของมุมกดที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถลสามารถทราบได้โดย เปรียบเทียบกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองเจียง H1 ซึ่งมีมุมกด 20 องศา กับเฟืองเจียง H2 ที่มีมุมกด 14.5 องศา โดยเฟืองทั้งสองชุดนี้มีพารามิเตอร์รูปร่างอื่นๆ เหมือนกัน รูปที่ 6.6 แสดงผลของมุมกดที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล จากรูปจะพบว่ากำลังสูญเสียของเฟืองที่มีมุมกดน้อยจะมีค่ามากกว่ากำลังสูญเสียจากเฟืองที่มีมุมกดมาก และความแตกต่างของกำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบหมุนมีค่าเพิ่มขึ้น



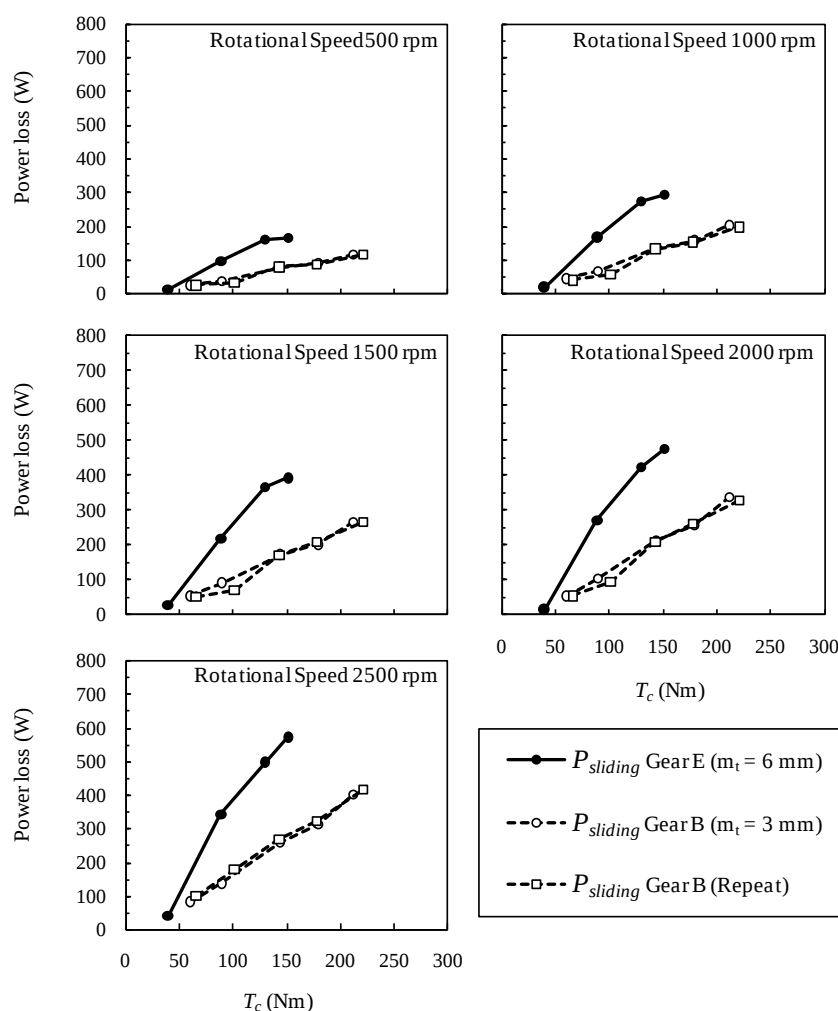
รูปที่ 6.6 ผลของมุมกดต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

ผลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียแสดงดังรูปที่ 6.7 ในรูปแสดงการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของเฟืองชุด H1 ซึ่งมีความกว้างหน้าฟัน 20 มม. กับเฟืองชุด H3 ซึ่งมีความกว้างหน้าฟัน 40 มม. โดยพารามิเตอร์รูปร่างอื่นๆ ของเฟืองทั้งสองชุดเป็นเช่นเดียวกัน จากรูปจะพบว่าที่ความเร็วรอบหมุนต่ำๆ อัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองทั้งสองชุดมีค่าใกล้เคียงกัน แต่เมื่อความเร็วรอบเพิ่มมากขึ้น เฟือง H3 ที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่า



รูปที่ 6.7 แสดงอิทธิพลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

รูปที่ 6.8 แสดงผลของโมดูลที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล ซึ่งในที่นี้เปรียบเทียบเฟือง H1 ซึ่งมีโมดูลตามแนวขวาง (Transverse module) 3 มม. กับเฟือง H4 ซึ่งมีค่าโมดูลตามแนวขวาง 6 มม. จากรูปพบว่ากำลังสูญเสียของเฟือง H4 ที่มีขนาดโมดูลใหญ่กว่า มีค่ามากกว่ากำลังสูญเสียของเฟือง H1 ที่มีโมดูลเล็กกว่าอย่างชัดเจน



รูปที่ 6.8 แสดงอิทธิพลของโมดูลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลที่สภาวะการทำงานต่างๆ

6.3 ประสิทธิภาพทางกลในห้องเฟืองส่งกำลัง

ประสิทธิภาพทางกล (η_{mech}) สามารถคำนวณได้จากการนำข้อมูลจากการวัดกำลังสูญเสียทางกล (P_{mech}) หรือกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของเฟืองและตลับลูกปืนภายในระบบชุดทดลองมาคำนวณตั้งสมการ

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

โดย P_c คือ กำลังที่ชุดเฟืองส่งกำลัง ซึ่งหาได้จาก

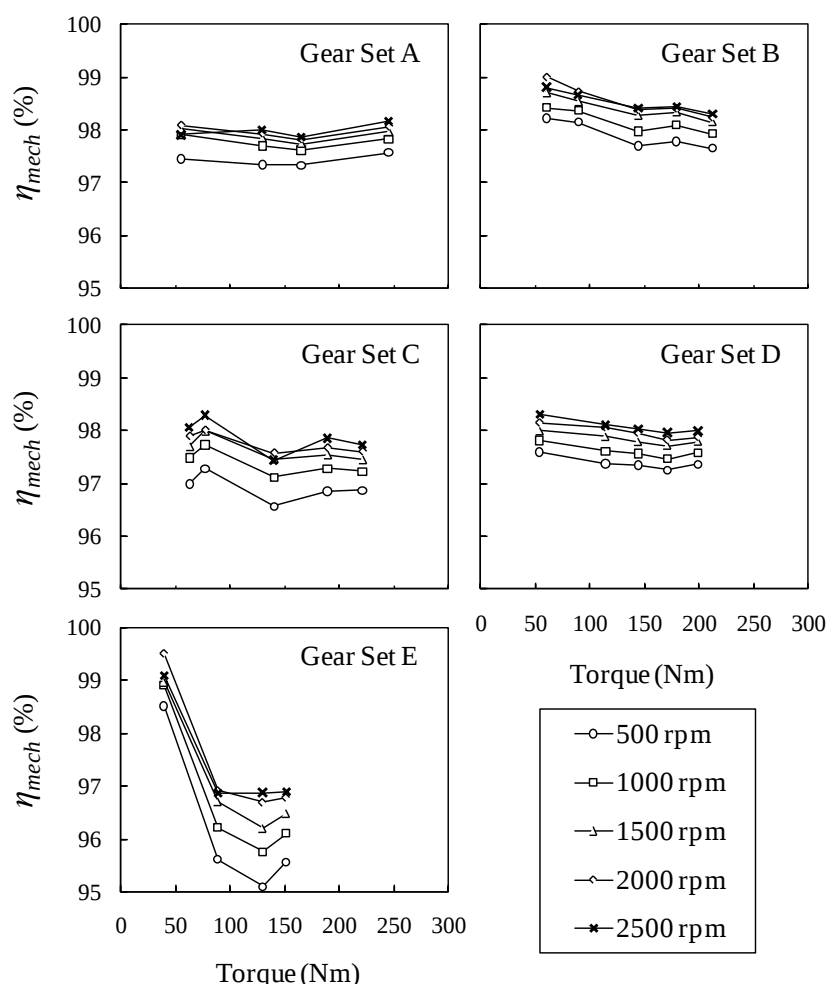
$$P_c = T_c \omega_{input} \quad (6.8)$$

และ T_c คือ ภาระแรงบิดภายในระบบ

ω_{input} คือ ความเร็วเชิงมุมขาเข้าห้องเกียร์หรือความเร็วรอบเชิงมุมบนเพลาลำดับ

กำลังสูญเสียทางกลในที่นี้จะประกอบไปด้วย กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟือง 1 คู่ และกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืน 4 ตัว การวิเคราะห์ในหัวข้อนี้จะทำให้สามารถเห็นผลของพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ ของชุดเฟืองที่มีต่อประสิทธิภาพในการส่งกำลังได้

รูปที่ 6.9 แสดงประสิทธิภาพทางกล (η_{mech}) ของชุดเฟืองต่างๆ ที่สภาวะการทำงานต่างๆ กัน จากรูปพบว่าเฟืองแต่ละชุดให้แนวโน้มที่คล้ายคลึงกันกล่าวคือ ประสิทธิภาพทางกลจะมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างชัดเจน เมื่อความเร็วรอบหมุนเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาผลของภาระแรงบิดต่อประสิทธิภาพทางกลพบว่าเมื่อเพิ่มภาระแรงบิด ประสิทธิภาพทางกลของชุดเฟืองเกือบทั้งหมดจะมีค่าไม่เปลี่ยนแปลงไปมากนัก



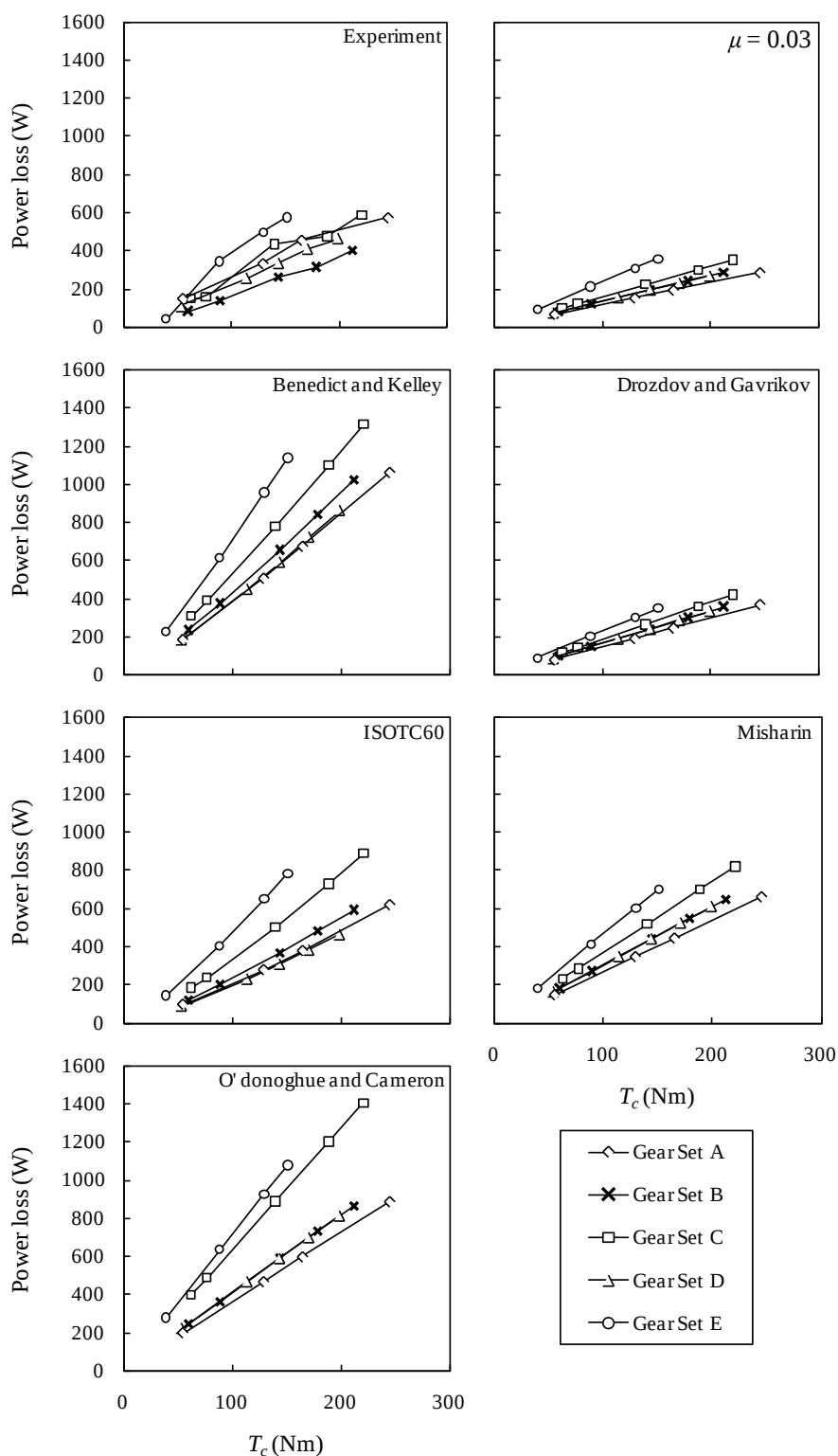
รูปที่ 6.9 ประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานต่างๆ ของเฟืองชุดต่างๆ

เมื่อเปรียบเทียบถึงประสิทธิภาพทางกลที่สภาวะการทำงานเดียวกันของเฟืองแต่ละชุดจะพบว่า ชุดเฟืองตรง S1 มีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟืองเฉียง H1 ที่มีมุมอีลิคซ์มากกว่า ชุดเฟือง H2 ที่มีขนาดของมุมกดน้อยจะมีประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง H1 ที่มีขนาดมุมกดมากกว่า ชุดเฟือง H3 ที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง H1 ที่มีความกว้างหน้าฟันน้อย และชุดเฟือง H4 ที่มีขนาดโมดูลใหญ่จะมีค่าประสิทธิภาพทางกลน้อยกว่าชุดเฟือง H1 ที่มีขนาดโมดูลเล็ก

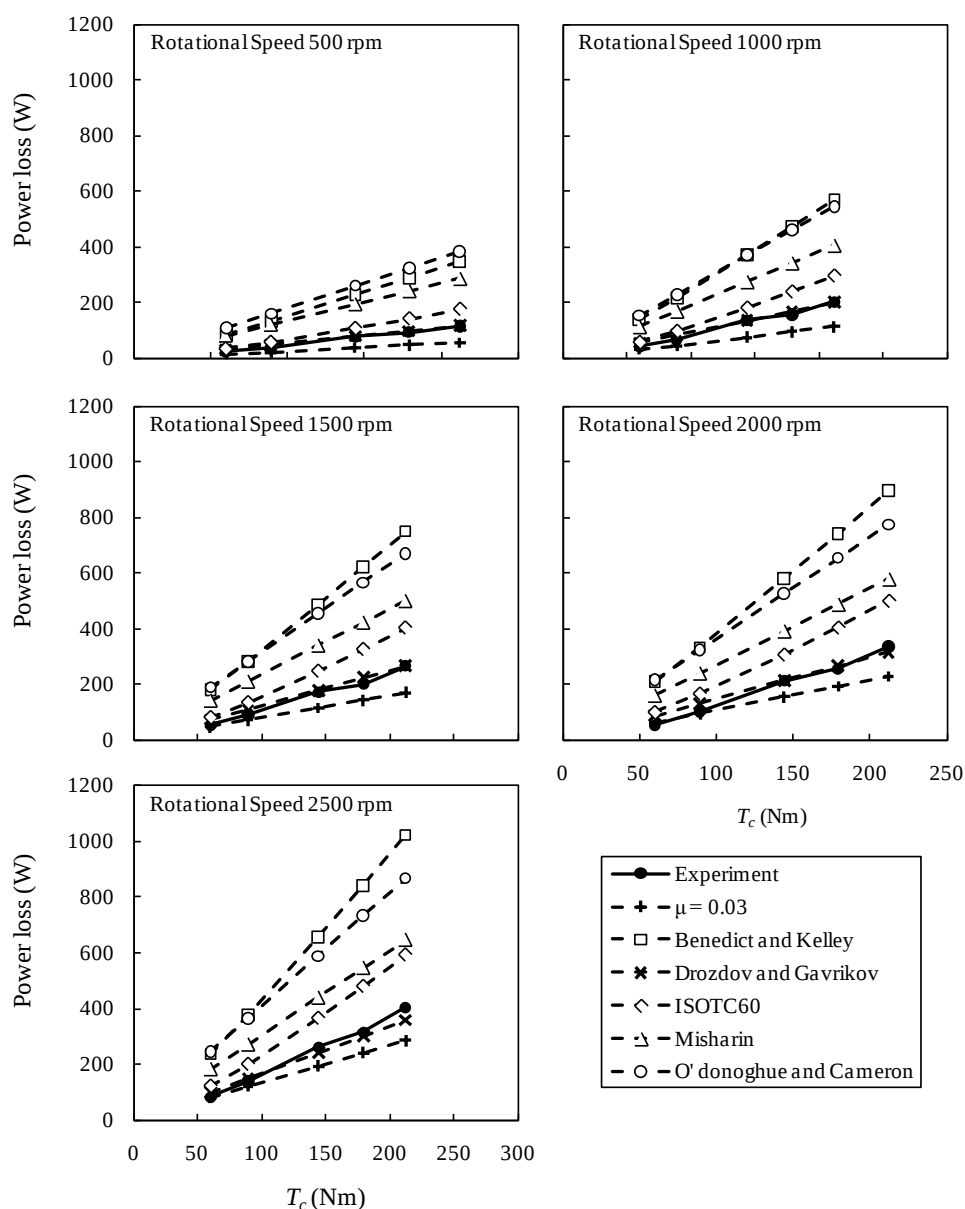
6.4 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รูปที่ 6.10 แสดงผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไหลของชุดเฟืองต่างๆ เมื่อทำงานที่ความเร็วรอบ 2500 rpm โดยให้ภาระแรงบิดค่าต่างๆ ในการคำนวณจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสมการสำเร็จต่างๆ ที่กล่าวไว้ในบทที่ 2 รวมถึงใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ ผลการประเมินจะเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่แสดงอยู่ในรูปด้านบนซ้ายของรูปที่ 6.10 จากรูปพบว่า แนวโน้มของกำลังสูญเสียจากการทดลองและกำลังสูญเสียที่ประเมินได้จากแบบจำลองสอดคล้องกัน เฉพาะกรณีผลของมุมกด และโมดูลเท่านั้น โดยเฟือง H2 ที่มีมุมกดน้อยจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง H1 ที่มีมุมกดมากกว่า และเฟือง H4 ที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง H1 ที่มีโมดูลน้อยกว่า ส่วนผลของมุมอีลิคซ์และความกว้างหน้าฟัน ผลการประเมินไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยผลการประเมินพบว่าเฟืองที่มีมุมอีลิคซ์น้อยควรมีกำลังสูญเสียต่ำกว่าเฟืองที่มีมุมอีลิคซ์มาก แต่จากการทดลองพบว่าเฟืองตรง S1 ซึ่งมีมุมอีลิคซ์น้อยกว่าเฟืองเฉียง H1 กลับมีกำลังสูญเสียมากกว่า ในทำนองเดียวกัน ผลการประเมินแสดงว่าเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียต่ำกว่า หรือใกล้เคียงกับเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันน้อย แต่ผลการทดลองพบว่าเฟือง H3 ที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟือง H1 ที่มีความกว้างหน้าฟันน้อยกว่า

รูปที่ 6.11 แสดงการเปรียบเทียบผลการประเมินโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานต่างๆ กับผลการทดลองของชุดเฟือง H1 จากรูปจะพบว่า สมการที่เสนอโดย Drozdov and Gavrikov จะให้ผลการประเมินที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองที่สุด แต่สำหรับในกรณีของชุดเฟืองอื่นๆ พบว่าสมการที่เสนอโดย ISO TC60 และ Misharin จะให้ผลการประเมินที่ใกล้เคียงกับผลการทดลอง [21]



รูปที่ 6.10 ผลการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลโดยใช้แบบจำลอง ที่ความเร็วรอบหมุนเพลาชับ 2500 rpm



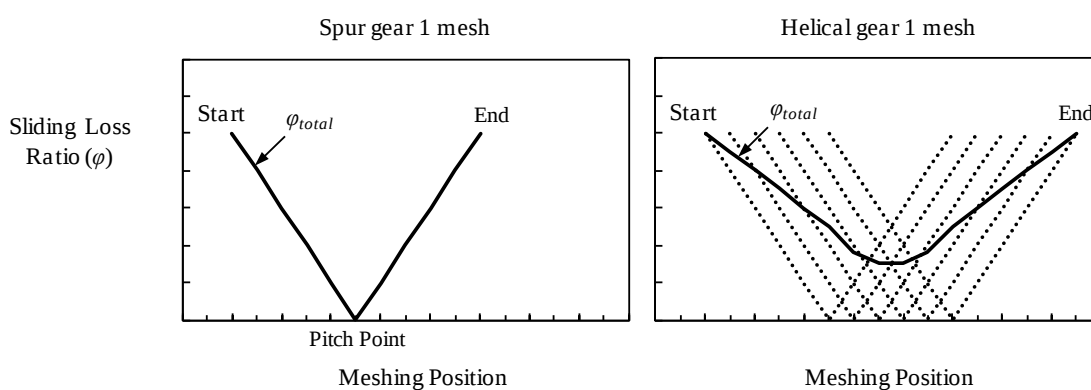
รูปที่ 6.11 เปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการประเมินจากแบบจำลอง ในกรณีของเฟือง H1

6.5 อภิปรายผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในหัวข้อนี้จะอธิบายถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถล โดยใช้พื้นฐานจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น และอภิปรายถึงความสอดคล้องกับผลการทดลอง โดยในการอธิบายจะอธิบายผลของพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ ได้แก่ มุมอีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน และโมดูล เรียงตามลำดับ

1. ผลของมุมอีลิคซ์

รูปที่ 6.12 ทางด้านซ้าย แสดงตัวอย่างผลประเมินอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงโดยใช้วิธีการประเมินที่แสดงไว้ในบทที่ 2 จากรูปจะพบว่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียสำหรับการขบกันของเฟืองตรง 1 คู่ฟันจะแสดงได้เป็นกราฟรูปตัว V 1 เส้น ส่วนอัตราส่วนกรณีเฟืองเฉียงที่มีพารามิเตอร์อื่นๆ เหมือนกับเฟืองตรงทั้งหมดเว้นแต่มุมอีลิคซ์ แสดงในรูปด้านขวามือ ตามแบบจำลองที่สร้างนั้นจะแทนเฟืองเฉียงด้วยเฟืองตรงย่อยๆ ซ้อนกันเป็นชั้นตามมุมอีลิคซ์ ดังนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียสามารถแสดงได้ดังเส้นจุดในรูปที่ 6.12 ขวามือ โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟันที่ตำแหน่งการขบใดๆ จะเท่ากับค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย่อยๆ ที่ตำแหน่งการขบนั้นๆ จะเห็นได้ว่าอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจะมีค่าเพิ่มขึ้นแสดงดังเส้นทึบในภาพที่ 6.12 ขวามือ และเมื่ออัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมมีค่ามากขึ้นดังนั้นกำลังสูญเสียที่ประเมินได้ก็จะมากขึ้นเช่นกัน



รูปที่ 6.12 การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงและเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน

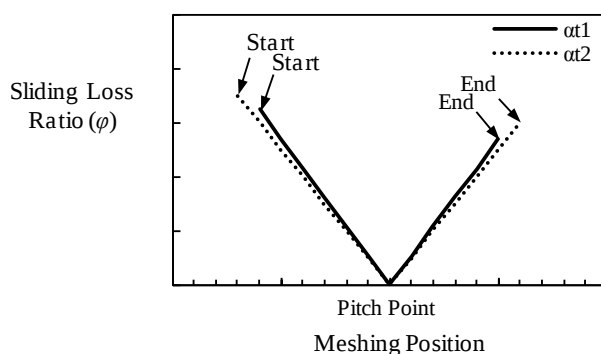
จะเห็นว่าผลการประเมินโดยใช้แบบจำลองและการอธิบายข้างต้น ยังไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยผลการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมอีลิคซ์มากกว่าเฟืองตรงกลับมีกำลังสูญเสียน้อยกว่า อย่างไรก็ตามแนวโน้มกำลังสูญเสียที่แบบจำลองประเมินได้เมื่อมุมอีลิคซ์เปลี่ยนแปลงไปกลับสอดคล้องกับผลของงานวิจัยของ Vaidyanathan [3] ที่รายงานว่าเมื่อมุมอีลิคซ์เพิ่มขึ้นกำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้น ดังนั้นในขณะนี้จึงยังไม่สามารถสรุปได้ว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้น ไม่สามารถทำนายแนวโน้มของมุมอีลิคซ์ได้โดยสิ้นเชิง

สาเหตุที่อาจทำให้การประเมินเกิดความคลาดเคลื่อนอาจเนื่องมาจาก การประมาณให้การสัมผัสของฟันเฟืองเป็นการสัมผัสเต็มหน้าฟัน ซึ่งการประมาณเช่นนี้จะสอดคล้องกับการทำงานในสภาวะแรงบิดสูงที่หน้าฟันเฟืองกดอัดกันแน่นเต็มหน้าฟันเท่านั้น ในขณะที่ภาระแรงบิดต่ำเฟืองเฉียงที่โดยลักษณะทางเรขาคณิตมีความยาวเส้นสัมผัสในแต่ละตำแหน่งการขบมากกว่าเฟืองตรง จะมีแรงกดอัดที่หน้าฟันเฟืองน้อยกว่าเฟืองตรงเมื่อให้แรงบิดเท่ากัน เฟืองเฉียงจึงอาจมีพื้นที่การสัมผัสไม่เต็มหน้าฟัน และน้อยกว่าการสัมผัสในกรณีเฟืองตรง และโดยส่วนใหญ่การสัมผัสที่แรงบิดน้อยมักจะเกิดที่บริเวณกลางๆ หน้าฟันใกล้เคียงกับจุดพิตช์ซึ่งมีความเร็วการไถล และกำลังสูญเสียจากการไถลน้อยเท่านั้น

ดังนั้นหากเฟืองเฉียงซึ่งมีการสัมผัสไม่เต็มฟัน และการสัมผัสเกิดที่บริเวณกลางๆ ฟันใกล้เคียง จุดพิตช์แล้ว เฟืองเฉียงก็อาจมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรงก็เป็นได้ สำหรับผลการทดลองในที่นี้ ภาระแรงบิดที่สามารถให้กับเฟืองเฉียงได้ ก็มีค่าน้อยกว่ากรณีของเฟืองตรงด้วย จึงมีความเป็นไปได้ที่การสัมผัสของเฟืองเฉียงจะน้อยกว่าเฟืองตรง และส่งผลให้กำลังสูญเสียของเฟืองตรงมีค่ามากกว่าตามที่ได้อภิปรายข้างต้น อย่างไรก็ตามเพื่อที่จะเข้าใจพฤติกรรมของกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น จำเป็นที่จะต้องศึกษาลักษณะการสัมผัสของหน้าฟันเฟืองเพิ่มเติมต่อไป จึงยังไม่สามารถอธิบายพฤติกรรมของกำลังสูญเสียได้ไม่ครบถ้วนในขณะนี้ นอกจากผลของการสัมผัสและการกระจายภาระแล้ว ผลของความเรียบผิวจริงของหน้าฟันเฟืองที่อาจแตกต่างกันมากระหว่างเฟืองตรงและเฟืองเฉียง ก็อาจเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้ผลการทดลองและผลการประเมินแตกต่างกันได้

2. ผลของมุมกด

ผลของการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองในกรณีของมุมกดที่แสดงในหัวข้อที่แล้วพบว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมกด 20 องศา มีค่ากำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมกด 14.5 องศา ผลของมุมกดที่มีต่อกำลังสูญเสียในกรณีเฟืองเฉียงนี้ก็สามารถอธิบายได้เช่นเดียวกับกรณีเฟืองตรง เนื่องจากการคำนวณด้วยแบบจำลองในกรณีเฟืองเฉียงจะต้องคำนวณกรณีเฟืองตรงย่อยก่อน รูปที่ 6.13 แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฟืองตรง 1 คู่ฟัน โดยเส้นทึบแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง α_1 ที่มีมุมกดมากกว่า และเส้นจุดจะแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง α_2 ที่มีมุมกดน้อยกว่า จากกราฟจะเห็นว่ากราฟของเฟือง α_1 มีความชันของกราฟมากกว่าเล็กน้อยแต่มีระยะการขบสัมผัสจากจุดเริ่มขบไปถึงจุดสิ้นสุดการขบสั้นกว่ากราฟของเฟือง α_2 ระยะการขบสัมผัสที่ยาวขึ้นส่งผลให้กำลังสูญเสียมากขึ้นเนื่องจาก ระยะการขบสัมผัสที่ยาวทำให้มีช่วงที่สูญเสียกำลังไปกับแรงเสียดทานมากขึ้น นอกจากนี้ส่วนของระยะการขบสัมผัสที่ยาวขึ้นอยู่ในตำแหน่งที่ห่างจากจุดพิตช์มาก จึงทำให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียมีค่าสูงขึ้นด้วย และถึงแม้ว่ากราฟของเฟืองที่มีมุมกดมากจะมีความชันมากกว่า ซึ่งแสดงว่ามีความเร็วในการลื่นไถลที่ตำแหน่งสัมผัสซึ่งห่างจากจุดพิตช์เท่ากันมากกว่ากรณีเฟืองที่มีมุมกดน้อย อย่างไรก็ตามผลของความเร็วในการลื่นไถลนี้ส่งผลต่อกำลังสูญเสียน้อยกว่าเมื่อเทียบกับระยะการขบสัมผัสที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นเฟืองที่มีมุมกดน้อยจึงมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีมุมกดมากกว่า



รูปที่ 6.13 การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่มีมุมกดต่างกัน

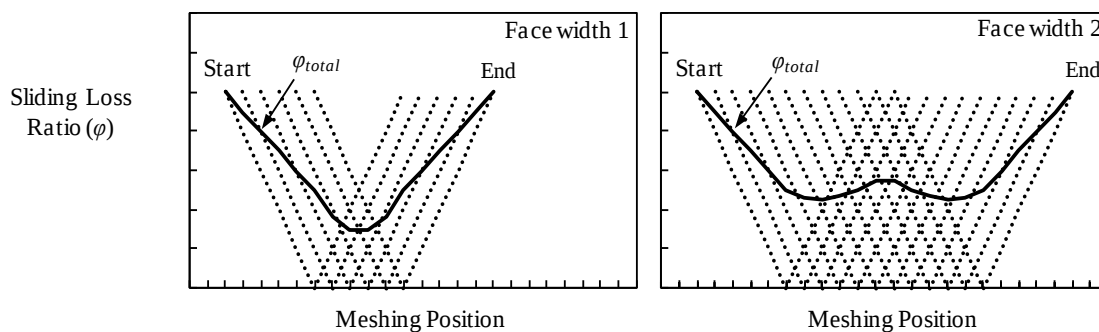
3. ผลของความกว้างหน้าฟัน

ผลการประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันแตกต่างกันแสดงดังรูปที่ 6.10 โดยเปรียบเทียบเฟืองชุด H1 ซึ่งมีความกว้างหน้าฟัน 20 มม. กับเฟืองชุด H3 ซึ่งมีความกว้างหน้าฟัน 40 มม. จากผลที่ได้พบว่าเมื่อความกว้างหน้าฟันเพิ่มขึ้น การประเมินโดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ และใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Drozdov and Gavrikov และสมการของ Misharin และ O' donoghue and Cameron จะให้ผลกำลังสูญเสียเพิ่มขึ้นเล็กน้อย หรือแทบจะมีค่าไม่ต่างจากความกว้างหน้าฟันน้อยเท่าไรนัก แต่เมื่อใช้การคำนวณโดยสมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย Benedict and Kelley และโดย ISOTC60 จะพบว่าเมื่อเพิ่มความกว้างหน้าฟันมากขึ้น กำลังสูญเสียที่คำนวณได้กลับน้อยลง เพื่อให้เข้าใจถึงวิธีการคำนวณโดยแบบจำลอง จะอธิบายการคำนวณในกรณีที่ใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่เสียก่อน

รูปที่ 6.14 แสดงการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน โดยใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่ โดยรูปขวามือจะแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่าเฟืองเฉียงในรูปซ้ายมือ 2 เท่า จากแนวคิดของแบบจำลองเฟืองเฉียงจะพบว่า เมื่อเฟืองเฉียงมีความกว้างหน้าฟันเพิ่มมากขึ้น เท่ากับมีการเพิ่มเฟืองตรงย่อยเข้าไปตามความกว้างหน้าฟันที่เพิ่มขึ้นดังแสดงในภาพขวามือ โดยจำนวนกราฟเส้นจุดจะถูกเติมลงไปตามความกว้างหน้าฟันที่เพิ่มขึ้นซึ่งเมื่อหาค่าเฉลี่ยของอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย่อยที่ตำแหน่งการขบต่าง ๆ จะทำให้อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยดังภาพ ซึ่งเป็นสาเหตุให้กำลังสูญเสียที่คำนวณได้มีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย

เมื่อพิจารณาการคำนวณโดยใช้สมการของ Benedict and Kelley และ ISOTC60 จะพบว่าเฟืองเฉียงที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย ทั้งนี้เนื่องมาจากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของทั้ง 2 สมการมีพารามิเตอร์ของภาระการทำงานประกอบอยู่ เมื่อเฟืองมีความกว้างหน้าฟันมากขึ้นทำให้ค่าภาระต่อความยาวการขบมีค่าน้อยลง จึงเป็นสาเหตุทำให้มีสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ตำแหน่งการขบนั้นๆ น้อยลง และเป็นสาเหตุทำให้กำลังสูญเสียลดลง สำหรับสมการของ Drozdov and Gavrikov ที่ให้น้ำหนักของภาระการทำงานต่ำ ส่วนสมการของ Misharin และ O' donoghue and Cameron จะไม่คำนึงถึงผลของภาระ ดังนั้นผลที่ใช้สมการเหล่านี้คำนวณจึงให้แนวโน้มที่ใกล้เคียงกับการใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เป็นค่าคงที่

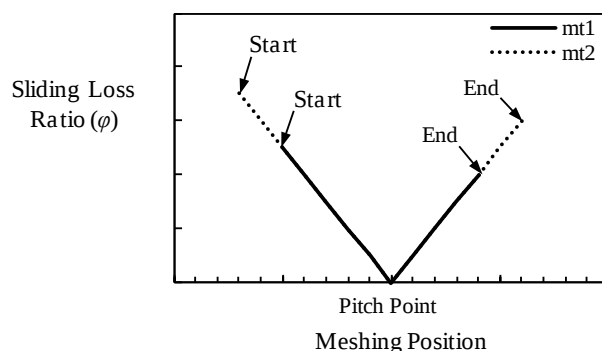
อย่างไรก็ตาม ผลที่ได้จากการประเมินของสมการทั้งหมดยังไม่สอดคล้องกับผลการทดลองที่ได้ ซึ่งสาเหตุประการหนึ่งอาจเป็นเพราะในแบบจำลองไม่ได้พิจารณาถึงการกระจายภาระบนหน้าฟันเฟืองที่ถูกตอก และจำนวนกรณีความกว้างหน้าฟันที่ใช้ในการทดลองยังไม่มากเพียงพอ ในการศึกษาต่อไปจึงควรเพิ่มกรณีการทดลองให้มากขึ้น เพื่อให้สามารถบอกได้ถึงผลของความกว้างหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียจากการไถล



รูปที่ 6.14 การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน ที่มีความกว้างหน้าฟันต่างกัน

4. ผลของโมดูล

ผลของโมดูลที่มีต่อกำลังสูญเสียในกรณีเฟืองเฉียงสามารถอธิบายได้เช่นเดียวกับกรณีเฟืองตรง เนื่องจากการคำนวณในกรณีของเฟืองเฉียงจะต้องคำนวณเฟืองตรงย่อยก่อน โดยรูปที่ 6.15 แสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน โดยเส้นจุดแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟือง m_{t2} ที่มีโมดูลมากกว่า ส่วนเส้นทึบจะแสดงอัตราส่วนกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่างๆ ของเฟือง m_{t1} ที่มีโมดูลน้อยกว่า จากกราฟจะเห็นว่าเฟือง m_{t2} ที่มีโมดูลมากกว่า หรือมีขนาดของฟันใหญ่กว่า จะมีระยะในการขบสัมผัสจากจุดเริ่มขบจนถึงจุดสิ้นสุดการขบยาวขึ้น ซึ่งทำให้มีช่วงการขบและเกิดการสูญเสียกำลังไปกับแรงเสียดทานมากขึ้น ประกอบกับอัตราส่วนกำลังสูญเสียจะมีค่ามากเมื่อตำแหน่งในการขบอยู่ห่างจากจุดพิทช์ เนื่องจากมีความเร็วการไถลมาก ดังนั้นเฟืองที่มีโมดูลใหญ่กว่าจะมีอัตราส่วนกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีโมดูลเล็กกว่า



ภาพที่ 6.15 การคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน ที่โมดูลต่างกัน

6.6 สรุป

ในบทนี้แสดงผลการทดลอง และการเปรียบเทียบผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองกับผลการทดลอง จากผลที่ได้พบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นจะทำนายแนวโน้มของกำลังสูญเสียที่เปลี่ยนแปลงไปจากผลของมุมกต และผลของโมดูลได้อย่างถูกต้อง โดยเฟืองที่มีมุมกตน้อยจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีมุมกตมาก และเฟืองที่มีโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีโมดูลน้อยกว่า ส่วนผลของมุมอีลิคซ์และความกว้างหน้าฟันนั้น ผลการประเมินไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยจากการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงซึ่งมีมุมอีลิคซ์มากกว่าเฟืองตรงจะมีกำลังสูญเสียจากการไถลน้อยกว่าเฟืองตรง แต่ผลการประเมินพบว่าเฟืองเฉียงที่มีมุมอีลิคซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงสำหรับผลของความกว้างหน้าฟันนั้น ผลการทดลองพบว่าเฟืองที่มีหน้าฟันกว้างกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีหน้าฟันแคบกว่า แต่ผลการประเมินที่คำนวณด้วยสมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแตกต่างกันกลับพบว่าผลที่ได้ไม่เป็นไปในทิศทางเดียวกัน โดยบางสมการจะให้ผลว่าเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่า แต่บางสมการกลับให้ผลว่าเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียไม่ต่างจากเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันน้อย หรืออาจมีกำลังสูญเสียมากกว่าเพียงเล็กน้อยเท่านั้น สำหรับผลของกำลังสูญเสียที่สภาวะการทำงานต่างๆ พบว่าผลการประเมินสอดคล้องกับผลการทดลอง โดยเมื่อเพิ่มความเร็วรอบหมุนและภาระแรงบิด กำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น ผลการทดลองและผลการประเมินสรุปได้ดังตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 สรุปการเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการทดลอง

Parameters	การเปลี่ยนแปลง	Power loss		ความสอดคล้อง
		Estimation	Experiment	
มุมอีลิคซ์	↑↑	↑↑	↓↓	ไม่สอดคล้อง
มุมกต	↑↑	↓↓	↓↓	สอดคล้อง
ความกว้างหน้าฟัน	↑↑	↓↓	↑↑	ไม่สอดคล้อง
โมดูล	↑↑	↑↑	↑↑	สอดคล้อง
ความเร็วรอบหมุน	↑↑	↑↑	↑↑	สอดคล้อง
ภาระแรงบิด	↑↑	↑↑	↑↑	สอดคล้อง

บทที่ 7

สรุป

ในบทนี้เป็นการสรุปสาระสำคัญทั้งหมดในงานวิจัย ซึ่งประกอบด้วยเนื้อหาสำคัญของแต่ละบท และข้อเสนอแนะเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาเกี่ยวกับกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองต่อไป

7.1 สรุปสาระสำคัญของงานวิจัย

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่ออธิบายกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองที่มีเพลานานกัน ซึ่งได้แก่เฟืองตรง และเฟืองเฉียง และเพื่อประเมินผลของปัจจัยต่างๆ ซึ่งได้แก่ สภาวะการทำงาน โมดูล มุมอีลิคซ์ มุมกด ความกว้างหน้าฟัน ที่มีต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล ผลการประเมินจากแบบจำลองที่สร้างขึ้น จะนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองต่อไป

สำหรับในบทแรกของรายงานนี้ได้กล่าวถึงบทนำ ความสำคัญและที่มาของปัญหา โดยเริ่มตั้งแต่รูปแบบการทำงานของเฟือง ก่อให้เกิดกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการไถล จากการกลิ้ง จากการหมุนต้านอากาศ และการหมุนปั่นน้ำมัน และเมื่อพิจารณาถึงกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ แล้วพบว่ากำลังสูญเสียจากการไถลเป็นกำลังสูญเสียหลัก โดยเฉพาะในเฟืองที่มีขนาดเล็ก และใช้ที่ความเร็วรอบไม่สูงมากนัก เช่นในรถยนต์โดยสาร หรือในเครื่องจักรกลการเกษตร เป็นต้น ในรายงานนี้จึงเน้นการศึกษาไปที่กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล หลังจากกล่าวนำให้รู้ถึงความสำคัญและที่มาของปัญหาแล้ว ในบทนี้ยังกล่าวถึงงานวิจัยที่มีมาก่อนโดยสรุป โดยงานวิจัยที่มีมาก่อนสามารถแบ่งออกได้เป็นงานที่เน้นการทดลองเพื่อหาผลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียจากการไถล และการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่ออธิบายกลไกการเกิดกำลังสูญเสีย และท้ายที่สุดแล้วในบทที่ 1 ได้สรุปถึงวัตถุประสงค์ขอบเขตของงานวิจัย และแนวทางการทำงานวิจัยไว้ด้วย

หลังจากที่ได้เกริ่นนำถึงกำลังสูญเสียชนิดต่างๆ ในบทที่ 1 แล้ว ในบทที่ 2 ได้อธิบายถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถล และการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการไถล โดยในแบบจำลองนี้เริ่มจากการพิจารณาการขบกันของฟันเฟืองตรงเพียง 1 คู่ก่อน แล้วจึงหาลำลังสูญเสียรวมในกรณีที่ฟันเฟืองตรงขบพร้อมกัน 2 คู่ เมื่อสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองตรงแล้ว ขั้นตอนต่อไปจึงเป็นการสร้างแบบจำลองในกรณีของเฟืองเฉียง ซึ่งทำได้โดยพิจารณาเฟืองเฉียงเสมือนกับชุดของเฟืองตรงย่อยๆ ที่วางซ้อนกัน โดยเอียงทำมุมกันเท่ากับมุมเบสอีลิคซ์ เนื่องจากเฟืองเฉียงสามารถจำลองให้เป็นเฟืองตรงวางซ้อนกัน ดังนั้นแบบจำลองที่สร้างขึ้นในกรณีของเฟืองตรงจึงสามารถประยุกต์ใช้กับกรณีของเฟืองเฉียงได้ โดยในบทนี้ยังได้พิจารณาถึงจำนวนของเฟืองตรงย่อยที่จำเป็นในการจำลองเฟืองเฉียงด้วย เมื่อกล่าวถึงการสร้างแบบจำลองสำหรับเฟืองตรงและเฟืองเฉียงแล้ว ในบทนี้ยังอธิบายถึงการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างผิวฟันเฟืองระหว่างขบด้วย โดยในการคำนวณในงานวิจัยนี้จะใช้สมการสำเร็จที่ผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ในการคำนวณ และส่วนสุดท้ายของบทที่ 2 จึงกล่าวสรุปถึงขั้นตอนทั้งหมดของการคำนวณเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย

เมื่อได้สร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียแล้ว ขั้นตอนต่อไปของงานวิจัยเป็นการตรวจสอบผลการประเมินกำลังสูญเสียเบื้องต้น โดยเปรียบเทียบผลการประเมินกับผลการศึกษาของนักวิจัยอื่น ซึ่งพบว่าผลการประเมินมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลของงานวิจัยที่นำมาเปรียบเทียบในหลายๆ กรณี โดยกำลังสูญเสียจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วยรอบหมุนและภาระแรงบิด เฟืองที่มีขนาดของฟันใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีฟันเล็ก เฟืองที่มีมุมอีลิคซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก ส่วนเฟืองที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย

บทที่ 4 กล่าวถึงชุดทดลองและวิธีการทดลองที่ใช้ในงานวิจัยนี้ โดยชุดทดลองเป็นแบบ back-to-back gearbox system ซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนความเร็วยรอบหมุน และภาระแรงบิดได้ตามต้องการ กำลังสูญเสียสามารถคำนวณได้จากค่าแรงบิดซึ่งวัดจากอุปกรณ์วัดแรงบิด และความเร็วยรอบหมุนเพลาลำสำหรับเฟืองที่ใช้ทดลองมีทั้งหมดแปดชุด เป็นเฟืองตรง 4 ชุดและเฟืองเฉียง 4 ชุด โดยแต่ละชุดจะมีพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ กัน เพื่อให้สามารถทดลองผลของโมดูล มุมอีลิคซ์ มุมกด อัตราทด และความกว้างหน้าฟันได้ตามต้องการ สำหรับการทดลองจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ 1) การทดลองขณะไม่มีภาระ ซึ่งจะทำให้สามารถวัดค่ากำลังสูญเสียจากการหมุนซึ่งไม่ขึ้นกับภาระได้ และ 2) การทดลองขณะมีภาระ ซึ่งจะทำให้สามารถวัดค่ากำลังสุญญิตรวมของระบบได้ และเมื่อนำกำลังสูญเสียจากการหมุนที่วัดได้ในตอนแรกหักออกจากกำลังสูญเสียรวมของระบบ และเมื่อหักกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระของตลับลูกปืนที่ได้จากการคำนวณ และประมาณให้กำลังสูญเสียจากการกลิ้งมีค่าน้อย จะทำให้สามารถหาลำลังสูญเสียจากการไถลได้ กำลังสูญเสียจากการไถลนี้จะสามารถนำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการประเมินต่อไปในบทที่ 5 และบทที่ 6

ผลการทดลองในกรณีของเฟืองตรงแสดงในบทที่ 5 จากผลการทดลองพบว่า การเพิ่มขนาดโมดูล และลดขนาดมุมกด จะส่งผลให้กำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองตรงเพิ่มมากขึ้น และเฟืองที่มีอัตราทดสูงกว่าจะมีกำลังสูญเสียมากกว่า เมื่อเปรียบเทียบผลการทดลองและผลการประเมินแล้วพบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นสามารถประเมินแนวโน้มของพารามิเตอร์รูปร่างต่างๆ ของเฟืองตรงได้ถูกต้อง โดยแบบจำลองที่คำนวณโดยใช้สมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่เสนอโดย ISO TC60 และ Misharin จะให้ผลที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากที่สุด ส่วนผลการทดลองในกรณีของเฟืองเฉียงจะแสดงในบทที่ 6 จากผลที่ได้พบว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นสามารถประเมินผลของโมดูลและผลของมุมกดได้อย่างถูกต้อง โดยโมดูลมากจะมีกำลังสูญเสียมาก ส่วนมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย สำหรับผลของมุมอีลิคซ์ และความกว้างหน้าฟันนั้นผลการประเมินไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง โดยเมื่อเปรียบเทียบผลของเฟืองตรง กับผลของเฟืองเฉียงที่มีมุมอีลิคซ์มากกว่า ผลการประเมินจะได้ว่าเฟืองเฉียงควรมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรง แต่จากผลการทดลองพบว่าเฟืองตรงมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองเฉียง สำหรับผลของความกว้างหน้าฟันนั้น ผลการประเมินพบว่าเฟืองที่มีความกว้างมากจะมีแนวโน้มกำลังสูญเสียลดลงหรือเพิ่มขึ้นก็ได้ ขึ้นอยู่กับสมการสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ใช้ในการคำนวณ แต่ผลการทดลองพบว่าเฟืองที่มีความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่หน้าฟันแคบ สาเหตุของความแตกต่างของผลการประเมินและผลการทดลองอาจจะมาจาก ผลของการสัมผัสจริงของหน้า

พื้นเพื่อง การกระจายภาระบนหน้าพื้นเพื่อง รวมถึงผลของความเรียบผิวจริงที่อาจแตกต่างกันมากของ เพื่องแต่ละชุดที่ทดลอง ซึ่งรายละเอียดได้อภิปรายไว้ในบทที่ 6

7.2 ข้อเสนอแนะ

ผู้วิจัยมีข้อเสนอแนะเพื่อที่จะทำให้งานวิจัยสมบูรณ์ขึ้นดังนี้

1. ในแบบจำลองที่สร้างขึ้นได้ประมาณให้การสัมผัสของหน้าพื้นเพื่องเป็นการสัมผัสแบบเต็มหน้าพื้น และการกระจายภาระเป็นการกระจายแบบสม่ำเสมอ อย่างไรก็ตามการสัมผัสของหน้าพื้นจริงโดยเฉพาะในสภาวะที่แรงกดอัดที่หน้าพื้นน้อยอาจไม่ใช้การสัมผัสเต็มพื้น และการกระจายภาระอาจมีเฉพาะบางส่วนของหน้าพื้นเท่านั้น ดังนั้นจึงควรมีการศึกษาเกี่ยวกับการสัมผัสและการกระจายภาระที่หน้าพื้นเพื่องต่อไป
2. สำหรับการทดลองในงานวิจัยนี้ควบคุมเฉพาะให้เพื่องที่ใช้ในการทดลองผลิตจากร้านเดียวกัน และผ่านกระบวนการทางความร้อนแบบเดียวกัน เพื่อให้ความเรียบผิวมีค่าใกล้เคียงกัน อย่างไรก็ตามการตรวจสอบยังไม่สามารถทำได้ ทำได้เพียงสังเกตลักษณะผิวภายนอกเท่านั้น หากมีงบประมาณและอุปกรณ์เพียงพอ ควรมีการตรวจสอบสภาพความเรียบผิวจริงเพิ่มเติม
3. กรณีที่ทดลองยังมีค่าน้อย โดยผลของพารามิเตอร์รูปร่างหนึ่งๆ นั้น ทดลองกับเพื่อง 2 ชุดเปรียบเทียบกับเท่านั้น หากมีงบประมาณเพิ่มเติมควรเพิ่มจำนวนการทดลอง

เอกสารอ้างอิง

- [1] Petry-Johnson, T., Kahraman, A., Anderson, N.E., and Chase, D., An Experimental and Theoretical Investigation of Power Losses of High-Speed Spur Gears, J. Mech. Des., Vol.130, pp.062601, 2008.
- [2] Haizuka, S., Kikusaki, T., and Naruse, C., Studies on Friction Loss of Spur Gears (Effect of Viscosity of Lubricating Oils and Tooth Forms), Trans. Jpn. Soc.Mech. Eng., Vol.64, No.627, pp.292-299, 1998.
- [3] Vaidyanathan, A., An Experimental Investigation of Helical Gear Efficiency. Master's Thesis, Graduate Program in Mechanical Engineering, The Ohio State University, 2009.
- [4] Michlin, Y., and Myunster, V., Determination of Power Losses in Gear Transmissions with Rolling and Sliding Friction Incorporated, Mechanism and Machine Theory, Vol.37, pp.167-174, 2002.
- [5] ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์ และคณะ., แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22, มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต, 2008.
- [6] Benedict, G.H., and Kelly, B.W., Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction, ASLE Transactions, Vol.4, pp.59-70, 1961.
- [7] Drozdov, Y.N., and Gavrikov, Y.A., Friction and Scoring Under the Conditions of Simultaneous Rolling and Sliding of Bodies, Wear, Vol.11, pp.291-302, 1968.
- [8] ISO TC 60, DTR 13989.
- [9] Misharin, Y.A., Influence of the Friction Condition on the Magnitude of the Friction Coefficient in the Case of Rollers with Sliding, Proc. Int. Conf. on Gearing, Inst. Mech. Eng., London, pp.159-164, 1958.
- [10] O'Donoghue, J.P., and Cameron, A., Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts, ASLE Transactions, Vol.9, pp. 186-194, 1966.
- [11] Anderson, N.E., and Lowenthal, S.H., Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss, Journal of Mechanical Design, Vol103, pp.151-159, 1981.
- [12] Teraucha, Y., Nagamura, K., and Ikejo, K., Study on Friction Loss of Internal Gear Drives (Influence of Pinion Surface Finishing, Gear Speed and Torque), JSME International Journal, Series III, Vol.34, No.1, 1991.

- [13] Heingartner, P., and Mba, D., Determining Power Losses in the Helical Gear Mesh; Case Study, Proceedings of DETC'03 ASEM 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Chicago, USA, 2003.
- [14] Xu, H., Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear pairs. Doctoral dissertation, Ohio State University, 2005.
- [15] Xu, H., Kahraman, A., Anderson, N.E., and Maddock, D.G., Prediction Mechanical Efficiency of Parallel-Axis Gear Pairs, the Power Transmission and Gearing Committee of ASME for publication in Journal of Mechanical Design, Vol.129, 2007.
- [16] Britton, R.D., Elcoate, C.D., Alanou, M.P., Evans, H.P., and Snidle, R.W., Effect of Surface Finish on Gear Tooth Friction, The STLE/ASME Tribology Conference, Orlando, FLI, 1999.
- [17] Diab, Y., and Velez, P., Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears, The STLE Annual Meeting in Toronto, Ontario, Canada, 2004.
- [18] J. Kuria, and J. Kihui, Prediction of Overall Efficiency in Multistage Gear Trains, *Int. J. Aerosp. Mech. Eng.*, Vol.5, No.3, pp.171-177, 2011.
- [19] T.A. Harris, and M. N. Kotzalas, Rolling Bearing Analysis – Essential Concepts of Bearing Technology, Boca Raton, CRC Press, 2007.
- [20] Seetharaman, S., Investigation of Load-Independent Power Losses of Gear Systems., Doctoral dissertation, Graduate Program in Mechanical Engineering, The Ohio State University, 2009.
- [21] ภูวดล อัสวพิชญโชติ, การปรับปรุงแบบจำลองคณิตศาสตร์และการทดลองเพื่อประมาณค่ากำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2011.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก รายการผลงานวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่

1. Yenti C, Phongsupasamit S and Ratanasumawong C. *Analytical and Experimental Investigation of Parameters Affecting Sliding Loss in a Spur Gear Pair*. Engineering Journal, Vol.17 No.1, **2013**; 79-93.
2. Ratanasumawong C, Asawapichayachot P, Phongsupasamit S Houjoh H and Matsumura S. *Estimation of Sliding Loss in a Parallel-Axis Gear Pair*. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.6 No.1, **2012**; 88-103.
3. เจษฎา แพรกนันทะ, ชคริต ยืนที, ภูวดล อัครพิชญโชติ, สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ และ ชนัตต์ รัตนสมาวงศ์, การศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง: การประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและผลการทดลอง, การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26, ตุลาคม 2555 เชียงราย.

ภาคผนวก ข บทความวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ รายการที่ 1

1. Yenti C, Phongsupasamit S and Ratanasumawong C. *Analytical and Experimental Investigation of Parameters Affecting Sliding Loss in a Spur Gear Pair*. Engineering Journal, Vol.17 No.1, **2013**; 79-93.

ภาคผนวก ค บทความวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ รายการที่ 2

2. Ratanasumawong C, Asawapichayachot P, Phongsupasamit S Houjoh H and Matsumura S. *Estimation of Sliding Loss in a Parallel-Axis Gear Pair*. Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.6 No.1, **2012**; 88-103.

ภาคผนวก ง บทความวิจัยที่ได้รับการเผยแพร่ รายการที่ 3

3. เจษฎา แพรกนันทะ, ชคริต เย็นที่, ภูวดล อัสวพิชญโชติ, สุรินทร์ พงศ์สุภสมิทธิ และ ชนัตต์ รัตนสมาวงศ์, การศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสียจากการไถในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง: การประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและผลการทดลอง, การประชุมเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 26, ตุลาคม 2555 เชียงราย.

การศึกษาปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง: การประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองและผลการทดลอง

The Study on Parameters Affecting to Sliding Loss in Spur Gear and Helical Gear: Estimation of Power Loss by Using Gear Meshing Model and Experimental Results

เจษฎา แพร่นันธะ¹, ชาศริต เย็นที¹, ภูวดล อัครพิชญโชติ¹, สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ¹ และ ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์^{1*}

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถนนพญาไท เขตปทุมวัน กรุงเทพฯ 10330

*chanat.r@eng.chula.ac.th โทร 0-2218-6593

บทคัดย่อ

เฟืองเป็นชิ้นส่วนสำคัญในระบบส่งกำลังที่มีการใช้อย่างกว้างขวางในงานประเภทต่างๆ ถึงแม้ว่าคู่เฟืองแต่ละคู่จะมีประสิทธิภาพในการส่งกำลังสูง แต่ปกติมักจะใช้เฟืองหลายๆ คู่ ในการขับเคลื่อนส่งกำลังทำให้กำลังสูญเสียเพิ่มอย่างมีนัยสำคัญ ด้วยเหตุนี้การศึกษาผลของปัจจัยรูปร่างต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของคู่เฟืองตรงและเฟืองเฉียงจึงมีความสำคัญอย่างมาก และสามารถใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบหรือเลือกใช้เฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียในระบบเฟืองส่งกำลัง ปัจจัยรูปร่างที่ศึกษาในที่นี้ ได้แก่ โมดูล มุมกด มุมฮิลิกซ์ อัตราทด และความกว้างหน้าฟัน วิธีการศึกษาทำการประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองที่มีปัจจัยรูปร่างต่างๆ ด้วยแบบจำลองการขับเคลื่อนของเฟือง และทำการทดลองโดยใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ผลการทดลองพบว่าคู่เฟืองที่มีโมดูล อัตราทด และความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียมาก แต่คู่เฟืองที่มีมุมกดและมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียน้อย เมื่อเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการประเมินจากแบบจำลองพบว่าผลของโมดูล มุมกด และอัตราทามีแนวโน้มสอดคล้องกัน แต่ผลของมุมฮิลิกซ์และความกว้างหน้าฟันมีแนวโน้มไม่สอดคล้องกัน

คำหลัก: กำลังสูญเสียจากการไถล แบบจำลอง เฟืองตรง เฟืองเฉียง ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back

Abstract

Gear is an important machine element in the transmission system that has been used extensively in various works. Although the efficiency of a gear pair is high, multi-stages gear transmission is frequently used that makes the total power loss increase significantly. With this reason, the study on the parameters that affect to the sliding loss of spur and helical gear pair is very important and can be used as the basic data for the gear design or gear selection for reducing power losses in the gear system. The parameters focused here are module, pressure angle, helix angle, gear ratio and face width. The study was done by using gear meshing model to estimate the effects of gear parameters, and also experiment by back-to-back gear test rig. The experimental results show that the gear pairs having larger module, larger gear ratio and wider face width have higher power loss, but the gear pairs having larger pressure angle and larger helix angle have lower power loss. By comparing the experimental results to the estimated results, it is found that for the effects of module, pressure angle and gear ratio the experimental results agree well with estimation results, but the results do not agree for the effect of helix angle and face width.

Keywords: Sliding Loss, Model, Spur Gear, Helical Gear, Back-to-Back Gear Test Rig.

1. บทนำ

ปัญหาวิกฤตพลังงาน และราคาน้ำมันเชื้อเพลิงที่สูงขึ้นมากในปัจจุบัน ทำให้การศึกษาเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องจักรกลมีความจำเป็นมากยิ่งขึ้น เพื่อเป็นชิ้นส่วนกลหนึ่งในระบบส่งกำลังที่มีการใช้อย่างกว้างขวางในงานต่างๆ เช่น ในระบบส่งกำลังของรถยนต์ หรือเครื่องจักรกลการเกษตร และในเครื่องจักรกลอุตสาหกรรม ถึงแม้ว่าเฟืองแต่ละคู่จะมีประสิทธิภาพในการส่งกำลังสูง แต่การใช้งานเฟืองมักจะใช้เฟืองพร้อมๆ กันหลายๆ ชิ้น จึงทำให้กำลังสูญเสียในระบบเฟืองเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ การลดกำลังสูญเสียในคู่เฟืองส่งกำลังจึงเป็นพื้นฐานสำคัญอย่างหนึ่งในการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องจักรเพื่อลดการใช้เชื้อเพลิงลง นอกจากนี้เนื่องจากกำลังสูญเสียในระบบเฟืองจะถูกเปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อน การลดกำลังสูญเสียในระบบเฟืองจึงช่วยลดความร้อนขณะทำงาน ช่วยยืดอายุการใช้งานของเฟืองส่งกำลัง และช่วยลดปริมาณการหล่อลื่นที่จำเป็นต้องใช้ให้น้อยลงได้

ด้วยความสำคัญดังกล่าวข้างต้น จึงมีงานวิจัยจำนวนมากที่ศึกษาถึงกำลังสูญเสีย และประสิทธิภาพในการส่งกำลังของเฟือง การศึกษาเหล่านี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กลุ่มใหญ่ๆ ได้แก่ การศึกษาโดยการทดลองวัดกำลังสูญเสียในคู่เฟืองและการศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียโดยการสร้างแบบจำลองคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสีย ตัวอย่างการศึกษาในกลุ่มการทดลองในกรณีของเฟืองตรง ได้แก่ การศึกษาของ Petry-Johnson et al. [1] และ Haizuka et al. [2] ส่วนในกรณีของเฟืองเฉียง ได้แก่ การศึกษาของ Vaidyanathan [3] และ Haizuka et al. [4] การศึกษาในกลุ่มการทดลองเหล่านี้จะศึกษาผลของปัจจัยรูปร่างต่างๆ และผลของน้ำมันหล่อลื่นที่มีต่อกำลังสูญเสียในคู่เฟือง โดยที่ไม่ได้กล่าวถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียของคู่เฟือง ผลการศึกษาเหล่านี้จึงยังไม่สามารถนำมาใช้ทำนายหรือประเมินกำลังสูญเสียได้

ด้วยเหตุนี้จึงมีงานวิจัยหลายๆ ชิ้น มุ่งศึกษาถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสีย และสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในคู่เฟือง ตัวอย่างงานวิจัยเหล่านี้ ได้แก่ งานวิจัยของ Michlin and Myunster [5], Anderson and Lowenthal [6], Terauchi et al. [7], Heingartner and Mba [8] และงานวิจัยก่อนหน้าของผู้วิจัย [9] งานวิจัยในกลุ่มนี้จะสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นค่าคงที่หรือใช้ค่าจากสูตรสำเร็จ (Empirical formulas) ซึ่งได้

จากการทดลอง เช่นดังที่เสนอในเอกสารอ้างอิง [10-14] การใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสูตรสำเร็จนี้ทำให้สามารถคำนวณกำลังสูญเสียได้ง่าย แต่ก็มีข้อจำกัดซึ่งขึ้นกับสภาวะการทดลองที่ใช้ในการสร้างสูตรสำเร็จนั้นๆ เพื่อหลีกเลี่ยงถึงข้อจำกัดนี้ จึงมีงานวิจัยบางชิ้น เช่น งานวิจัยของ Xu [15] และงานของ Diab and Velez [16] ที่ใช้หลักการของ EHL (Elastohydrodynamics Lubricants) ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานแทน ถึงแม้ว่าวิธี EHL จะสามารถคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานได้แม่นยำก็ตาม แต่ก็จำเป็นต้องใช้เวลาในการคำนวณมาก จึงยังไม่เหมาะสมจะใช้ในการออกแบบเฟืองในทางปฏิบัติ

สำหรับในการศึกษานี้จะศึกษาผลของปัจจัยรูปร่างต่างๆ ได้แก่ ผลของโมดูล มุมกด มุมอีลิคซ์ อัตราทด และความกว้างหน้าฟัน ต่อกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟือง เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าสำหรับเฟืองขนาดเล็กซึ่งใช้การหล่อลื่นแบบฉีดและทำงานที่ความเร็วรอบไม่สูงมากนัก กำลังสูญเสียจากการไถลจะมีค่ามากกว่ากำลังสูญเสียชนิดอื่นๆ ในห้องส่งกำลังมาก ในที่นี้จะทำการศึกษาทั้งโดยการทดลองด้วยชุดทดสอบเฟือง และการประเมินจากแบบจำลองที่ผู้วิจัยได้เคยเสนอไว้ [9] ผลการศึกษาจะทำให้ทราบถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสียและอิทธิพลของปัจจัยต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย ซึ่งสามารถนำไปใช้อ้างอิงในการออกแบบ หรือเลือกใช้เฟืองตรงและเฟืองเฉียงได้

2. ประเภทของกำลังสูญเสีย

กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back เกิดจากอุปกรณ์หลัก 2 ชนิด ได้แก่ กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากเฟืองส่งกำลัง และกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากตลับลูกปืน สำหรับกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังของเฟืองสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภท ประเภทแรกคือกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับขนาดของภาระแรงบิด ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการขบส่งกำลังของฟันเฟือง (P_{mesh}) ซึ่งเป็นผลรวมจากกำลังสูญเสียจากแรงเสียดทานจากการไถล (sliding loss, $P_{sliding}$) และกำลังสูญเสียจากการกลิ้งของฟันเฟืองระหว่างการขบ (rolling loss, $P_{rolling}$) กำลังสูญเสียประเภทที่สองคือกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับขนาดของภาระแรงบิด ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ (windage loss, P_w) และกำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น (churning loss) ซึ่งเกิดใน

ระบบที่เฟืองแช่น้ำมันหล่อลื่น และหมุนสาดน้ำมันหล่อลื่นเพื่อหล่อลื่นภายในห้องเฟือง อย่างไรก็ตามในที่นี้ใช้การหล่อลื่นแบบฉีด (Jet lubrication) ทำให้ไม่มีกำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมันหล่อลื่น กำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับขนาดของภาระแรงบิดที่เกิดจากเฟืองส่งกำลังในการศึกษานี้จึงเกิดจากการหมุนต้านอากาศเพียงอย่างเดียว

กำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนนั้นสามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทเช่นเดียวกันกับเฟืองคือกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับขนาดของภาระแรงบิด ($P_{b,load dep.}$) และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับขนาดของภาระแรงบิด ($P_{b,load indep.}$)

กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดทั้งจากเฟืองและตลับลูกปืนรวมกันเรียกว่ากำลังสูญเสียทางกล (P_{mech}) ส่วนกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระแรงบิดทั้งจากเฟืองและตลับลูกปืนรวมกันเรียกว่ากำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน (P_{spin})

3. วิธีการศึกษา

การศึกษาแบ่งเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การศึกษาโดยใช้แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียและการศึกษาโดยการทดลอง การประเมินผลจากแบบจำลองใช้แบบจำลองการขบกันของฟันเฟืองที่ผู้วิจัยได้เคยนำเสนอไว้ก่อนหน้านี้ [9] และใช้สมการซึ่งเสนอโดย Misharin [10] สำหรับประมาณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของฟันเฟืองระหว่างการขบ ส่วนการทดลองจะทำการทดลองทั้งแบบไม่มีภาระแรงบิดและมีภาระแรงบิด การศึกษานี้จะศึกษาผลของปัจจัยรูปร่าง (parameter) ต่างๆ ได้แก่ ผลของโมดูล (module) มุมกด (pressure angle) มุมฮิลิกซ์ (helix Angle) อัตราทด (gear ratio) และความกว้างหน้าฟัน (face width) โดยรายละเอียดการทดลองจะอธิบายในหัวข้อถัดไป

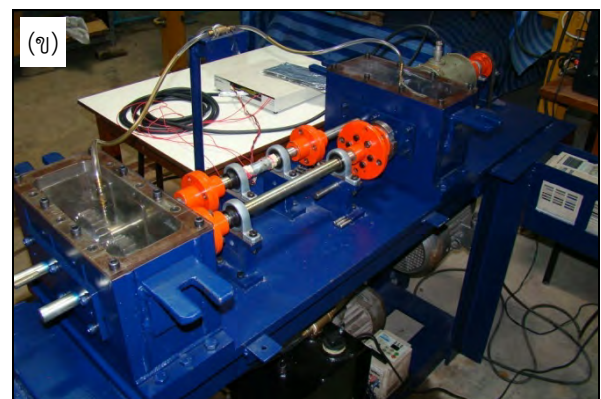
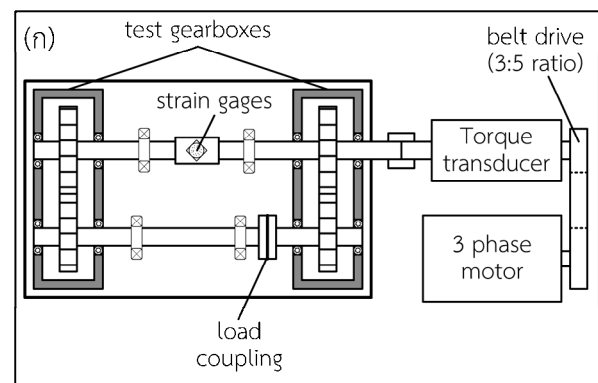
4. การวัดกำลังสูญเสียของเฟือง

4.1 ชุดทดลองและการทดลองวัดกำลังสูญเสีย

ชุดทดลองที่ใช้ในการวัดกำลังสูญเสียเป็นชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ซึ่งออกแบบและสร้างโดยคณะผู้วิจัย [17] รูปที่ 1(ก) แสดงแผนผังชุดทดสอบเฟือง และรูปที่ 1(ข) แสดงภาพถ่ายชุดทดสอบเฟือง ชุดทดสอบนี้เป็นชุดทดสอบเฟืองแบบไม่มีกำลังขาออก กำลังที่ใส่เข้าไปจะไหลวนอยู่ในระบบเพื่อชดเชยแรงเสียดทานและกำลังสูญเสียต่างๆ ดังนั้นกำลังขาเข้าที่วัดได้ในชุดทดสอบ

เฟืองแบบ back-to-back จึงมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียรวมในระบบ

ชุดทดสอบเฟืองประกอบด้วยห้องเฟือง (gearbox) และเฟืองภายในที่เหมือนกันทุกประการ 2 ชุด ห้องเฟืองแต่ละห้องจะมีเฟืองขบกันอยู่ 1 คู่ และเฟืองแต่ละตัวมีตลับลูกปืนรองรับทั้งหมด 2 ตัว ห้องเฟืองทั้ง 2 ห้องจะเชื่อมต่อกันด้วยเพลาคูที่ขนาดกัน ใช้มอเตอร์ไฟฟ้า 3 เฟส ขับชุดทดสอบเฟือง และหดรอบด้วยสายพานในอัตราทด 3:5 เพื่อเพิ่มความเร็วยรอบของเพลาก่อนเข้าห้องเฟืองเพื่อให้ได้ความเร็วยรอบในช่วง 500-2,500 รอบต่อนาที ซึ่งใกล้เคียงกับสภาวะความเร็วยรอบทำงานของเฟืองที่ใช้ในรถยนต์ ขณะทดลองใช้การหล่อลื่นแบบฉีด โดยฉีคน้ำมันหล่อลื่นไปที่ตำแหน่งการขบของฟันเฟือง อุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่นถูกควบคุมไว้ที่ 60-70 องศาเซลเซียส เพื่อควบคุมให้ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีค่าคงที่



รูปที่ 1 ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back

การให้ภาระแรงบิดในระบบทำโดยติดตั้งคัปปลิงสำหรับให้ภาระแรงบิด (load coupling) ไว้ที่ด้านหนึ่งของเพลาดังแสดงในรูปที่ 1(ก) และใช้การถ่วงน้ำหนักด้วยแขนให้แรงบิดเพื่อให้เพลายึดกันในตำแหน่งที่บิดและเกิดแรงกดอัดที่หน้าฟันเฟือง แรงบิดภายในระบบ (T_c) นี้วัดได้โดยใช้สเตรนเกจ (strain gages) ซึ่งติดไว้บน

เพลาลำเชื่อมต่อระหว่างห้องเฟืองทั้ง 2 ห้อง แรงบิดขาเข้าของระบบ (T_T) วัดโดยใช้อุปกรณ์วัดแรงบิด (torque transducer) ส่วนความเร็วรอบเพลากำลึงเข้า (N_{input}) วัดโดยใช้เครื่องวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (tachometer) ค่าที่วัดได้จะนำมาคำนวณหาค่าลึงสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบต่อไป

การทดลองทำที่ความเร็วรอบหมุนของเพลาลำ 5 ค่า ได้แก่ 500 1,000 1,500 2,000 และ 2,500 รอบต่อนาที และทดลองภายใต้สภาวะการทำงานทั้งแบบไม่มีภาระแรงบิดและมีภาระแรงบิด โดยแบ่งภาระแรงบิดออกเป็น 6 ช่วง ได้แก่ 0-10 (ไม่มีภาระแรงบิด), 11-50, 51-100, 101-150, 151-200 และ 201-250 นิวตันเมตร สาเหตุในการให้ภาระแรงบิดภายในระบบเป็นช่วง เนื่องจากข้อจำกัดของอุปกรณ์ให้ภาระแรงบิด และค่าแบ็คแลช (backlash) ของเฟืองแต่ละคู่ที่แตกต่างกัน ส่งผลให้ไม่สามารถควบคุมภาระแรงบิดในแต่ละกรณีให้เท่ากันพอดีได้ ลำดับการทดลองทำจากภาระแรงบิดน้อยไปภาระแรงบิดมาก และความเร็วรอบหมุนต่ำไปสูง

4.2 ชุดเฟืองที่ใช้ในการทดลอง

ชุดเฟืองที่ใช้ในการทดลองมีทั้งหมด 8 ชุด โดยแบ่งออกเป็นเฟืองตรง 4 ชุด แสดงรายละเอียดในตารางที่ 1 และเฟืองเฉียง 4 ชุด แสดงรายละเอียดในตารางที่ 2 สำหรับเฟืองตรงจะใช้เฟืองตรงชุด A เป็นชุดอ้างอิง ส่วนเฟืองตรงชุด B, C และ D จะปรับค่าโมดูล มุมกด และอัตราทด โดยคงปัจจัยรูปร่างอื่นๆ ไว้ เพื่อศึกษาผลของโมดูล มุมกด และอัตราทด ตามลำดับ

ตารางที่ 1 ปัจจัยรูปร่างของเฟืองตรงที่ใช้ในการทดลอง

Parameters	Gear set			
	A	B	C	D
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

ในกรณีของเฟืองเฉียงจะใช้เฟืองเฉียงชุด E เป็นชุดอ้างอิง ส่วนเฟืองเฉียงชุด F, G และ H จะปรับค่าโมดูล มุมกด

และความกว้างหน้าฟัน โดยคงปัจจัยรูปร่างอื่นๆ ไว้ เพื่อศึกษาผลของโมดูล มุมกด และความกว้างหน้าฟันตามลำดับ สำหรับผลของมุมอีลิคซ์ศึกษาโดยเปรียบเทียบผลของเฟืองตรงชุด A ซึ่งมีมุมอีลิคซ์ 0 องศา กับเฟืองเฉียงชุด E ที่มีมุมอีลิคซ์ 33.5 องศา โดยปัจจัยรูปร่างอื่นๆ เหมือนกัน

ตารางที่ 2 ปัจจัยรูปร่างของเฟืองเฉียงที่ใช้ในการทดลอง

Parameters	Gear set			
	E	F	G	H
Number of teeth	30	15	30	30
Module (mm)	3	6	3	3
Pressure angle (deg)	20	20	14.5	20
Helix Angle (deg)	33.5	33.5	33.5	33.5
Face width (mm)	20	20	20	40
Pitch diameter (mm)	90	90	90	90
Gear ratio	1:1	1:1	1:1	1:1

5. การคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลจากการทดลอง

กำลังสูญเสียรวมในระบบ (P_{total}) ของชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back เป็นผลมาจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดหรือกำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระแรงบิด ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน ดังสมการ

$$P_{total} = P_{mech} + P_{spin} \quad (1)$$

สำหรับชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back กำลังสูญเสียรวมจะมีค่าเท่ากับกำลังขาเข้าระบบ และเขียนได้ดังสมการ

$$P_{total} = P_{input} = T_T \times \omega_{input} \quad (2)$$

เมื่อ ω_{input} คือความเร็วเชิงมุมขาเข้าระบบ สามารถหาได้จากสมการ

$$\omega_{input} = \frac{2\pi N_{input}}{60} \quad (3)$$

การทดลองนี้แบ่งออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระแรงบิดและวัดกำลังสูญเสียขณะมีภาระแรงบิด การทดลองทั้งสองส่วนทำให้สามารถหาล้างสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานและกำลังสูญเสียจากการไหลได้ดังต่อไปนี้

5.1 การทดลองขณะไม่มีภาระแรงบิด

การทดลองนี้เนื่องจากไม่มีภาระแรงบิด กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดจะมีค่าเป็นศูนย์ ดังนั้นจากสมการ (1) และ (2) จะได้

$$P_{input} = P_{total} \Big|_{T_c=0} = 0 + P_{spin}$$

$$P_{input} = P_{total} \Big|_{T_c=0} = P_{spin} \quad (4)$$

จะเห็นว่ากำลังสูญเสียรวมมีผลมาจากกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทานเพียงอย่างเดียว ดังนั้นการทดลองในสถานะที่ไม่มีภาระแรงบิดจึงทำให้ทราบถึงกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านอากาศได้

5.2 การทดลองขณะมีภาระแรงบิด

กำลังสูญเสียที่วัดได้ในกรณีนี้จะเป็นผลรวมของกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิด และกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน ดังที่ได้แสดงไว้ในสมการที่ (1) เนื่องจากกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดนั้นเป็นผลมาจากกำลังสูญเสียจากการขบส่งกำลังของฟันเฟือง และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ดังนั้นกำลังสูญเสียรวมและกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดในสมการที่ (1) สามารถเขียนได้เป็น

$$P_{total} = P_{mesh} + P_{b,load dep.} + P_{spin} \quad (5)$$

และ

$$P_{mech} = P_{mesh} + P_{b,load dep.} \quad (6)$$

โดย P_{spin} หาได้จากการทดลองขณะไม่มีภาระแรงบิด ส่วน P_{mesh} และ $P_{b,load dep.}$ ทั้งสองชนิดนี้สามารถหาได้จากสมการ

$$P_{mesh} = P_{sliding} + P_{rolling} \quad (7)$$

และ

$$P_{b,load dep.} = \frac{M_b \omega_b}{1000} \quad (8)$$

เมื่อ M_b คือค่าโมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืน และ ω_b คือความเร็วเชิงมุมของตลับลูกปืน

ชุดทดสอบเฟืองดังที่แสดงในรูปที่ 1(ก) ประกอบด้วยเฟือง 2 คู่ ตลับลูกปืนของห้องเฟือง 8 ตัว และตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเฟือง 4 ตัว ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดในสมการที่ (6) สามารถเขียนใหม่เพื่อแสดงกำลังสูญเสียจากส่วนประกอบต่างๆ ได้ดังสมการ

$$P_{mech} = 2P_{mesh} + [8P_{b,load dep.}]_{gearbox} + [4P_{b,load dep.}]_{bearing housing} \quad (9)$$

เนื่องจากตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเฟืองนั้น รองรับภาระที่เกิดจากน้ำหนักของเพลลาซึ่งมีค่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับภาระของตลับลูกปืนที่อยู่ภายในเบ้าใส่ตลับลูกปืนในห้องเฟืองที่ต้องรองรับน้ำหนักของเฟืองและภาระแรงกดที่หน้าฟันเฟืองในสถานะที่มีภาระแรงบิดในระบบ จากเหตุผลข้างต้นทำให้สามารถละทิ้งกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเฟืองทั้ง 4 ตัว ไปได้ ดังนั้นสมการ (9) จะสามารถลดรูปได้เป็นดังสมการ

$$P_{mech} = 2[P_{sliding} + P_{rolling}] + [8P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (10)$$

และเนื่องจากกำลังสูญเสียจากการกลิ้งของฟันเฟืองระหว่างการขบมีขนาดน้อยกว่ากำลังสูญเสียจากการไถลมาก กำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้งจึงสามารถละทิ้งไปได้ [5] ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการไถลจึงสามารถคำนวณได้จาก

$$P_{sliding} = \frac{1}{2} P_{mech} - [4P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (11)$$

หรือ

$$P_{sliding} = \frac{1}{2} (P_{total} - P_{spin}) - [4P_{b,load dep.}]_{gearbox} \quad (12)$$

โดย P_{total} และ P_{spin} สามารถวัดได้จากการทดลองในขณะมีภาระแรงบิดและไม่มีภาระแรงบิด ตามลำดับ ส่วน $P_{b,load dep.}$ สามารถหาได้จากการคำนวณ ดังนั้นกำลังสูญเสียจากการไถลจึงสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (12) กำลังสูญเสียจากการไถลนี้สามารถนำไปเปรียบเทียบกับกำลังสูญเสียที่ประเมินจากแบบจำลองได้

6. ผลการประเมินและผลการทดลอง

6.1 ผลการประเมินและผลการทดลองของเฟืองตรง

ผลการประเมินและผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไถลของเฟืองตรง แสดงดังรูปที่ 2 โดยรูปภาพด้านซ้ายคือกำลังสูญเสียที่ได้จากการทดลอง และรูปภาพทางด้านขวาคือกำลังสูญเสียที่ได้จากแบบจำลอง จากรูปพบว่ากำลังสูญเสียจากการไถลที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองมีแนวโน้มสอดคล้องกัน โดยเมื่อความเร็วรอบและภาระแรงบิดเพิ่มมากขึ้นจะทำให้กำลังสูญเสียมีค่ามากขึ้นไปด้วย โดยมีลักษณะการเพิ่มขึ้นเป็นแบบเชิงเส้นสำหรับผลของปัจจัยต่างๆ เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเฟืองตรงชุด A และชุด B ที่ปัจจัยรูปร่างเหมือนกันแต่มีโมดูลต่างกัน พบว่าเฟืองตรงชุด A ซึ่งมีโมดูลมากกว่าจะมีกำลัง

สูญเสียมากกว่า เมื่อพิจารณาเฟืองตรงชุด A และชุด C ซึ่งมีมุมกดต่างกัน พบว่าเฟืองตรงชุด A ซึ่งมีมุมกดมากกว่าจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่า และสุดท้ายเมื่อเปรียบเทียบระหว่างเฟืองตรงชุด A และชุด D ที่มีอัตราทดต่างกัน พบว่าที่แรงบิดเพลากำลังเข้าเท่ากัน เฟืองตรงชุด A ที่มีอัตราทด 1:1 มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าเฟืองตรงชุด D ที่มีอัตราทด 1:2

6.2 ผลการประเมินและผลการทดลองของเฟืองเฉียง

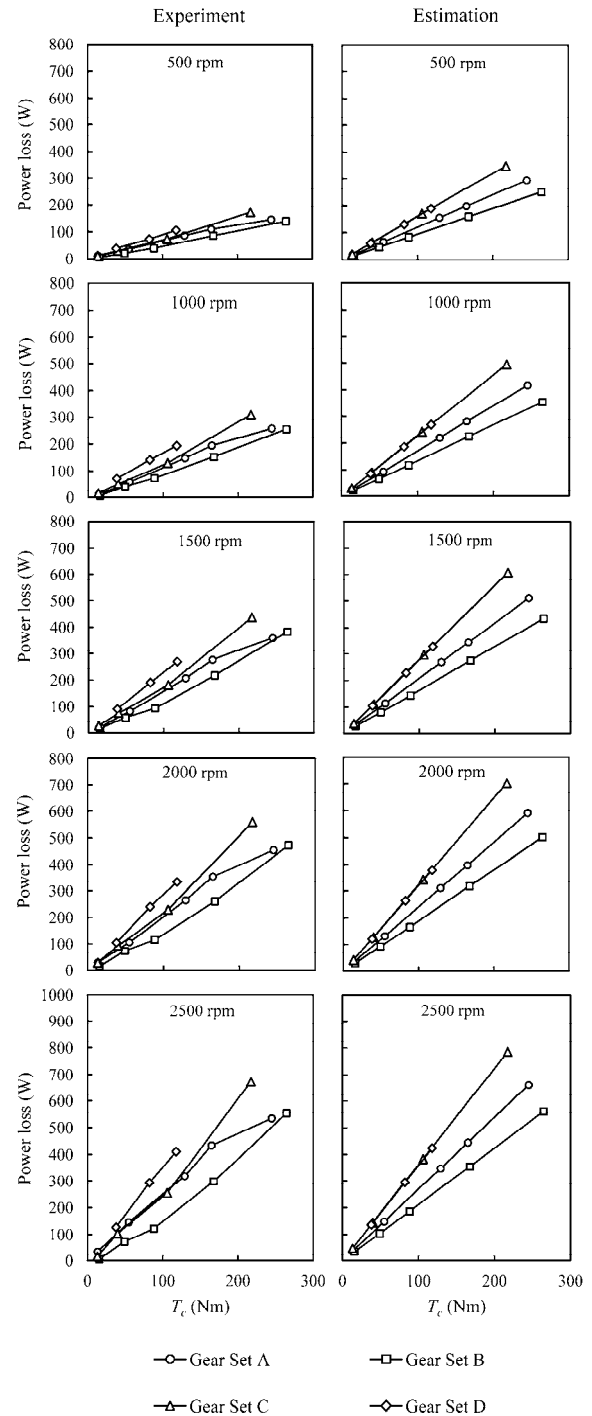
ผลการประเมินและผลการทดลองวัดกำลังสูญเสียจากการไถของเฟืองเฉียง แสดงดังรูปที่ 3 โดยรูปภาพด้านซ้ายคือกำลังสูญเสียที่ได้จากการทดลอง และรูปภาพทางด้านขวาคือกำลังสูญเสียที่ได้จากแบบจำลอง จากรูปเมื่อความเร็วรอบและภาระแรงบิดเพิ่มมากขึ้นจะทำให้กำลังสูญเสียมีค่ามากขึ้นไปด้วย และพบว่าการสูญเสียจากการไถที่ได้จากแบบจำลองและการทดลองมีแนวโน้มสอดคล้องกัน เฉพาะอิทธิพลของโมดูล และมุมกดเท่านั้น แต่อิทธิพลของมุมฮิลิกซ์ และความกว้างหน้าฟันนั้นมีแนวโน้มที่ไม่สอดคล้องกับผลการทดลอง

เมื่อเปรียบเทียบผลของเฟืองเฉียงชุด E กับชุด F ที่มีโมดูลต่างกันพบว่าเฟืองเฉียงชุด E ซึ่งมีโมดูลน้อยกว่าจะมีกำลังสูญเสียต่ำกว่าเฟืองเฉียงชุด F ส่วนผลของมุมกดนั้นเฟืองเฉียงชุด E ที่มีมุมกดมากกว่าเฟืองเฉียงชุด G จะมีกำลังสูญเสียต่ำกว่าเฟืองเฉียงชุด G

เมื่อเปรียบเทียบเฟืองตรงชุด A กับเฟืองเฉียงชุด E ซึ่งมีมุมฮิลิกซ์ 33.5 องศา ผลการทดลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด E มีกำลังสูญเสียต่ำกว่า แต่ผลจากแบบจำลองพบว่าเฟืองเฉียงชุด E มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรงชุด A สำหรับผลของความกว้างหน้าฟันนั้นได้จากการเปรียบเทียบเฟืองเฉียงชุด E กับชุด H กำลังสูญเสียที่ได้จากการทดลองของเฟืองเฉียงชุด E ซึ่งมีความกว้างหน้าฟันน้อยกว่ามีขนาดน้อยกว่าเฟืองเฉียงชุด H ที่มีความกว้างหน้าฟันมากกว่า ส่วนผลการประเมินกลับพบว่าเฟืองเฉียงทั้ง 2 ชุด มีกำลังสูญเสียใกล้เคียงกัน

7. สรุป

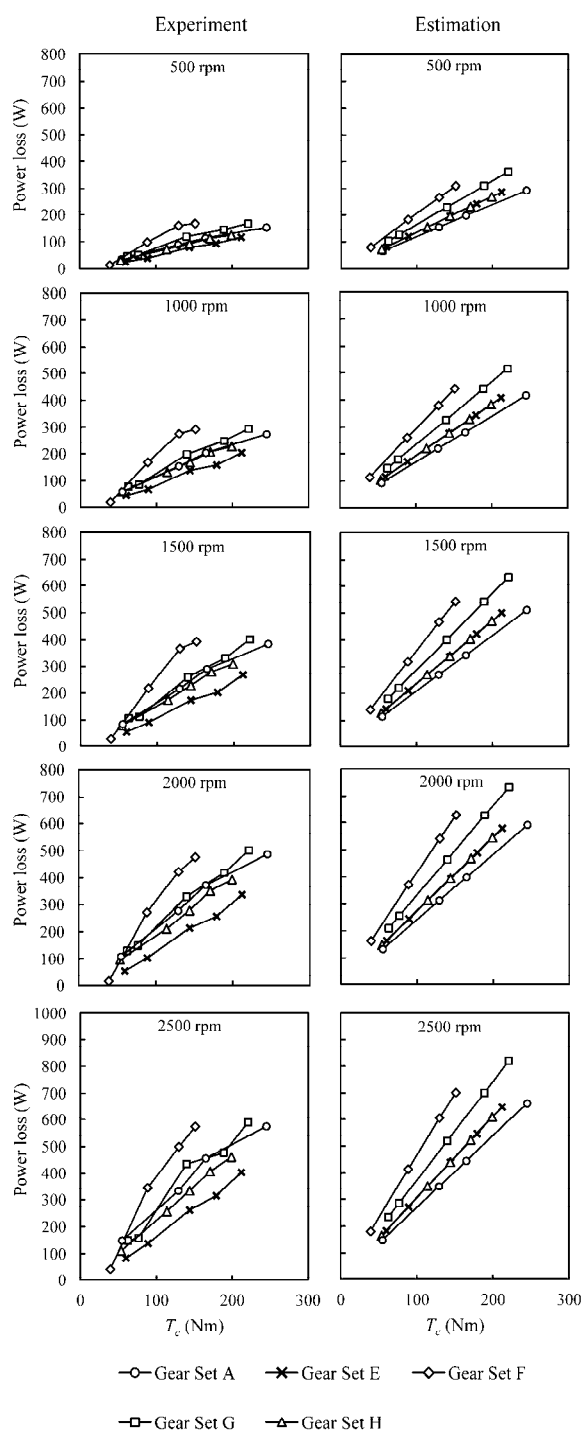
ผลการทดลองพบว่าคู่เฟืองที่มีโมดูล อัตราทด และความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียมาก แต่คู่เฟืองที่มีมุมกดและมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียน้อย เมื่อเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการประเมินจากแบบจำลองพบว่าผลของโมดูล มุมกด และอัตราทรมีแนวโน้มสอดคล้องกัน แต่ผลของมุมฮิลิกซ์และความกว้างหน้าฟันมีแนวโน้มไม่สอดคล้องกัน



รูปที่ 2 กำลังสูญเสียจากการไถที่ประเมินได้จากแบบจำลองและที่วัดได้จากการทดลองของชุดเฟืองตรง

8. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงการวิจัย "การศึกษากลไกการเกิดและปัจจัยที่มีผลต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถของคู่เฟืองที่มีเพลานานกัน" (MRG5480164) ซึ่งได้รับทุนสนับสนุนจากสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษาร่วมกับสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยและจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 3 กำลังสูญเสียจากการไถที่ประเมินได้จากแบบจำลองและที่วัดได้จากการทดลองของชุดเฟืองเฉียง

9. เอกสารอ้างอิง

[1] Petry-Johnson, T., Kahraman, A., Anderson, N.E., and Chase, D. (2007). 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.

[2] Haizuka, S., Kikusaki, T., and Naruse, C. (1998). 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.

[3] Vaidyanathan, A. (2009). *An Experimental Investigation of Helical Gear Efficiency*, Master's Thesis, Graduate Program in Mechanical Engineering, The Ohio State University.

[4] Haizuka, S., Naruse, C., and Yamanaka, T. (1999). Study of Influence of Helix Angle on Friction Characteristics of Helical Gears, *Tribology Transactions*, Japan, Vol. 42: no. 3, pp. 570-580.

[5] Michlin, Y. and Myunster, V. (2002). Determination of Power Losses in Gear Transmissions with Rolling and Sliding Friction Incorporated, *Mechanism and Machine Theory* 2002, Vol.37, pp.167-174.

[6] Anderson, N.E., and Lowenthal, S.H. (1980). 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, California, USA.

[7] Teraucha, Y., Nagamura, K., and Ikejo, K. (1991). Study on Friction Loss of Internal Gear Drives (Influence of Pinion Surface Finishing, Gear Speed and Torque), *JSME International Journal*, Series III, Vol.34, No.1.

[8] Heingartner, P., and Mba, D. (2003). Determining Power Losses in the Helical Gear Mesh; Case Study, *Proceedings of DETC'03 ASEM 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Chicago, USA.

[9] Ratanasumawong, C., Asawapichayachot, P., Phongsupasamit, S., Houjoh, H. and Matsumura, S. (2012). Estimation of Sliding Loss in a Parallel-Axis Gear Pair, *Journal of advanced mechanical*

design, system and manufacturing 2012, vol. 6 (No.1), pp. 88-103.

[10] Misharin, Y.A. (1958). 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 1958*, pp. 159-164.

[11] Benedict, G.H., and Kelly, B.W. (1961). Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction, *ASLE Transactions*, Vol.4, pp. 59-70.

[12] ISO TC 60, DTR 13989

[13] Drozdov, Y.N., and Gavrikov, Y.A. (1968). Friction and Scoring Under the Conditions of Simultaneous Rolling and Sliding of Bodies, *Wear*, Vol.11, pp. 291-302.

[14] O'Donoghue, J.P., and Cameron, A. (1966). Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts, *ASLE Transactions*, Vol.9, pp. 186-194.

[15] Xu, H. (2005). *Development of a Generalized Mechanical Efficiency Prediction Methodology for Gear pairs*, Doctoral dissertation, Ohio State University.

[16] Diab, Y., and Velez, P. (2004). Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears, *The STLE Annual Meeting in Toronto, Ontario, Canada*.

[17] ชาคิต เย็นที่ (2554). *การวัดและการประยุกต์ใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์หาค่ากำลังสูญเสียของเฟืองตรง*, วิทยานิพนธ์ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย