

วิธีออกแบบเฟืองบนเพลานานให้มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด
และผลกระทบต่อลักษณะการสั่นสะเทือน

นายกุลภัทร์ ธีระรังษิณี



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)

เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาคณะหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

are the thesis authors' files submitted through the University Graduate School.

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2559

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Parallel-axis gear design methodology for minimization of power loss
and its effect on vibration characteristics

Mr. Kullapat Theerarangsarit



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

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2016

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์

วิธีออกแบบเฟืองบนเพลานานให้มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด

และผลกระทบต่อลักษณะการสันสะท้อน

โดย

นายกุลภัทร์ ชีระรังสฤษฎ์

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโท

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ ดร. สุพจน์ เตชวรสินสกุล)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จิรพงศ์ กสิวิทย์อำนวย)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์)

.....กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร. นภคณีย์ อาชวาคม)

.....กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย

(ศาสตราจารย์ กิตติคุณ ดร. สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ์)

กุลภัทร์ ธีระรังษุทธิ์ : วิธีออกแบบเฟืองบนเพลานานให้มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดและผลกระทบต่อลักษณะการสั่นสะเทือน (Parallel-axis gear design methodology for minimization of power loss and its effect on vibration characteristics) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผศ. ดร. ชนัตต์ รัตนสูมาวงศ์, 99 หน้า.

วิทยานิพนธ์นี้เสนอแนวทางการออกแบบชุดเฟืองเพื่อให้มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด แต่ยังสามารถในการรับภาระได้เท่ากับชุดเฟืองตรงที่เป็นชุดเฟืองอ้างอิง หลักการที่เกี่ยวข้องในการออกแบบมี 2 ส่วน ได้แก่ 1. การออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA ซึ่งจะทำให้ได้ชุดเฟืองที่มีความสามารถในการรับภาระ และทำให้ทราบถึงผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่างๆ ต่อความแข็งแรงของฟันเฟือง และ 2. การประเมินกำลังสูญเสียของชุดเฟืองโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่พัฒนาขึ้นก่อนหน้า การศึกษาในส่วนนี้ทำให้ทราบถึงผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่างๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียของชุดเฟืองได้ จากหลักการทั้ง 2 นี้ จะทำให้ทราบถึงแนวทางการเลือกพารามิเตอร์ของเฟืองต่างๆ ทำให้สามารถออกแบบเฟืองทดแทนที่สามารถรับภาระได้มากกว่าชุดเฟืองเดิม แต่มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดได้ และเนื่องจากแนวทางการออกแบบนี้อาจจะกระทบต่อคุณลักษณะอย่างอื่นของชุดเฟืองด้วย ในที่นี้จึงเลือกศึกษาผลของวิธีการออกแบบนี้ต่อการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองด้วย

ผลการศึกษาพบว่าการออกแบบชุดเฟืองที่มีกำลังสูญเสียน้อย แต่ยังสามารถในการรับภาระได้มากกว่าชุดเฟืองอ้างอิง ทำได้โดย ปรับลดขนาดโมดูล เพิ่มมุมกด เพิ่มความกว้างหน้าฟัน และหากเป็นเฟืองเฉียงควรเลือกให้มีมุมฮิลิกซ์อยู่ในช่วง $10^{\circ} - 20^{\circ}$ ผลการประเมินกำลังสูญเสียพบว่า ชุดเฟืองที่ออกแบบมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงประมาณ 35% การทดลองเพื่อตรวจสอบกำลังสูญเสียของชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่ ทำโดยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ผลการทดลองพบว่าชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่มีกำลังสูญเสยรวมลดลงประมาณ 20% และกำลังสูญเสียจากการไถลลดลงถึงประมาณ 35% เมื่อเทียบกับชุดเฟืองตรงอ้างอิง ซึ่งสอดคล้องกับการประเมินโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในขั้นตอนการออกแบบ สำหรับการทดลองวัดการสั่นสะเทือนพบว่า ชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่มีการสั่นสะเทือนที่ความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการขบ และค่าการสั่นสะเทือน RMS ของความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการขบน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง ผลการศึกษาสรุปได้ว่าการเลือกพารามิเตอร์ของเฟืองที่เหมาะสมในขั้นตอนการออกแบบ ทำให้ได้เฟืองที่มีความแข็งแรง มีกำลังสูญเสียต่ำ และยังมีขนาดการสั่นสะเทือนต่ำลงได้

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ปีการศึกษา 2559

ลายมือชื่อนิสิต

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก

5770126021 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: GEAR / POWER LOSS / MINIMIZATION / VIBRATION

KULLAPAT THEERARANGSARIT: Parallel-axis gear design methodology for minimization of power loss and its effect on vibration characteristics. ADVISOR: ASST. PROF. CHANAT RATANASUMAWONG, Ph.D., 99 pp.

The design methodology to minimize gear power loss along with keeping the load capacity comparing to the reference spur gear is proposed in this thesis. There are two related principles in the design that are 1. the design method suggested by AGMA that results the designed gear having sufficient load capacity and also reveals relations between the geometrical parameters and the tooth strength and 2. the estimation of gear power loss by the mathematical model developed former that exposes the effect of gear geometrical parameters on the sliding loss. With these two principles, the method to choose gear parameters to acquire the replacement gear that has larger load capacity and minimum power loss is probable. Since the proposed methodology probably affects the other gear characteristics, here the effect of the methodology on the gear vibration is selected to study.

From the study, the method to design the low power loss gear that has larger load capacity than the reference gear are reducing module, increasing pressure angle, widening face width, and the helix angle should be set around $10^\circ - 20^\circ$ for the helical gear. The estimated results show that the sliding loss of the designed gear is lower than the reference gear about 35%. The experiments to verify the power losses were done by the back-to-back gear test rig. The total power loss of the designed gear is lower than the reference around 20% and the sliding loss is lower around 35% that agree with the estimations by the mathematical model in the design stage. For the vibration experiment, amplitudes of vibration at the meshing frequencies and the RMS of meshing components of the designed gear are lower than the reference gear. These verify that it is possible to acquire high load capacity, and low power loss gear by choosing the proper gear parameters in the design stage.

Department: Mechanical Engineering

Student's Signature

Field of Study: Mechanical Engineering

Advisor's Signature

Academic Year: 2016

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงลงได้ด้วยความกรุณาของ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชนัตต์ รัตนสุมาวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ให้คำปรึกษา คำแนะนำ ข้อคิดเห็นอันเป็นประโยชน์ต่อวิทยานิพนธ์ และความอนุเคราะห์ในด้านอื่น ๆ อีกหลายประการด้วยดีเสมอมา ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในพระคุณและความกรุณาเป็นอย่างยิ่ง จึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอกราบขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิรพงศ์ กสิวิทย์อำนวย ประธานกรรมการ รองศาสตราจารย์ ดร. นภดนัย อาชวาคม และศาสตราจารย์ กิตติคุณ ดร. สุรินทร์ พงศ์ศุภสมิทธิ กรรมการที่ให้คำแนะนำ ตลอดระยะเวลาทำงานวิจัย ที่ทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความครบถ้วนสมบูรณ์มากขึ้น

ขอขอบพระคุณ ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่ให้ทุนสนับสนุนในงานวิจัยนี้

ขอขอบพระคุณ คุณนิสิต ไสยลักษณ์ ที่กรุณาให้ความช่วยเหลือในด้านเครื่องมือที่ใช้สำหรับการทดลอง ตลอดจนช่วยเหลือในการปรับปรุงห้องทดลองให้มีความสะดวกและปลอดภัยในการทดลอง

ขอขอบพระคุณ นายเจษฎา แพรกนันทธอ ที่ช่วยให้คำปรึกษาด้านการใช้งานชุดทดลอง และนางสาวณัชชา พรชัย ที่ช่วยให้คำปรึกษาด้านการใช้โปรแกรม MATLAB และแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย ขอขอบพระคุณ เพื่อน ๆ รุ่นพี่ รุ่นน้องปริญญาโทบัณฑิตทุกคน ที่ให้ความช่วยเหลือในด้าน ต่าง ๆ ตลอดมา

ขอขอบพระคุณบริษัท Univance corporation ที่ช่วยสนับสนุนผลิตชุดเฟืองเพื่อใช้ในการทดลอง

สุดท้ายนี้ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา ที่ให้กำลังใจและสนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัยเสมอมา และคุณค่าอันใดที่ได้รับจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบเป็นกตัญญูตาบูชาแต่บิดา มารดา ครูอาจารย์ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญรูปภาพ.....	ญ
สารบัญตาราง.....	ต
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	2
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
1.5 ปรัชญาของวิทยานิพนธ์.....	3
บทที่ 2 กำลังสูญเสียและการคำนวณหา กำลังสูญเสียในเฟืองตรงและเฟืองเฉียง.....	10
2.1 กลไกการเกิดและวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล.....	10
2.1.1 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล.....	10
2.1.2 การคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองตรง.....	11
2.1.3 การคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองเฉียง.....	14
2.1.4 ผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล.....	16
2.2 กลไกการเกิดและวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ.....	17
2.3 สรุปท้ายบท.....	19
บทที่ 3 การออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA.....	21
3.1 การออกแบบเฟืองโดยพิจารณาความเค้นดัด.....	21

3.2 การออกแบบเฟืองโดยพิจารณาความเค้นสัมผัส.....	29
3.3 สรุปท้ายบท.....	34
บทที่ 4 กลไกการเกิดการสั่นสะเทือนของเฟืองและผลกระทบในการใช้งาน	35
4.1 แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟือง	35
4.2 การกระตุ้นการสั่นสะเทือนของเฟือง	37
4.2.1 การเปลี่ยนแปลงของความแข็งแรงของฟันเฟือง.....	38
4.2.2 ข้อผิดพลาดทั่วไปของรูปร่างฟันเฟือง	38
4.2.3 การเบี่ยงเบนจากข้อผิดพลาดทั่วไป	39
4.2.4 ข้อผิดพลาดจากสภาพผิวฟันเฟืองที่มีลักษณะเป็นลูกคลื่น	39
4.3 ผลของการสั่นสะเทือนต่อเครื่องจักร.....	42
4.4 สรุปท้ายบท.....	44
บทที่ 5 การออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียและการทดลองเพื่อตรวจสอบผลการออกแบบ	46
5.1 การออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย	46
5.2 ตัวอย่างการออกแบบชุดเฟืองเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดและผลการประเมินด้วย แบบจำลองทางคณิตศาสตร์	50
5.2.1 ตัวอย่างการออกแบบและผลการประเมินในกรณีอัตราทด 1:1.....	50
5.2.2 ตัวอย่างการออกแบบและผลการประเมินในกรณีอัตราทด 5:7.....	54
5.3 การทดสอบกำลังสูญเสีย.....	58
5.3.1 ชุดทดสอบกำลังสูญเสีย	58
5.3.2 วิธีการคำนวณกำลังสูญเสียจากการทดลอง	60
5.4 การทดลองวัดค่าการสั่นสะเทือน	63
5.5 สรุปท้ายบท.....	65
บทที่ 6 ผลการทดลองและอภิปราย	67

6.1 ผลการทดสอบพื้นที่หน้าสัมผัสด้วยวิธีการทาสี.....	67
6.1.1 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสีย.....	69
6.2 ผลการทดลองซ้ำ.....	77
6.3 ผลการทดลองวัดค่าการสันสะท้อนของเฟือง.....	81
6.4 สรุปท้ายบท.....	90
บทที่ 7 สรุป.....	91
7.1 สารสำคัญของวิทยานิพนธ์.....	91
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	93
7.2.1 การทดลองวัดกำลังสูญเสีย.....	93
7.2.2 การประเมินกำลังสูญเสียแบบจำลอง.....	94
7.2.3 การวัดค่าการสันสะท้อน.....	94
รายการอ้างอิง.....	95
ภาคผนวก ก ตัวอย่างการออกแบบด้วยชุดเฟืองอ้างอิงอื่น.....	96
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	99

สารบัญรูปภาพ

รูปที่ 1.1 กราฟแสดงกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่าง ๆ [7]	4
รูปที่ 1.2 เฟืองตรงอ้างอิงและเฟืองเฉียงที่มีกำลังสูญเสียน้อยในงานวิจัยของ Bernd-Robert Höhn [2].....	8
รูปที่ 1.3 ผลกำลังสูญเสียของชุดเฟืองตรงอ้างอิงกับชุดเฟืองเฉียงที่มีกำลังสูญเสียน้อยในงานวิจัยของ Bernd-Robert Höhn [2].....	8
รูปที่ 2.1 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล.....	11
รูปที่ 2.2 แบบจำลองแสดงแรงที่กระทำกับเฟืองตามระหว่งการขบ	12
รูปที่ 2.3 (ก) อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของฟันเฟืองแต่ละคู่ตามลำดับการขบที่เวลาต่าง ๆ และ (ข) อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวม 2 คู่ฟันของเฟือง	13
รูปที่ 2.4 แบบจำลองเฟืองเฉียง.....	14
รูปที่ 2.5 ลักษณะกำลังสูญเสียจากการขบของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน [21].....	15
รูปที่ 2.6 อัตราส่วนกำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟันและอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียง [21].....	16
รูปที่ 2.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศกับความเร็วรอบ.....	19
รูปที่ 3.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง K_v และความเร็วพิตซ์ที่ค่า Q_v ต่าง ๆ [1].....	24
รูปที่ 3.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความกว้างหน้าฟันกับค่า C_{pf} [1]	25
รูปที่ 3.3 แผนภาพแสดงระยะ S_1 และ S	26
รูปที่ 3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ความกว้างหน้าฟันกับค่า C_{ma} [1].....	26
รูปที่ 3.5 แผนภาพแสดงระยะ h_t และ t_R	27
รูปที่ 3.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนฟันกับค่า Y_j ของเฟืองตรงที่มีมุมกด 20 และ 25 องศา [1].....	28
รูปที่ 3.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมอีลิคซ์กับค่า J [1]	28

รูปที่ 3.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมูльтиลิคซ์กับค่า Y_j' -Multiplier [1].....	29
รูปที่ 3.9	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนรอบกับค่า Y_N ที่วัสดุต่าง ๆ [1].....	32
รูปที่ 3.10	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนรอบกับค่า Z_N ที่วัสดุต่าง ๆ [1]	32
รูปที่ 4.1	แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟือง.....	35
รูปที่ 4.2	ระบบอย่างง่ายของแบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟือง.....	35
รูปที่ 4.3	กราฟแสดงความแข็งแรงของฟันเฟืองบนเส้นแรงกระทำ	38
รูปที่ 4.4	ข้อผิดพลาดทั่วไปของรูปร่างฟันเฟือง	39
รูปที่ 4.5	การเบี่ยงเบนจากข้อผิดพลาดทั่วไป	39
รูปที่ 4.6	ข้อผิดพลาดจากการสภาพผิวฟันเฟือง	40
รูปที่ 4.7	แผนผังแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการกระตุ้นและลักษณะของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น	41
รูปที่ 4.8	กราฟประเมินระดับความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรที่ความถี่ต่างๆ สำหรับเครื่องจักรกลหมุนทั่วไป	42
รูปที่ 5.1	ขั้นตอนการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย	49
รูปที่ 5.2	ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของเฟืองกรณีอัตราทด 1:1	52
รูปที่ 5.3	ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของเฟืองกรณีอัตราทด 1:1	52
รูปที่ 5.4	กำลังสูญเสียระหว่างการส่งกำลังของกรณีอัตราทด 1:1.....	53
รูปที่ 5.5	ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของพินเนียนกรณีอัตราทด 5:7	55
รูปที่ 5.6	ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของเฟืองกรณีอัตราทด 5:7.....	56
รูปที่ 5.7	ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของพินเนียนกรณีอัตราทด 5:7.....	56
รูปที่ 5.8	ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของเฟืองกรณีอัตราทด 5:7.....	57
รูปที่ 5.9	กำลังสูญเสียระหว่างการส่งกำลังของเฟืองกรณีอัตราทด 5:7	57
รูปที่ 5.10	แผนภาพชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back.....	59
รูปที่ 5.11	ตำแหน่งการติดตั้งเซนเซอร์วัดความเร่งบนแผนภาพของห้องเฟือง	64

รูปที่ 5.12 ภาพถ่ายตำแหน่งการติดเซนเซอร์วัดความเร่งในแนวแกนเพลลา.....	64
รูปที่ 5.13 ภาพถ่ายตำแหน่งการติดเซนเซอร์วัดความเร่งในแนวระดับซึ่งตั้งฉากกับแกนหมุน...	65
รูปที่ 5.14 ภาพถ่ายตำแหน่งการติดเซนเซอร์วัดความเร่งในแนวตั้ง.....	65
รูปที่ 6.1 หน้าสัมผัสของฟันเฟืองหลังทาสี.....	67
รูปที่ 6.2 กำลังสูญเสียในสภาวะที่ไม่มีภาระแรงบิด.....	69
รูปที่ 6.3 ผลการวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ของชุดเฟือง A.....	70
รูปที่ 6.4 ผลการวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ของชุดเฟือง B.....	71
รูปที่ 6.5 ผลการวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ของชุดเฟือง C.....	72
รูปที่ 6.6 กำลังสูญเสียรวมของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดที่ความเร็วรอบต่าง ๆ.....	74
รูปที่ 6.7 กำลังสูญเสียทางกลของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดที่ความเร็วรอบต่าง ๆ.....	75
รูปที่ 6.8 กำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดที่ความเร็วรอบต่าง ๆ.....	76
รูปที่ 6.9 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรก และการทดลองซ้ำของชุดเฟือง A.....	78
รูปที่ 6.10 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียทางกลระหว่างการทดลองครั้งแรก และการทดลองซ้ำของชุดเฟือง A.....	79
รูปที่ 6.11 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลระหว่างการทดลองครั้งแรก และการทดลองซ้ำของชุดเฟือง A.....	80
รูปที่ 6.12 การสันสະเทือนในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟืองตรงอ้างอิง A.....	82
รูปที่ 6.13 การสันสະเทือนในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟือง B...	83
รูปที่ 6.14 การสันสະเทือนในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟือง C...	84
รูปที่ 6.15 ค่าเฉลี่ยกำลังสองของขนาดความเร่งที่ความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์ที่ 2 และ 3....	85
รูปที่ 6.16 กราฟประเมินความรุนแรงจากการสันสະเทือนในแนวแกนเพลลา.....	87
รูปที่ 6.17 กราฟประเมินความรุนแรงจากการสันสະเทือนในแนวระดับตั้งฉากกับแกนเพลลา.....	88
รูปที่ 6.18 กราฟประเมินความรุนแรงจากการสันสະเทือนในแนวตั้ง.....	89

รูปที่ ก.1 ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของเฟืองกรณีตัวอย่างเพิ่มเติม.....	99
รูปที่ ก.2 ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของเฟืองกรณีตัวอย่างเพิ่มเติม	100
รูปที่ ก.3 กำลังสูญเสียของเฟืองกรณีตัวอย่างเพิ่มเติม.....	100



สารบัญตาราง

ตารางที่ 2.1 ผลของกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลเมื่อพารามิเตอร์ต่าง ๆ มีค่าเพิ่มขึ้น	17
ตารางที่ 2.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง transverse module กับค่า R_f	18
ตารางที่ 2.3 พารามิเตอร์ของเฟืองสำหรับแสดงตัวอย่างการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ	19
ตารางที่ 3.1 การเลือก K_O ตามลักษณะของเครื่องจักรและแหล่งต้นกำลัง	22
ตารางที่ 3.2 การเลือกค่า Q_v ตามลักษณะการทำงาน [1]	23
ตารางที่ 3.3 การเลือกค่า Q_v ตามความเร็วพิตช์ [1]	24
ตารางที่ 3.4 การเลือก K_S ตามขนาดของโมดูล [1]	25
ตารางที่ 3.5 การเลือกค่า Z_E จากวัสดุของเฟืองและพิเนียน [1]	30
ตารางที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความน่าเชื่อถือ (Reliability) กับค่า Y_Z [1]	33
ตารางที่ 5.1 ผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่อความสามารถในการรับภาระและกำลังสูญเสียจากการไหล	47
ตารางที่ 5.2 สภาวะการทำงานสำหรับออกแบบเพื่อหากำลังสูญเสียน้อยที่สุดกรณีอัตราทด 1:1	50
ตารางที่ 5.3 สภาวะการทำงานสำหรับออกแบบเพื่อหากำลังสูญเสียน้อยที่สุดกรณีอัตราทด 5:7	54
ตารางที่ 5.4 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองที่นำมาทดสอบเพื่อทดสอบ	58
ตารางที่ 5.5 คุณสมบัติของชุดเฟืองที่นำมาทดลอง	58
ตารางที่ 5.6 ค่าตัวแปรต่าง ๆ ของตลับลูกปืนที่ใช้ในการทดลอง	62
ตารางที่ 6.1 หน้าสัมผัสของฟันเฟืองหลังการทดสอบ	68
ตารางที่ ก.1 สภาวะการทำงานสำหรับออกแบบเพื่อหากำลังสูญเสียน้อยที่สุดกรณีเพิ่มเติม	98

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของวิทยานิพนธ์

เฟืองเป็นชิ้นส่วนสำหรับส่งกำลังทางกลที่มีการใช้งานมายาวนาน และมีการพัฒนาเพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งานและมีประสิทธิภาพมากขึ้นเรื่อย ๆ ในปัจจุบันเฟืองยังคงเป็นอุปกรณ์หลักที่ใช้ในการส่งกำลังทางกล เช่น ภายในรถยนต์ และเครื่องจักรต่าง ๆ ที่ต้องการความแม่นยำของอัตราทด ซึ่งวิธีการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานได้มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง โดยในการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานมักมุ่งเน้นที่ความแข็งแรงของฟันเฟืองเพื่อรองรับภาระในการส่งกำลังโดยไม่เกิดความเสียหาย โดยวิธีการออกแบบเฟืองมีปรับปรุงรูปแบบสมการให้มีความแม่นยำมากขึ้น ซึ่งวิธีการออกแบบเฟืองที่นิยมใช้ในปัจจุบันคือการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA (American Gear Manufacturing Association) ซึ่งมีการตีพิมพ์เผยแพร่ลงในหนังสือเกี่ยวกับการออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลหลายแหล่ง [1] การออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA จะพิจารณาทั้งพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของฟันเฟือง ได้แก่ โมดูล มุมกด มุมฮิลิกซ์ และความกว้างหน้าฟัน และลักษณะของห้องเฟืองด้วย เช่น ตำแหน่งการจัดวางเฟืองบนเพลลา อุณหภูมิที่นำไปใช้งาน ความไม่สม่ำเสมอของแหล่งต้นกำลังและเครื่องจักรที่นำไปใช้งาน เป็นต้น เฟืองที่ออกแบบจึงมีความแข็งแรง และสามารถรองรับภาระได้เหมาะสมตามสภาวะการทำงาน อย่างไรก็ตามการออกแบบเฟืองตามแนวทางของ AGMA นั้นอาจได้ชุดเฟืองหลากหลายที่สามารถทำงานได้ หากผู้ออกแบบเลือกชุดเฟืองที่มีพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตที่ไม่เหมาะสม อาจก่อให้เกิดกำลังสูญเสียเพิ่มขึ้นโดยไม่จำเป็นได้ ดังนั้นหากทราบถึงผลกระทบของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสียแล้ว จะสามารถออกแบบเฟืองที่รองรับภาระได้ตามที่กำหนด และมีกำลังสูญเสียที่น้อยลงได้

กำลังสูญเสียระหว่างส่งกำลังจะสามารถแบ่งได้เป็น 4 ประเภท ตามสาเหตุการเกิด ได้แก่ กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล (sliding loss) กำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้ง (rolling loss) กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนปั่นน้ำมัน (churning loss) และกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนต้านอากาศ (windage loss) กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลเป็นกำลังสูญเสียหลักที่มีค่าสูงกว่ากำลังสูญเสียประเภทอื่น และขึ้นกับพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของฟันเฟืองอย่างมาก ดังนั้นหากเลือกพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตที่แตกต่างกัน กำลังสูญเสียของเฟืองที่ออกแบบจะไม่เท่ากัน จากงานวิจัยของ Bernd-Robert Höhn [2] ซึ่งทดลองปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟือง ระดับน้ำมันในห้องเฟือง และรูปแบบของตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลา เพื่อศึกษาผลกระทบต่อกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้น พบว่าสามารถกำหนดแนวทางในลดกำลังสูญเสียได้ แต่ยังไม่ประยุกต์ใช้ไม่ได้ทุกกรณี เนื่องจาก

ไม่ได้พิจารณาถึงความสามารถในการรับภาระของฟันเฟืองประกอบด้วย ความสาก ทำให้เฟืองอาจได้รับความเสียหายได้หากนำมาใช้งานทดแทนกันโดยตรง ดังนั้นในวิทยานิพนธ์นี้จึงมีเป้าหมายไปที่การศึกษาแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อประหยัดพลังงาน โดยที่เฟืองยังสามารถรับภาระได้เท่าเดิมหรือมากขึ้นเทียบกับเฟืองตรงมาตรฐาน เพื่อให้สามารถประยุกต์ใช้ได้ครอบคลุมทุกกรณีมากยิ่งขึ้น

นอกจากนี้การปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟืองยังส่งผลต่อพฤติกรรมการสั่นสะเทือน ดังนั้นวิทยานิพนธ์จึงมีเป้าหมายในการศึกษาผลกระทบทางการสั่นสะเทือนของเฟืองจากแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียด้วยว่า ลักษณะการสั่นสะเทือนของเฟืองที่ออกแบบใหม่แตกต่างกับเฟืองตรงอ้างอิงที่ใช้เป็นต้นแบบอย่างไร

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. เพื่อเสนอแนวทางการออกแบบเฟือง ซึ่งรองรับภาระได้เท่ากับหรือมากกว่าเฟืองตรงอ้างอิง แต่มีกำลังสูญเสียในการส่งกำลังน้อยกว่า
2. ศึกษาผลกระทบทางการสั่นสะเทือนของเฟืองที่ออกแบบโดยเปรียบเทียบผลกับเฟืองตรงอ้างอิง

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. นำวิธีการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA (American Gear Manufacturers Association) มาใช้ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับคำนวณกำลังสูญเสีย เพื่อใช้เสนอแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย โดยยังสามารถรองรับภาระได้เท่าเดิมหรือมากขึ้นเมื่อเทียบกับเฟืองตรงอ้างอิง
2. ตรวจสอบกำลังสูญเสียของเฟืองที่ออกแบบโดยทดลองวัดกำลังสูญเสียด้วยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back
3. วัดการสั่นสะเทือนที่ห้องเกียร์ซึ่งเป็นผลเนื่องจากการสั่นสะเทือนของเฟืองชุดต่าง ๆ ที่ออกแบบเทียบกับชุดเฟืองอ้างอิง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบแนวทางการออกแบบเฟืองที่ประหยัดพลังงานแต่ยังรับภาระได้เท่าเดิมหรือมากกว่า และมีระดับการสั่นสะเทือนน้อยลง

1.5 ปรีทัศน์วรรณกรรม

ในการออกแบบเฟืองเพื่อประหยัดพลังงานซึ่งเป็นจุดประสงค์หลักของงานวิทยานิพนธ์นี้ จำเป็นจะต้องใช้ความรู้พื้นฐานทั้งด้านการออกแบบเฟืองและกำลังสูญเสียของเฟืองประกอบกัน เนื่องจากแนวทางการออกแบบเฟืองโดยวิธีการของ AGMA นั้นได้รับการยอมรับอย่างแพร่หลายแล้ว ดังนั้นในหัวข้อปรีทัศน์วรรณกรรมนี้จึงจะไม่กล่าวถึงงานวิจัยก่อนหน้าเกี่ยวกับการออกแบบเฟืองอีก แต่จะเน้นไปที่งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับกำลังสูญเสียเป็นหลัก

โดยงานวิจัยเรื่องกำลังสูญเสียและเพิ่มประสิทธิภาพในการส่งกำลังของระบบเฟืองเป็นหัวข้อที่มีการศึกษาอย่างแพร่หลาย และมีผลงานตีพิมพ์จำนวนมาก งานวิจัยแบ่งออกได้เป็น 2 กลุ่ม ได้แก่ กลุ่มที่ทำการทดลองเพื่อศึกษาแนวโน้มปัจจัยศึกษาต่าง ๆ ที่มีต่อกำลังสูญเสีย และกลุ่มที่สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสีย ซึ่งงานวิจัยที่ทำการทดลองเพื่อวัดกำลังสูญเสียมียังต่อไป

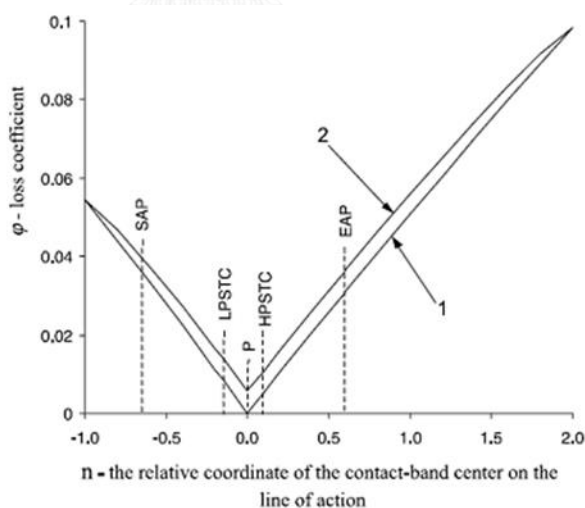
Haizuka และคณะ [3] ได้ทำการทดลองวัดกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานในการส่งกำลังของเฟืองตรง ด้วยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back โดยมีปัจจัยศึกษาได้แก่ โมดูล มุมกด ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น และความสูงของฟัน จากผลการทดลองพบว่าเฟืองที่มีโมดูลขนาดใหญ่จะมีกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลมาก และมุมกด 25° จะมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด ส่วนความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นจะต้องมีค่าที่เหมาะสมเท่านั้นจึงจะทำให้กำลังสูญเสียน้อยได้ นอกจากนี้ Haizuka และคณะ [4] ยังได้ทำการทดลองวัดกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานในกรณีของเฟืองเฉียงด้วย โดยมีปัจจัยศึกษาคือ มุมฮิลิกซ์ อุณหภูมิของฟันเฟือง และความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ซึ่งจากผลการทดลองพบว่า เฟืองที่มีมุมฮิลิกซ์มีค่ามากจะมีกำลังสูญเสียเนื่องจากการแรงเสียดทานมาก และเมื่ออุณหภูมิของฟันเฟืองมีค่าสูง กำลังสูญเสียมักจะมีค่ามากด้วยเช่นกัน

Petry-Johnson และคณะ [5] ได้ทำการทดลองวัดกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลในการส่งกำลังของเฟืองตรง ด้วยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back โดยมีปัจจัยศึกษาได้แก่ โมดูล จำนวนฟัน ความเรียบผิว และชนิดของน้ำมันหล่อลื่น รวมถึงผลจากสภาวะการทำงานต่าง ๆ ได้แก่ ภาระแรงบิดและความเร็วรอบหมุน จากผลการทดลองพบว่า โมดูลและจำนวนฟันมีผลมากต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรง ส่วนความกว้างหน้าฟันไม่มีผลต่อกำลังสูญเสียเลย

Vaidyanathan [6] ได้ทำการทดลองวัดกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง ด้วยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back โดยมีปัจจัยศึกษาได้แก่ โมดูล มุมกด และมุมฮิลิกซ์ ที่ภาระแรงบิดและความเร็วรอบหมุนต่าง ๆ จากผลการทดลองพบว่า กำลังสูญเสียมักจะมีค่ามากขึ้นเมื่อภาระแรงบิดและความเร็วรอบมีค่าสูงขึ้น และเฟืองเฉียงที่มีโมดูลขนาดใหญ่และมุมฮิลิกซ์มีค่ามากจะมีกำลังสูญเสียมาก แต่เฟืองเฉียงที่มีมุมกดมีค่ามากจะมีกำลังสูญเสียน้อย

ถึงแม้ว่างานวิจัยที่มีพื้นฐานจากการทดลองเหล่านี้จะสามารถบอกได้ถึงผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่อกำลังสูญเสีย อย่างไรก็ตามไม่สามารถอธิบายได้ถึงกลไกการเกิดกำลังสูญเสีย และเมื่อพารามิเตอร์หลาย ๆ ตัวมีความแตกต่างจากที่ทดลองไว้ หรือมีการเปลี่ยนแปลงไปแล้วก็อาจจะไม่สามารถประเมินกำลังสูญเสียได้ ดังนั้นจึงมีงานวิจัยอีกกลุ่มหนึ่งที่ศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียโดยสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลัง โดยงานวิจัยในกลุ่มนี้มีดังนี้

Michlin และ Myunster [7] สร้างจำลองประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรงที่เกิดขึ้นจากแรงเสียดทานจากการไถและการกริ่งของหน้าฟันเฟือง โดยศึกษาจากแรงที่ฟันเฟืองขับกระทำต่อฟันเฟืองตาม และคำนวณหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียต่อกำลังขาเข้าที่ตำแหน่งการขบต่าง ๆ ของฟันเฟือง 1 คู่ โดยสมการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียนี้อยู่ในรูปของตัวแปรต่าง ๆ ได้แก่ อัตราทด มุมกด ตำแหน่งการขบ และสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งงานวิจัยนี้ได้กำหนดให้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานคงที่ตลอดช่วงการขบ ภาพที่ 1.1 แสดงตัวอย่างการประเมินอัตราส่วนกำลังสูญเสียในงานของ Michlin และ Mynster โดยกราฟเส้นที่ 1 แสดงผลของกำลังสูญเสียโดยยังไม่รวมผลของแรงเสียดทานที่เกิดจากการกริ่ง แต่กราฟเส้นที่ 2 แสดงผลของกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นโดยคิดผลของแรงเสียดทานที่เกิดจากการกริ่งด้วย จะเห็นได้ว่ากำลังสูญเสียเนื่องจากการกริ่งมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถ ซึ่งกำลังสูญเสียจะมีค่าที่น้อยที่สุดที่จุดพิตซ์และมีค่ามากที่สุดที่จุดเริ่มต้นและจุดสิ้นสุดการขบ



รูปที่ 1.1 กราฟแสดงกำลังสูญเสียที่ตำแหน่งการขบต่าง ๆ [7]

ชนัตต์ และคณะ [8] ได้ปรับปรุงแบบจำลองของ Michlin และ Myunter เพื่อให้สามารถประยุกต์ใช้ในกรณีที่ฟันเฟืองขบกันมากกว่า 1 คู่ได้ โดย ชนัตต์ และคณะ ได้เปรียบเทียบผลการประเมินกำลังเสียดกับผลการทดลองของ Petry-Johnson et al [5] พบว่ามีแนวโน้มสอดคล้องกัน คือ

กำลังสูญเสียจะมีค่ามากเมื่อภาระแรงบิดและความเร็วรอบหมุนมีค่ามาก และเฟืองที่มีโมดูลขนาดใหญ่จะมีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองที่มีโมดูลขนาดเล็ก แม้ว่าแนวโน้มจะสอดคล้องกัน แต่ผลการประเมินยังมีความแตกต่างจากผลการทดลองพอสมควร ซึ่งปัจจัยที่มีผลต่อความแม่นยำในการประเมินของแบบจำลองนี้คือ การเลือกสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งคงที่ตลอดการขับ โดยเลือกใช้ตามงานวิจัยอื่นที่มีมาก่อนหน้า ซึ่งอาจจะไม่สอดคล้องกับเฟืองที่ Petry-Johnson et al ใช้ทดลอง

จากงานวิจัยของ Michlin และ Myunter และงานวิจัยของ ชนัตต์ และคณะ พบว่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีผลต่อความแม่นยำของแบบจำลองอย่างมาก ซึ่งงานวิจัยทั้งสองเลือกใช้สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน เป็นค่าคงที่ซึ่งไม่สอดคล้องกับสภาพจริงซึ่งสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน อาจมีความสัมพันธ์กับตัวแปรอื่น ๆ เช่น ความเรียบผิว ความหนืดน้ำมันหล่อลื่น ความเร็วรอบหมุน และภาระแรงบิดด้วย

Anderson และ Lowenthal [9] ได้ปรับปรุงแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสีย โดยได้ใช้สมการสำเร็จในการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของ Benedict และ Kelly [10] และพิจารณาการแบ่งภาระบนหน้าฟันเฟืองขณะที่เฟืองมีการขับพร้อมกัน 2 คู่ฟันเพิ่มเข้ามาด้วย และได้ใช้แบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียที่สร้างขึ้นศึกษาอิทธิพลของตัวแปรที่มีต่อกำลังสูญเสียรวมที่เกิดขึ้น โดยมีปัจจัยศึกษาคือ อัตราทด ความกว้างหน้าฟัน ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟือง ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น ภาระแรงบิด และความเร็วยรอบหมุน

Terauchi และคณะ [11] สร้างแบบจำลองประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน เพื่อศึกษาผลของการทำผิวสำเร็จและสภาวะการทำงานของเฟืองต่อกำลังสูญเสีย โดยในขั้นแรก Terauchi และคณะ ได้เลือกสมมติให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานคงที่ตลอดช่วงการขับ ซึ่งพบว่าการสมมุตินี้ไม่มีประสิทธิภาพ เนื่องจากไม่สอดคล้องกับความเป็นจริง เนื่องจากสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานมีค่าขึ้นกับแรงและความเร็วไถลที่ผิวฟันระหว่างการขับซึ่งจะเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งการขับ ดังนั้น Terauchi และคณะ จึงมีการปรับมาใช้สมการสำเร็จรูปของ Benedict และ Kelly ในการคำนวณสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเช่นเดียวกับการศึกษาของ Anderson and Lowenthal เพื่อให้การคำนวณกำลังสูญเสียมีความแม่นยำมากขึ้น

Heingartner และ Mba [12] ได้เสนอแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง โดยพัฒนาจากแบบจำลองกำลังสูญเสียในการส่งกำลังของเฟืองตรงของ Anderson และ Lowenthal และแสดงวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียต่าง ๆ ได้แก่ กำลังสูญเสียจากการไถล กำลังสูญเสียจากการกลิ้ง กำลังสูญเสียจากการหมุนปั่นน้ำมัน และกำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ รวมถึงตรวจสอบความแม่นยำของผลการคำนวณกำลังสูญเสียจากแบบจำลองด้วยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ที่ภาระแรงบิดต่าง ๆ ซึ่งจากผลการประเมินและผลจากการทดลองมีแนวโน้

สอดคล้องกัน แต่งานวิจัยนี้ไม่ได้มีการศึกษาผลของรูปร่างของพื้นเฟืองหรือพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟือง และความเร็วยรอบหมุน

Ratanasumawong และคณะ [13] ได้เสนอแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังของเฟืองเฉียง โดยพัฒนามาจากแบบจำลองกำลังสูญเสียของเฟืองตรง ซึ่งจะพิจารณาให้เฟืองเฉียงประกอบขึ้นจากเฟืองตรงซ้อนกันเป็นชั้น ๆ และวางเอียงตามมุมฮิลิกซ์ โดยมีปัจจัยศึกษาได้แก่ โมดูล มุมกด และมุมฮิลิกซ์ และในส่วนของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจะใช้สมการสำเร็จที่มีการเสนอมาก่อนหน้า ได้แก่ สมการของ Benedict และ Kelley [10], Drozdov และ Gavrikov [14], ISO TC60 [15], Misharin [16] และ O'donoghue และ Cameron [17] จากนั้นเปรียบเทียบผลการประเมินกับงานวิจัยของ Vaidyanathan [6] พบการศึกษาพบว่าเฟืองที่มีโมดูลและมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก แต่เฟืองที่มีมุมกดมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย และผลการประเมินจากสมการสำเร็จของ Benedict และ Kelly มีค่าใกล้เคียงที่สุด

ถึงแม้การใช้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากสมการสำเร็จทำให้สามารถคำนวณกำลังสูญเสียได้ง่ายและมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการทดลอง แต่การใช้สมการสำเร็จก็ยังมีข้อจำกัดซึ่งขึ้นกับสภาวะพื้นฐานในการทดลองเพื่อสร้างสมการสำเร็จนั้น ๆ อยู่ จากข้อจำกัดนี้จึงมีการเสนอวิธีการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานขึ้น ได้แก่ วิธีการซึ่งใช้หลักการของ EHL (Elastohydrodynamics Lubricants) ในการประเมินค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน ซึ่งเป็นวิธีการหนึ่งที่ยอมรับในปัจจุบัน ตัวอย่างงานวิจัยในกลุ่มนี้ได้แก่ งานวิจัยของ Xu และคณะ [18, 19]

Xu และคณะ ได้เสนอแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียและประสิทธิภาพทางกลในการส่งกำลังด้วยเฟืองตรงและเฟืองเฉียง โดยวิเคราะห์การสัมผัสกันของพื้นเฟืองระหว่างการขบและหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างการขบ โดยมีแนวทางการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน 3 วิธีด้วยกัน คือ 1. ประยุกต์ใช้สมการสำเร็จที่มีผู้วิจัยอื่นเสนอไว้ 2. สร้างสมการขึ้นใหม่ โดยใช้ชุดทดลองแบบ ball-disk 3. หาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการวิเคราะห์หน้าสัมผัสของพื้นเฟืองด้วยหลักการ EHL Xu และคณะ ได้นำผลการประเมินเปรียบเทียบกับผลการทดลองจากงานวิจัยของ Petry-Johnson et al. พบว่ามีความสอดคล้องกัน และ ปัจจัยที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพในการส่งกำลังอย่างมาก ได้แก่ ความหยาบผิวพื้น อุณหภูมิ ค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น โมดูล มุมกด มุมฮิลิกซ์ และ อัตราส่วนการขบ ส่วนความเร็วยรอบมีผลต่อประสิทธิภาพในการส่งกำลังเพียงเล็กน้อย และความกว้างหน้าฟันไม่มีผลใดต่อประสิทธิภาพในการส่งกำลังเลย

ชาคริต [20] ได้ศึกษากลไกการเกิดกำลังสูญเสียของเฟืองตรง โดยนำเสนอแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อคำนวณกำลังสูญเสีย และทดลองเพื่อเปรียบเทียบผลกับแบบจำลอง ปัจจัยที่ศึกษาได้แก่ โมดูล มุมกด ความกว้างหน้าฟัน ความเร็วยรอบ และภาระแรงบิด ภูวดล [21] ได้ทำการศึกษาในลักษณะเดียวกันกับชาคริตแต่เป็นการศึกษาในกรณีของเฟืองเฉียงและเพิ่มปัจจัยศึกษาอีกหนึ่ง

ปัจจัยได้แก่มุมฮิลิกซ์ โดยกวาดลได้พิจารณาแบบจำลองของเฟืองเฉียงให้มีลักษณะเป็นเฟืองตรงย่อย ๆ ประกอบกันแบบขั้นบันได เพื่อให้สามารถประยุกต์ใช้ในวิเคราะห์กำลังสูญเสียของเฟืองเฉียงจากแบบจำลองของเฟืองตรงได้ ซึ่งผลการศึกษาของชาคริตและกวาดลสามารถสรุปได้ว่า กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลจะมีค่ามากเมื่อโมดูล และมุมฮิลิกซ์มีค่ามาก แต่จะมีค่าน้อยลงเมื่อมุมกดและความกว้างหน้าฟันมีค่ามาก แต่แบบจำลองการประเมินกำลังสูญเสียของกวาดลยังไม่สอดคล้องกับผลการทดลองจริง เนื่องจากกวาดลได้ตั้งสมมติฐานให้มีการขบเป็นการสัมผัสแบบเต็มหน้าฟัน ซึ่งไม่สามารถใช้ได้ในทุกกรณี โดยเฉพาะกรณีที่มีภาระแรงบิดน้อย

เจษฎา [22] ได้ศึกษาเพิ่มเติมจากงานวิจัยของชาคริตและกวาดลโดยเพิ่มจำนวนชุดเฟืองที่ใช้ศึกษาให้มากขึ้น เพื่อให้ทราบถึงผลของปัจจัยต่าง ๆ ได้แก่ มุมกด มุมฮิลิกซ์ และความกว้างหน้าฟัน เนื่องจากผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตดังกล่าวต่อกำลังสูญเสียยังไม่ชัดเจน นอกจากนี้ยังได้ศึกษาผลของพื้นที่หน้าสัมผัสของฟันเฟืองขณะทำการขบด้วยวิธีการทาสีลงบนหน้าฟันเฟือง เพื่อตรวจสอบสถานะการสัมผัสจริงของหน้าฟันเฟือง ทำให้สามารถพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ให้มีความแม่นยำมากขึ้น ผลการทดลองที่ได้พบว่า เฟืองที่มีมุมฮิลิกซ์มากจะมีกำลังสูญเสียมาก ส่วนเฟืองที่มีมุมกดและความกว้างหน้าฟันน้อยจะมีกำลังสูญเสียมาก นอกจากนี้ยังพบว่าการประเมินกำลังสูญเสียจะมีความแม่นยำมากยิ่งขึ้น หากนำผลของการสัมผัสมาใช้ในการพิจารณาด้วย

ณชชา [23] ได้ปรับปรุงแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียของกวาดล โดยเพิ่มปัจจัยของรูปแบบของการกระจายภาระบนหน้าฟันเฟืองเข้าไปในแบบจำลอง ผลที่ได้ทำให้สามารถประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลได้แม่นยำมากยิ่งขึ้น และการคำนวณที่ได้สอดคล้องกับการศึกษาของเจษฎา โดยพบว่า เฟืองที่มีมุมกดและความกว้างหน้าฟันมากจะมีกำลังสูญเสียน้อย และเฟืองที่มีมุมฮิลิกซ์มากจะทำให้เกิดกำลังสูญเสียมาก

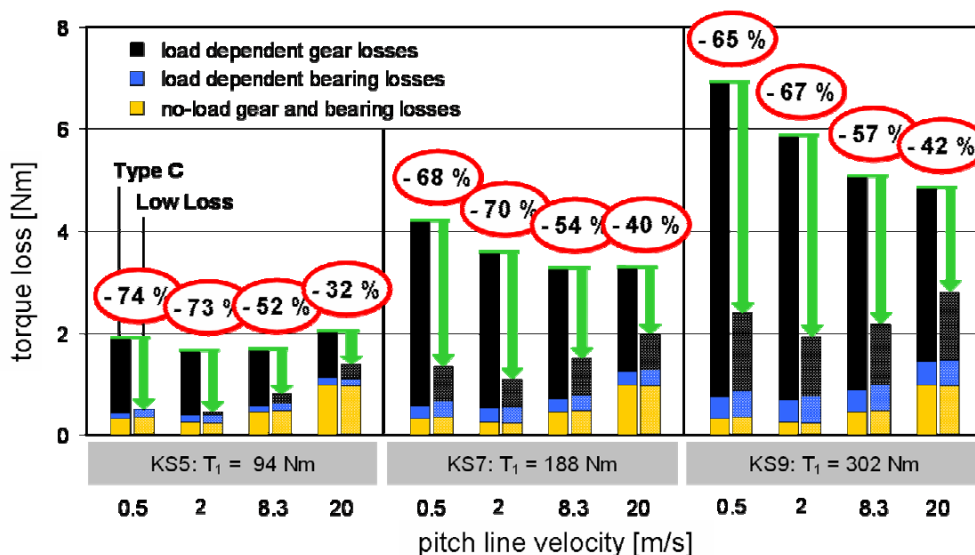
จากงานวิจัยเกี่ยวกับกำลังสูญเสียที่ได้กล่าวมาข้างต้น จะเห็นได้ว่าพารามิเตอร์รูปร่างของเฟืองมีความสัมพันธ์กับกำลังสูญเสียอย่างมาก และข้อมูลดังกล่าวสามารถใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเฟือง เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานได้

งานวิจัยที่ศึกษาแนวทางการเลือกใช้เฟืองและสภาวะการทำงานภายในห้องเฟือง เพื่อให้มีกำลังสูญเสียน้อย ได้แก่ งานวิจัยของ Bernd-Robert Höhn [2] ซึ่งศึกษาโดยการทดลองวัดกำลังสูญเสียระหว่างชุดเฟืองและสภาวะการทำงานต่าง ๆ โดยปัจจัยมีปัจจัยศึกษาได้แก่ ชุดเฟืองสองชุดที่มีพารามิเตอร์แตกต่างกัน โดยชุดเฟืองแรกเป็นชุดเฟืองตรงมาตรฐานและอีกชุดเฟืองหนึ่งเป็นชุดเฟืองเฉียงที่มีออกแบบพารามิเตอร์เพื่อให้มีกำลังสูญเสียน้อยแสดงดังรูปที่ 1.2 ความสูงของระดับน้ำมันในห้องเฟือง และรูปแบบของตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลา ผลการทดลองในส่วนของชุดเฟืองนั้นสามารถสรุปได้ว่า ควรเลือกใช้เฟืองเฉียงที่มีโมดูลขนาดเล็ก มุมกดและความกว้างหน้าฟันมีค่ามาก เพราะจะมีกำลังสูญเสียน้อยกว่า โดยผลการวัดค่ากำลังสูญเสียระหว่างชุดเฟืองตรงอ้างอิงและสภาวะ

ห้องเฟืองเดิม กับชุดเฟืองเฉียงซึ่งมีการปรับเปลี่ยนตลับลูกปืนและลดระดับความสูงของน้ำมันหล่อลื่นในห้องเฟือง แสดงดังรูปที่ 1.3 จะเห็นได้ว่าแนวทางที่ได้เสนอนี้สามารถลดกำลังสูญเสียได้ในทุกสภาวะการทำงาน ซึ่งสามารถลดกำลังสูญเสียได้สูงสุดถึง 74% อย่างไรก็ตามปัจจัยด้านความสามารถในการรับภาระของชุดเฟืองทั้งสองไม่ได้ถูกกล่าวถึงในการศึกษานี้ ทำให้ยังไม่อาจประยุกต์เป็นแนวทางใช้ในการเลือกเฟืองทดแทนได้



รูปที่ 1.2 เฟืองตรงอ้างอิงและเฟืองเฉียงที่มีกำลังสูญเสียน้อยในงานวิจัยของ Bernd-Robert Höhn [2]



รูปที่ 1.3 ผลกำลังสูญเสียของชุดเฟืองตรงอ้างอิงกับชุดเฟืองเฉียงที่มีกำลังสูญเสียน้อยในงานวิจัยของ Bernd-Robert Höhn [2]

สำหรับในการศึกษานี้จะเสนอแนวทางในการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียโดยวิธีการปรับพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตได้แก่ โมดูล มุมกด มุมฮีลิคซ์ และความกว้างหน้าฟัน ซึ่งเฟืองที่ออกแบบใหม่ต้องมีความสามารถในการรับภาระมากกว่าหรือเท่ากับเฟืองตรงมาตรฐานที่ใช้เป็นต้นแบบในการออกแบบและยังมีกำลังสูญเสียลดน้อยลงด้วย โดยกำลังสูญเสียของเฟืองจะถูกประเมินในขั้นตอนการออกแบบด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่มีใช้ในห้องปฏิบัติการ เมื่อได้ชุดเฟืองที่เหมาะสมแล้วจะนำพารามิเตอร์ของเฟืองที่ออกแบบไปผลิตเฟืองจริง เพื่อทำการทดลองวัดกำลังสูญเสีย และเนื่องจากการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟืองไม่เพียงส่งผลต่อกำลังสูญเสียรวม และความสามารถในการรับภาระ เท่านั้น ยังส่งผลกระทบต่อคุณสมบัติด้านการใช้งานของเฟืองด้วยโดยเฉพาะด้านการสันสะเทือนซึ่งมีผลกระทบต่อเครื่องจักรและผู้ใช้งาน ในการศึกษานี้จะศึกษาผลกระทบด้านการสันสะเทือนด้วยว่ามีการเปลี่ยนแปลงจากเฟืองตรงอ้างอิงอย่างไร เพื่อใช้เป็นข้อเสนอแนะสำหรับการนำแนวทางการออกแบบนี้ไปใช้งานต่อไป

จากที่กล่าวมาข้างต้นจะเห็นได้ว่าการศึกษานี้จะเกี่ยวข้องกับความรู้พื้นฐานหลายส่วนอันได้แก่ กำลังสูญเสียในเฟืองตรงและเฟืองเฉียง การออกแบบเฟืองและการสันสะเทือนของคู่เฟือง ความรู้พื้นฐานเหล่านี้ จะกล่าวถึงในบทที่ 2-4 ตามลำดับ หลังจากนั้นในบทที่ 5 จะกล่าวถึง แนวทางการออกแบบเฟืองให้มีกำลังสูญเสียน้อย แต่ยังสามารถรับภาระได้เท่าเดิมหรือมากขึ้นกว่าเดิม ส่วนการตรวจสอบผลการศึกษาด้วยการทดลองจะแสดงในบทที่ 6 ในวิทยานิพนธ์ต่อไป

บทที่ 2

กำลังสูญเสียและการคำนวณหา กำลังสูญเสียในเฟืองตรงและเฟืองเฉียง

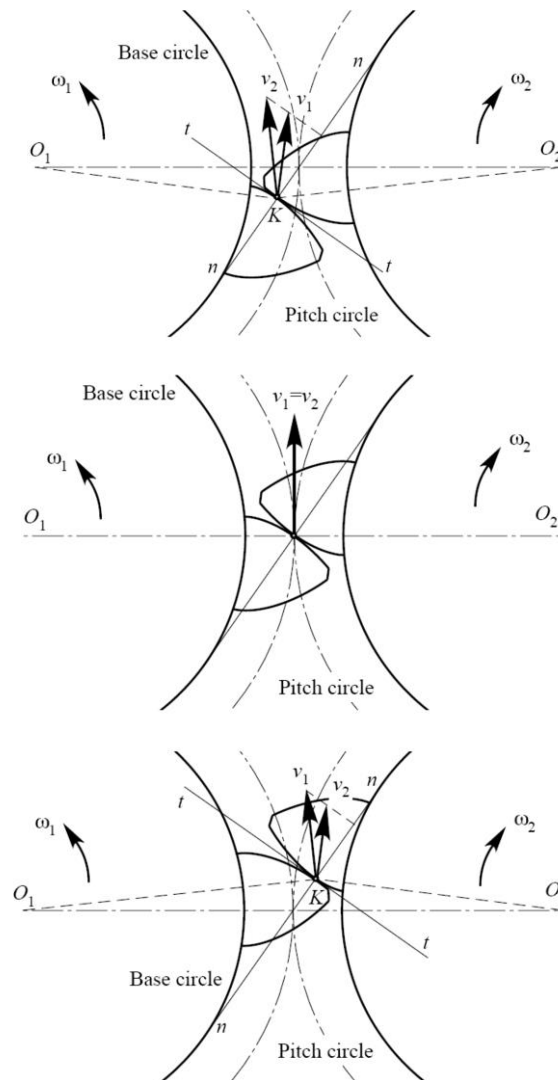
ในบทนี้จะกล่าวถึงกลไกการเกิดและวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล และกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ เพื่อใช้ในประเมินกำลังสูญเสียของเฟืองที่ออกแบบ โดยกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลจะใช้วิธีการที่เสนอโดยณัชชา [23] ส่วนการประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศจะใช้สมการที่เสนอไว้ในเอกสารอ้างอิง [24]

2.1 กลไกการเกิดและวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล

2.1.1 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล

กลไกการเกิดกำลังสูญเสียจากการไถลสามารถอธิบายได้โดยรูปที่ 2.1 จากรูปเฟือง O_1 กำลังขับเฟือง O_2 โดยมี v_1 คือความเร็วสัมผัส ณ จุดสัมผัสบนเฟือง O_1 ซึ่งมีทิศทางตั้งฉากกับเส้นตรงที่ลากจากจุดศูนย์กลาง O_1 ไปยังจุดสัมผัส ส่วน v_2 คือความเร็ว ณ จุดสัมผัสบนเฟือง O_2 ซึ่งมีทิศทางตั้งฉากกับเส้นตรงที่ลากจากจุดศูนย์กลาง O_1 ไปยังจุดสัมผัส จะเห็นว่าจุดที่เฟืองทั้งสองสัมผัสกัน ความเร็วในทิศเส้นแนวแรง (pressure line) ของทั้งเฟืองขับและเฟืองตามจะมีค่าเท่ากันเสมอ เพื่อให้เฟืองขบกันตลอดเวลา แต่ความเร็ว v_1 และ v_2 ในแนวทิศทางการสัมผัส $t-t$ มีค่าไม่เท่ากัน ผลต่างของความเร็วนี้เรียกว่าความเร็วการไถลจากผลของการไถล และแรงเสียดทานระหว่างผิวฟันเฟืองจะส่งผลให้เกิดกำลังสูญเสียจากการไถลนั้น

นอกจากนี้ v_1 และ v_2 ยังเปลี่ยนแปลงตามตำแหน่งของการขบ ในช่วงการขบก่อนถึงจุดพิตช์ v_1 จะมีค่ามากกว่า แต่จะค่อย ๆ ลดลงในขณะ v_2 มีค่าเพิ่มขึ้นจนเท่ากันที่จุดพิตช์ และหลังจากผ่านจุดพิตช์ไป v_2 จะมีค่ามากกว่า ด้วยเหตุที่ความเร็วที่จุดสัมผัสไม่เท่ากันจึงทำให้เกิดการไถลและแรงเสียดทานและกำลังสูญเสียขึ้นเนื่องจากที่ตำแหน่งเริ่มต้นขบ และตำแหน่งสิ้นสุดการขบ ความเร็วการไถลจะมีค่ามาก กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลจึงมีค่ามาก ส่วนที่ตำแหน่งพิตช์ซึ่งความเร็วของเฟืองขับและเฟืองตามเท่ากันนั้นจะไม่มีไถล กำลังสูญเสียที่ตำแหน่งนี้จึงมีค่าเท่ากับศูนย์



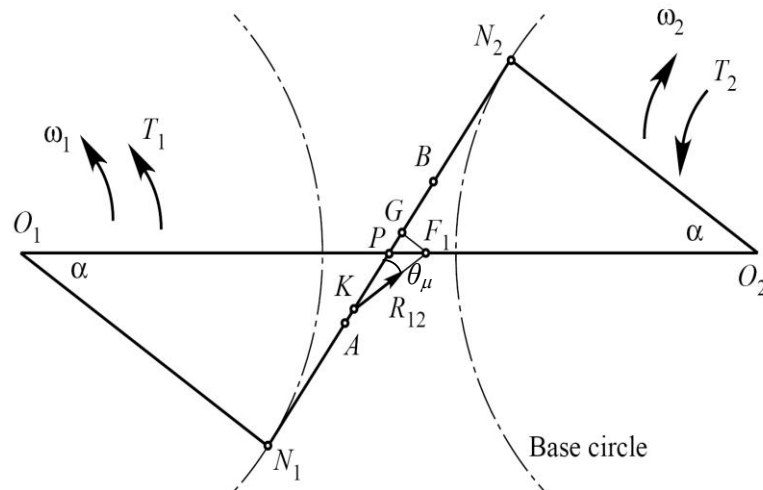
รูปที่ 2.1 กลไกการเกิดกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล

ในการพิจารณากำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลนั้นจะเริ่มพิจารณาจากกำลังสูญเสียในระหว่างการขบของเฟืองตรง 1 คู่ฟันก่อน จากนั้นจะสามารถพิจารณากำลังสูญเสียของเฟืองตรงขณะมีการขบหลายคู่ฟันได้ และลำดับสุดท้ายจะสามารถพิจารณากำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองเฉียงได้ตามลำดับ

2.1.2 การคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลของเฟืองตรง

ชาคริต [20] ภูวดล [21] และณัชชา [23] ได้สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการไถลของคู่เฟืองตรงและเฟืองเฉียง แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ดังกล่าวสามารถ

ประเมินแนวโน้มกำลังสูญเสียเนื่องจากพารามิเตอร์รูปร่างเฟืองต่าง ๆ ได้ถูกต้อง จึงสามารถใช้ผลประเมินกำลังสูญเสียนี้ในการพิจารณาเลือกพารามิเตอร์ในการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียได้ สำหรับในที่นี้จะอธิบายวิธีการหากำลังสูญเสียของฉัซซา [23] ซึ่งดัดแปลงจากวิธีการที่เสนอโดยชาคริตและภูวดล โดยเพิ่มผลของการกระจายภาระบนหน้าฟันเฟืองเข้าไปในการพิจารณาด้วย โดยสังเขปดังนี้



รูปที่ 2.2 แบบจำลองแสดงแรงที่กระทำกับเฟืองตามระหว่งการขบ

รูปที่ 2.2 แสดงการขบกันของเฟืองตรง 1 คู่ฟัน โดยกำหนดให้เฟืองขับ O_1 มีรัศมีวงกลมฐาน O_1N_1 กับเฟืองตาม O_2 มีรัศมีวงกลมฐาน O_2N_2 เฟืองจะเริ่มต้นการขบจากจุด A ซึ่งเป็นจุดที่รากฟันของเฟืองขับเริ่มขบกับปลายฟันของเฟืองตาม จากนั้นจุดสัมผัสเคลื่อนที่ไปตามแนวเส้นแรงกระทำ (line of action) และจะสิ้นสุดการขบที่จุด B ซึ่งเป็นจุดที่ปลายฟันของเฟืองขับสัมผัสกับรากฟันของเฟืองตาม ในขณะที่แสดงในรูปฟันเฟืองสัมผัสกันที่จุด K และมีแรง R_{12} กระทำที่ฟันเฟืองตามโดยฟันเฟืองขับ โดยแรงมีทิศทางชี้ออกจากเส้นแนวแรงกระทำ N_1N_2 ทำมุม θ_μ กับเส้นแนวแรงกระทำ เนื่องจากผลของแรงเสียดทาน อัตราส่วนกำลังสูญเสีย φ หาได้จากความสัมพันธ์ของกำลังเข้า H_1 กำลังออก H_2 และกำลังสูญเสีย H_3 ดังสมการ

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

จากงานวิจัยของชาคริต [20] จะสามารถจัดรูปสมการ (2.1) ให้อยู่ในรูปของรูปร่างทางเรขาคณิตของเฟือง และหากำลังสูญเสียได้ดังนี้

$$\varphi = \frac{-n \cdot \tan \alpha \cdot \mu \cdot (1 + m_w)}{1 - (n + 1) \cdot \tan \alpha \cdot \mu} \quad (2.2)$$

โดย

n คือ เป็นอัตราส่วนแสดงตำแหน่งการขบเทียบกับระยะ $\overline{N_1P}$ แสดงดังสมการ

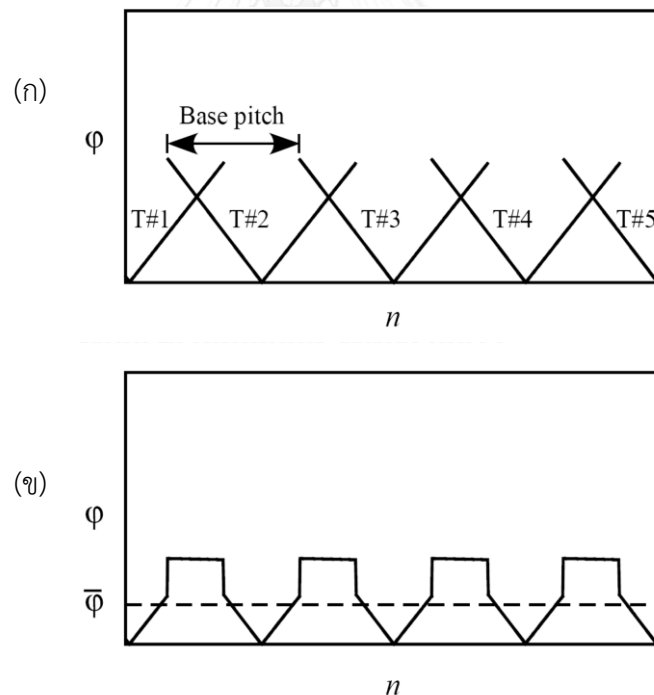
$$n = \frac{\overline{KP}}{\overline{N_1P}} \quad (2.3)$$

m_w คือ อัตราทดแรงบิดของคู่เฟือง

α คือ มุมกด

μ คือ สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

เนื่องจากจากสมการ (2.1) สร้างมาจากการจำลองการขบกันของฟันเฟืองตรงเพียงคู่เดียว แต่ในการใช้งานจริงเฟืองจะมีการขบ 1 และ 2 คู่ฟันสลับกันไปตลอดการขบ ดังนั้นอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจึงจะต้องพิจารณาถึงลำดับการขบที่เวลาต่าง ๆ เพื่อให้สอดคล้องกับกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจริงด้วย



รูปที่ 2.3 (ก) อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของฟันเฟืองแต่ละคู่ตามลำดับการขบที่เวลาต่าง ๆ และ (ข) อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟือง

เมื่อนำกำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟันเฟืองมาเรียงต่อกันตามลำดับการขบดังรูปที่ 2.3 (ก) จะเห็นว่ามีส่วนที่กำลังสูญเสียของฟันเฟืองซ้อนกัน ซึ่งหมายถึงช่วงเวลาที่มียันเฟือง 2 คู่ขบพร้อมกัน และส่วนที่กราฟกำลังสูญเสียที่ไม่ซ้อนทับกันอยู่ ซึ่งหมายถึงช่วงเวลาที่มียันเฟืองขบแค่ฟันเดียว ซึ่งจะ เป็นบริเวณใกล้กับจุดพิทช์ เมื่อนำกำลังสูญเสียของฟันเฟืองที่ขบต่อเนื่องมารวมกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.3 (ข) อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจะแสดงด้วยเส้นทึบ และอัตราส่วนกำลังสูญเสียเฉลี่ยแสดงด้วย เส้นประ

ช่วงที่ฟันขบกันมากกว่า 1 คู่ฟันนั้นจะรวมโดยพิจารณาการถ่วงน้ำหนักตามอัตราการแบ่ง ภาระของคู่ฟันเฟือง ซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมา [23, 25] พบว่าอัตราส่วนการแบ่งภาระจะมีค่าอยู่ ระหว่างร้อยละ 50-50 ถึงร้อยละ 33-67

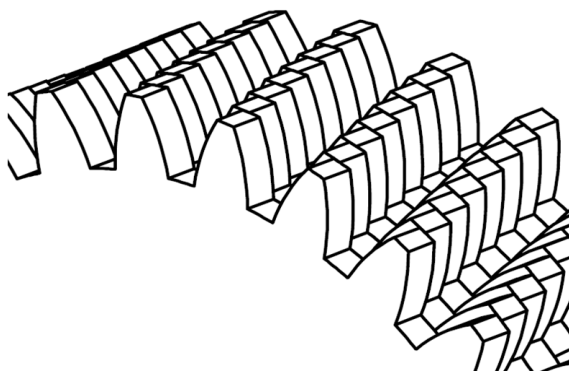
ในการคำนวณอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมขณะที่ฟันเฟือง 2 คู่ขบพร้อมกันสามารถหาได้จาก การนำอัตราส่วนกำลังสูญเสียของฟันเฟืองแต่ละคู่คูณกับตัวถ่วงน้ำหนักของอัตราส่วนการแบ่งภาระ ดังสมการ

$$\varphi_{total} = \varphi_1 LS_1 + \varphi_2 LS_2 \quad (2.4)$$

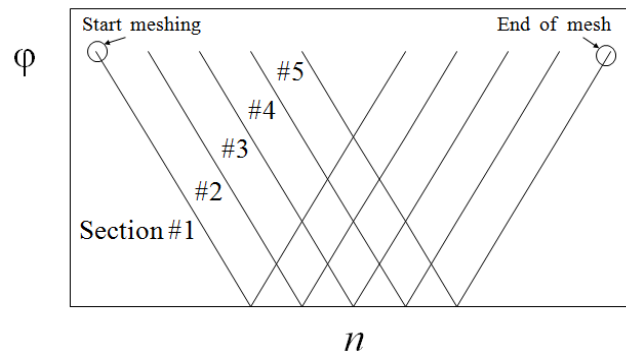
เมื่อ φ_{total} คือ กำลังสูญเสียรวม และ เลขกำกับ 1 และ 2 แสดงถึงเฟืองคู่ที่ 1 และคู่ที่ 2 ตามลำดับ

2.1.3 การคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของเฟืองเฉียง

การคำนวณกำลังสูญเสียจากการไหลของเฟืองเฉียงเริ่มจากกำหนดแบบจำลองของเฟืองเฉียง ประกอบขึ้นจากเฟืองตรงที่นำมาซ้อนกันแบบขั้นบันไดเฉียงทำมุมตามมุมเบสอีลิคส์มีระยะห่าง ระหว่างขั้นเท่า ๆ กัน ดังรูปที่ 2.4 ทำให้การขบกันของเฟืองเฉียง เหมือนกับการขบกันของฟันเฟือง ตรงหลาย ๆ ชั้นพร้อม ๆ กัน จึงสามารถพิจารณากำลังสูญเสียในลักษณะเดียวกันกับเฟืองตรง



รูปที่ 2.4 แบบจำลองเฟืองเฉียง

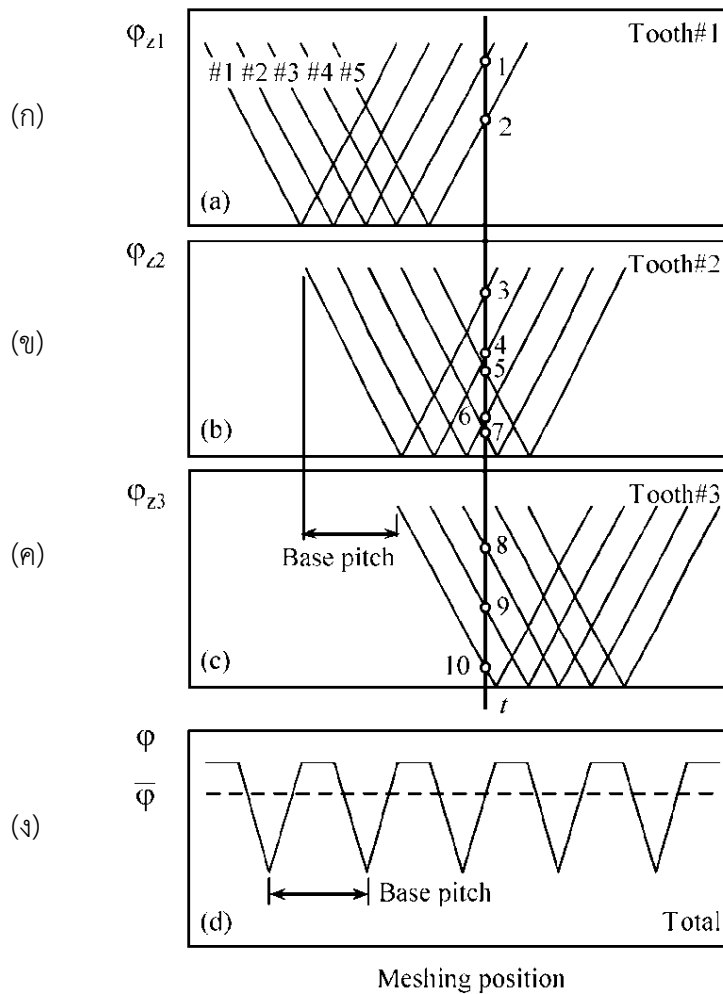


รูปที่ 2.5 ลักษณะกำลังสูญเสียจากการขบของเฟืองเฉียง 1 คู่ฟัน [21]

รูปที่ 2.6 (ก)-(ค) แสดงกำลังสูญเสียของฟันเฟืองเฉียงคู่ที่ 1, 2 และ 3 ตามลำดับ โดยในรูปเฟืองเฉียงแต่ละคู่ถูกจำลองให้ประกอบด้วยเฟืองตรงย่อย ๆ 5 คู่ฟัน อัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียงสามารถหาได้โดยรวมกำลังสูญเสียของเฟืองตรงย่อย ๆ เข้าด้วยกันตามจังหวะการขบ ในรูปที่ 2.6 ที่ตำแหน่งการขบที่แสดงด้วยเส้นในแนวตั้ง มีฟันเฟืองเฉียง 3 คู่ขบพร้อมกัน โดยฟันเฟืองคู่ที่ 1 มีการขบ 2 ฟันย่อย ฟันเฟืองคู่ที่ 2 มีการขบ 5 ฟันย่อย และฟันเฟืองคู่ที่ 3 มีการขบ 3 ฟันย่อย โดยอัตราส่วนกำลังสูญเสียของแต่ละฟันเฟืองย่อยนั้นสามารถหาได้จากสมการ (2.2) เช่นเดียวกับเฟืองตรง เนื่องจากตำแหน่งการขบของฟันเฟืองตรงย่อย ๆ ที่แตกต่างกัน และอัตราส่วนการกระจายภาระบนเส้นสัมผัสของแต่ละเฟืองไม่เท่ากัน การหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมจึงต้องใช้การเฉลี่ยแบบถ่วงน้ำหนักตามสมการ

$$\varphi_{total} = \varphi_1 LS_1 + \varphi_2 LS_2 + \dots + \varphi_n LS_n \quad (2.5)$$

เมื่อเลขกำกับ 1, 2, ..., n แสดงถึงจุดการขบของฟันเฟืองย่อยทั้งหมดที่ขบกับ ณ เวลา t



รูปที่ 2.6 อัตราส่วนกำลังสูญเสียของแต่ละคู่ฟันและอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมของเฟืองเฉียง [21]

2.1.4 ผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล

จากการศึกษาของ ซาคริต [20] ภูวดล [21] เจษฎา [22] และณัชชา [23] จะสามารถสรุปผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลได้ดังตารางที่ 2.1 โดยเมื่อโมดูลมีค่ามากกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลจะมีค่ามากตามไปด้วย แต่เมื่อมุมกดและความกว้างหน้าฟันมีค่ามากขึ้นจะทำให้กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลมีค่าลดลง ส่วนมุมฮิลิกซ์ยังไม่สามารถสรุปเป็นแนวโน้มที่ชัดเจนได้

ตารางที่ 2.1 ผลของกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลเมื่อพารามิเตอร์ต่าง ๆ มีค่าเพิ่มขึ้น

พารามิเตอร์ทางเรขาคณิต	ผลต่อกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหล เมื่อพารามิเตอร์มีค่าเพิ่มขึ้น
โมดูล	เพิ่มขึ้น
มุมกุด	ลดลง
มุมฮีลิคซ์	ยังไม่สามารถระบุได้
ความกว้างหน้าฟัน	ลดลง

2.2 กลไกการเกิดและวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ

กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศของเฟืองนั้นขึ้นกับปัจจัยหลายอย่าง เช่น เส้นผ่านศูนย์กลาง ความกว้างหน้าฟันของเฟือง ความเร็วรอบหมุน รวมไปถึงพื้นที่ว่างของอากาศรอบ ๆ เฟืองและการออกแบบห้องเฟือง กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศเป็นกำลังสูญเสียที่วัดค่าและคำนวณได้ยาก ในกรณีทั่วไปการประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศจะขึ้นกับประสบการณ์ของผู้ออกแบบเฟือง โดยมักจะเริ่มมีนัยสำคัญและนำมาพิจารณาเมื่อเฟืองถูกนำไปใช้งานที่มีความเร็วรอบสูงที่ความเร็วพิตซ์มากกว่า 50 เมตรต่อวินาที

กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศสามารถประมาณได้จากสมการของ Handschuh [24] โดยสมการที่ใช้คำนวณนี้จะถูกจัดอยู่ในรูปของพารามิเตอร์เรขาคณิตของเฟืองกับความเร็วยกกำลังสี่ ทำให้สะดวกในการนำไปใช้งานและศึกษาแนวโน้มของกำลังสูญเสีย โดยกรณีของเฟืองตรงสามารถหาได้จากสมการ

$$P_{windage} = 15 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^3 \left(\frac{D}{100}\right)^4 \left(\frac{5L}{100} + \frac{D}{100}\right) \quad (2.3)$$

และเฟืองเฉียงหาได้จากสมการ

$$P_{windage} = 15 \cdot \left(\frac{N}{1000}\right)^3 \left(\frac{D}{100}\right)^4 \left(\frac{5L}{100} \cdot \frac{R_f}{\sqrt{\tan\beta}} + \frac{D}{100}\right) \quad (2.4)$$

โดย

$P_{windage}$ คือ กำลังสูญเสียจากการหมุนด้านอากาศ (kW)

N คือ ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)

D คือ ความยาวเส้นผ่านศูนย์กลางเฟือง (เมตร)

L คือ ความกว้างหน้าฟัน (เมตร)

β คือ มุมฮิลิกซ์

R_f คือ ตัวประกอบความหยาบผิว (rough surface adjustment factor) ซึ่งขึ้นกับโมดูลตามแนวขวาง (transverse module) และหาค่าได้จากตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง *transverse module* กับค่า R_f

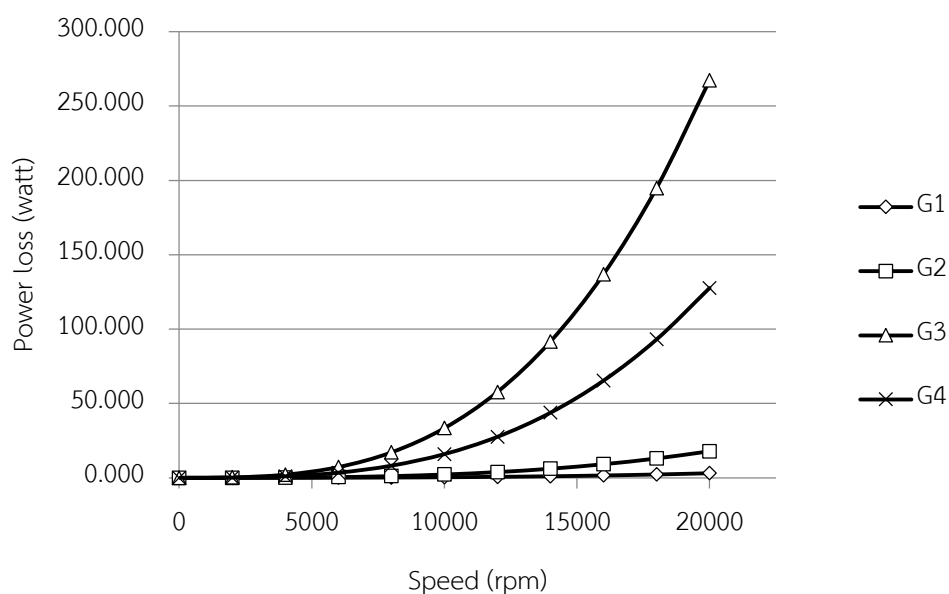
Transverse module (mm)	R_f
6.35	7.2
4.23	6.7
2.54	6.1
1.59	5
1.06	3.8

เพื่อให้ทราบถึงขนาดของกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ ในที่นี้จะยกตัวอย่างการคำนวณสำหรับเฟือง 4 ชุดที่มีพารามิเตอร์แตกต่างกันแสดงดังตารางที่ 2.3 โดยเฟือง G1 และ G2 เป็นเฟืองตรง ส่วนเฟือง G3 และ G4 เป็นเฟืองเฉียง จากนั้นนำพารามิเตอร์ของเฟืองทั้ง 4 ชุดมาคำนวณหากำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศด้วยสมการ (2.3) และ (2.4) ที่ความเร็วรอบ 0 ถึง 20,000 รอบต่อนาที จะได้ผลแสดงดังรูปที่ 2.7

จะเห็นว่าเฟืองตรง G1 และ G2 มีกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศน้อยมาก แม้ว่าความเร็วรอบจะเพิ่มขึ้นแล้วก็ตาม ส่วนเฟืองเฉียง G3 และ G4 มีกำลังสูญเสียมากกว่าเฟืองตรง G1 และ G2 โดยเฟืองเฉียง G3 ที่มีมุมฮิลิกซ์น้อยกว่าเฟืองเฉียง G4 จะมีกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศมากกว่า อย่างไรก็ตามที่ความเร็วรอบหมุนน้อยกว่า 5,000 รอบต่อนาที กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับกำลังสูญเสียประเภทอื่น จึงจะสามารถละทิ้งได้ในการคำนวณกำลังสูญเสียรวม

ตารางที่ 2.3 พารามิเตอร์ของเฟืองสำหรับแสดงตัวอย่างการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ

Gear	Diameter (mm)	Module (mm)	Helix Angle (deg)	Face width (mm)
G1	60	3	0	30
G2	90	3	0	30
G3	90	3	15	30
G4	90	3	30	30



รูปที่ 2.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศกับความเร็รรอบ

2.3 สรุปท้ายบท

กำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลมีสาเหตุมาจากการไหลของเฟืองขับและเฟืองตามในแนวเส้นสัมผัส การประเมินกำลังสูญเสียทำได้โดยสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นจากการขบกันของเฟืองตรง 1 คู่ฟันก่อน จากนั้นจะสามารถหาอัตราส่วนกำลังสูญเสียรวมในการขบกันของฟันเฟืองขณะขบกันหลายคู่ฟันได้ โดยวิธีการเฉลี่ยแบบถ่วงน้ำหนัก สำหรับเฟืองเฉียงจะสามารถสร้างแบบจำลองได้จากการประกอบเฟืองตรงซ้อนกันเป็นชั้น ๆ เฉียงตามมุมเบสฮิลิกซ์ ด้วยวิธีการนี้ก็จะสามารถประยุกต์ใช้แบบจำลองกรณีเฟืองตรงได้เพื่อประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของเฟืองเฉียงได้

กำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลจะมีค่ามากเมื่อโมดูลมีขนาดใหญ่ ความกว้างหน้ามีขนาดเล็ก และมุมกตน้อย ส่วนในกรณีของมุมฮิลิกซ์จะสามารถประเมินแนวโน้มในเบื้องต้นได้เพียงว่า เฟืองเฉียงจะมีกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลมากกว่าเฟืองตรง สำหรับกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศนั้นจะมีค่ามากเมื่อ เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองมีขนาดใหญ่ ความกว้างหน้าฟันมีค่ามาก ทรานซ์เวิร์สโมดูลขนาดเล็กและมุมฮิลิกซ์มีค่าน้อย แต่เนื่องจากในการใช้งานทั่วไปที่มีความเร็วรอบต่ำถึงปานกลาง เช่นภายในรถยนต์ กำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศจะมีค่าน้อยกว่ากำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลมาก ทำให้ในการออกแบบจะพิจารณากำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลเป็นหลัก



บทที่ 3

การออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA

ในบทนี้จะอธิบายวิธีการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของสมาคมผู้ผลิตเฟืองแห่งสหรัฐอเมริกา (AGMA, American Gear Manufacturers Association) ซึ่งเป็นการออกแบบเพื่อให้ได้ฟันเฟืองที่แข็งแรง ไม่เสียหายจากการหักของฟัน และไม่เสียหายที่ผิวฟัน

การออกแบบและหาความสามารถในการรับภาระของเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA จะพิจารณาความเค้น 2 ประเภทได้แก่ ความเค้นดัด (bending stress) ซึ่งสัมพันธ์กับการแตกหักของฟันเฟือง และความเค้นสัมผัส (contact stress) ซึ่งสัมพันธ์กับความเสียหายที่ผิวฟันเฟือง โดยความเค้นทั้ง 2 ชนิดจะขึ้นกับพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟืองที่แตกต่างกันออกไป สำหรับในบทนี้จะอธิบายการออกแบบเฟืองเพื่อให้ความเค้นดัดได้ก่อน แล้วจึงอธิบายถึงการออกแบบเพื่อให้ความเค้นสัมผัสได้ต่อไป

3.1 การออกแบบเฟืองโดยพิจารณาความเค้นดัด

เมื่อกำหนดสภาวะการทำงานอันได้แก่ ภาระ ความเร็วรอบหมุน และรูปร่างของเฟือง ความเค้นดัดที่ใช้ในการออกแบบฟันเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA สามารถคำนวณได้ดังสมการ

$$\sigma = W_t K_O K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (3.1)$$

σ คือ ความเค้นดัด (bending stress)

b คือ ความกว้างหน้าฟัน (face width)

m_t คือ โมดูลตามขวาง (Transverse module)

W_t คือ แรงส่งกำลังในทิศทางสัมผัสกับวงกลมพิตซ์ (Transmitted tangential load)

K_O คือ ตัวประกอบการเพิ่มภาระ (overload factor)

K_v คือ ตัวประกอบความเร็ว (dynamic factor)

K_s คือ ตัวประกอบขนาด (size factor)

K_H คือ ตัวประกอบการกระจายภาระ (load distribution factor)

K_B คือ ตัวประกอบความหนาขอบ (rim-thickness factor)

Y_J คือ ตัวประกอบเรขาคณิตสำหรับความเค้นดัด (geometry factor for bending stress)

โดยแรงที่กระทำบนหน้าฟันเฟือง W_t สามารถหาได้จากสมการ

$$W_t = \frac{T}{R} \quad (3.2)$$

เมื่อ T คือแรงบิดที่ฟันเฟืองได้รับ

และ R คือรัศมีวงกลมพิตซ์ของฟันเฟือง

ตัวประกอบและค่าสัมประสิทธิ์ต่าง ๆ ในสมการ (3.1) สามารถหาค่าได้ดังนี้

1) ตัวประกอบการเพิ่มภาระ (Overload factor) K_o

K_o เป็นตัวประกอบที่ถูกนำมาคำนวณในสมการเพื่อรองรับภาระที่อาจเพิ่มได้มากกว่าการทำงานปกติที่คำนวณไว้ในการออกแบบทั่วไป เนื่องจากในการคำนวณปกติจะพิจารณาในสภาวะการทำงานที่สม่ำเสมอ อย่างไรก็ตามในการทำงานจริงความไม่สม่ำเสมออาจเกิดขึ้นทั้งจากลักษณะของการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรหรือแหล่งต้นกำลัง ดังนั้นจึงต้องเพิ่มตัวประกอบ K_o เข้าในสมการด้วย โดย K_o จะมีค่าอยู่ระหว่าง 1.00 ถึง 2.75 และสามารถหาค่าได้จากตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 การเลือก K_o ตามลักษณะของเครื่องจักรและแหล่งต้นกำลัง

แหล่งต้นกำลัง	เครื่องจักร			
	สม่ำเสมอ	มีการกระแทกเล็กน้อย	มีการกระแทกปานกลาง	มีการกระแทกสูง
สม่ำเสมอ	1.00	1.25	1.50	1.75
มีการกระแทกเล็กน้อย	1.20	1.40	1.75	2.25
มีการกระแทกปานกลาง	1.30	1.70	2.00	2.75

2) ตัวประกอบความเร็ว (Dynamic factor) K_v

K_v เป็นตัวประกอบที่ถูกนำมาคำนวณในสมการ เพื่อชดเชยการรับภาระของเฟืองที่จะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วพิตซ์มีค่าสูงขึ้น โดยจะสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (3.3)$$

โดย V คือความเร็วพิตช์ (m/s)

และค่า A และ B สามารถหาได้จาก สมการ

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (3.4)$$

และ
$$B = 0.25(12 - Q_v)^2 \quad (3.5)$$

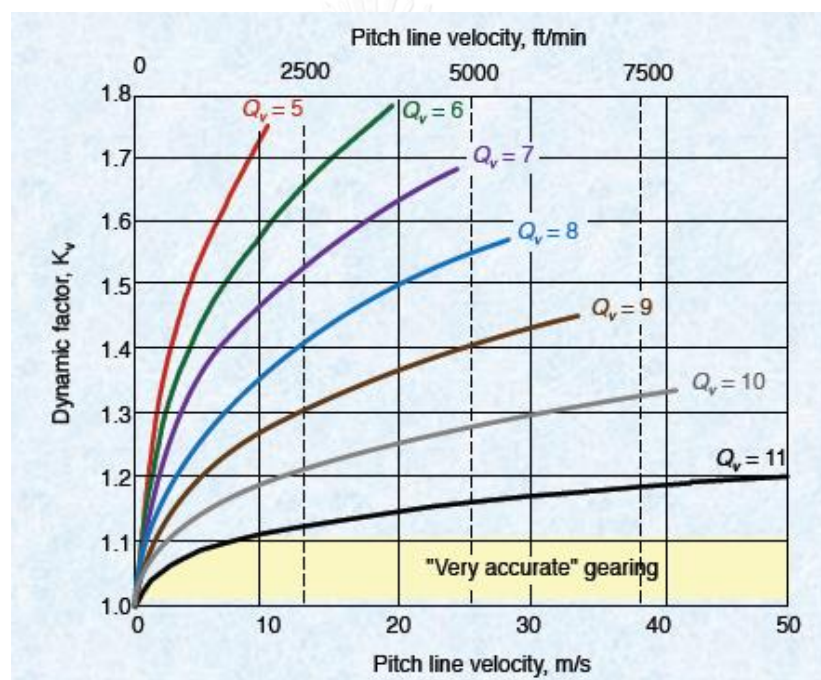
โดย Q_v คือ ตัวเลขแสดงระดับควบคุมคุณภาพ (quality-control number) ซึ่งกำหนดโดย AGMA ให้มีค่าเป็นจำนวนเต็มมีค่าอยู่ขึ้นกับคุณภาพของเฟือง โดยเฟืองที่ใช้กันโดยทั่วไปสามารถแบ่งเป็นกลุ่มได้ 2 ระดับคือ ระดับมาตรฐานที่มีขายทั่วไป (most commercial quality gears) จะมีค่าอยู่ในช่วง 3 ถึง 7 และระดับแม่นยำ (precision quality gears) จะมีค่าตั้งแต่ 8 ขึ้นไป และในบางครั้งการกำหนดค่า Q_v เพื่อการคำนวณจะกำหนดค่าตามลักษณะของเครื่องจักรดังตารางที่ 3.2 หรือกำหนดค่าตามความเร็วพิตช์ดังตารางที่ 3.3 และด้วยหลักการคำนวณข้างต้นทำให้สามารถเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง K_v และ Q_v ได้ดังรูปที่ 3.1

ตารางที่ 3.2 การเลือกค่า Q_v ตามลักษณะการทำงาน [1]

Application	Quality-control index, Q_v
Cement mixer drum driver	3-5
Cement kiln	5-6
Steel mill drives	5-7
Corn pickers	5-7
Punch press	5-7
Mining conveyor	5-7
Clothes washing machine	8-10
Printing press	9-11
Automotive transmission	10-11
Marine propulsion drive	10-12
Aircraft engine drive	10-13
Gyroscope	12-14

ตารางที่ 3.3 การเลือกค่า Q_v ตามความเร็วพิตช์ [1]

Pitch velocity		Quality index, Q_v
ft/min	m/s	
0-800	0-4	6-8
800-2000	4-10	8-10
2000-4000	10-20	10-12
>4000	>20	12-14



รูปที่ 3.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง K_v และความเร็วพิตช์ที่ค่า Q_v ต่าง ๆ [1]

3) ตัวประกอบขนาด (Size Factor) K_s

K_s จะขึ้นกับคุณสมบัติหลายอย่างของเฟือง เช่น ขนาดฟันเฟือง (Tooth size) ความกว้างหน้าฟัน (Face width) ความแข็งของผิวเฟือง (Harden ability) และ กระบวนการทางความร้อน (Heat treatment) เป็นต้น แต่เพื่อความสะดวกในการคำนวณ เอกสารอ้างอิง [1] แนะนำให้เลือกค่า K_s ตามขนาดของโมดูลเพียงอย่างเดียว โดยสามารถหาค่าได้จากตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.4 การเลือก K_s ตามขนาดของโมดูล [1]

Diametral pitch (in.-1)	Module (mm)	K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

4) ตัวประกอบการกระจายภาระ (Load-distribution factor) K_H

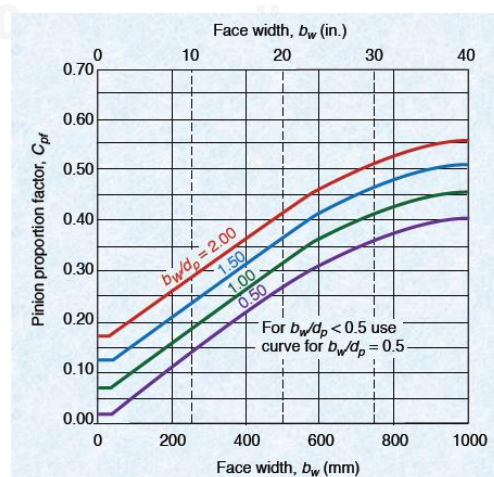
K_H เป็นตัวประกอบที่ถูกนำมาคำนวณในสมการเพื่อรองรับแรงที่กระจายไม่สม่ำเสมอบนเส้นสัมผัส (Length of contact) K_H สามารถหาได้จากสมการ

$$K_H = 1.0 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (3.6)$$

โดยค่า C ต่าง ๆ สามารถกำหนดหรือคำนวณหาได้ดังนี้

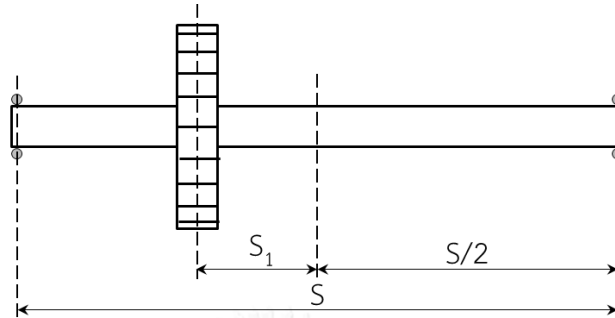
C_{mc} คือ ค่าปรับแก้สำหรับเฟืองที่มีการกระจายภาระไม่สม่ำเสมอในแนวแกนเพลลา (Lead correction factor) เนื่องจากการตัดแปรงรูปร่างฟันเฟือง โดย C_{mc} จะมีค่าเท่ากับ 0.8 เมื่อเฟืองที่ออกแบบมีการทำ Crowning และมีค่าเท่า 1.0 เมื่อเฟืองไม่มีทำ Crowning

C_{pf} คือ ค่าปรับแก้ของสัดส่วนของพิเนียน (Pinion proportion factor) C_{pf} สามารถหาค่าได้จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความกว้างหน้าฟัน b_w และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_p กับค่า C_{pf} ในรูปที่ 3.2



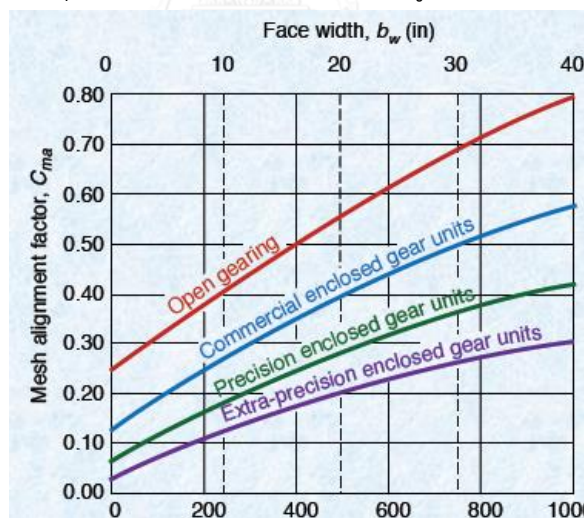
รูปที่ 3.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความกว้างหน้าฟันกับค่า C_{pf} [1]

C_{pm} คือ ตัวดัดแปลงสัดส่วนของพินเนียน (Pinion proportion modifier) C_{pm} ถูกคำนวณในกรณีที่ตำแหน่งของเฟืองเยื้องจากจุดกึ่งกลางระหว่างแบร์ริงที่รอบรับทั้งสองมากเกินไป จากรูปที่ 3.3 ถ้า S_1/S มีค่าน้อยกว่า 0.175 จะถือว่ายังอยู่ใกล้เคียงจุดกึ่งกลาง C_{pm} จะมีค่าเท่ากับ 1.0 แต่หาก S_1/S มีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ 0.175 จะใช้ค่า C_{pm} เท่ากับ 1.1 ในการคำนวณ



รูปที่ 3.3 แผนภาพแสดงระยะ S_1 และ S

C_{ma} คือ ตัวประกอบความแม่นยำของการขบของฟันเฟือง (mesh alignment factor) ค่า C_{ma} หาได้จากรูปที่ 3.4 โดยค่านี้จะขึ้นกับการประกอบเฟืองเพื่อใช้งานโดย C_{ma} จะมีค่ามากเมื่อชุดเฟืองเป็นแบบเปิด และจะมีค่าน้อยในชุดเฟืองแบบปิดที่มีความแม่นยำสูง



รูปที่ 3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ความกว้างหน้าฟันกับค่า C_{ma} [1]

C_e คือ ตัวประกอบค่าปรับแก้ความแม่นยำของการขบของฟันเฟือง (mesh alignment correction factor) สำหรับเฟืองทั่วไปค่า C_e จะมีค่าเท่ากับ 1.0 แต่สำหรับเฟืองที่มีการปรับแต่งฟันเฟืองโดยการเจียรระโนผิว จะกำหนดค่า C_e ให้มีค่าเท่ากับ 0.8

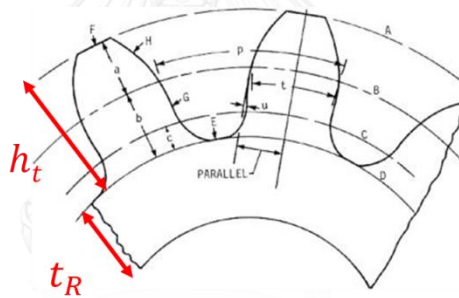
5) ตัวประกอบความหนาขอบ (Rim-thickness factor) K_B

K_B เป็นตัวประกอบที่ถูกนำมาคำนวณ เนื่องจากความแข็งแรงของการตัดซึ่งมีความสัมพันธ์อย่างมากกับความหนาขอบของทรงกระบอกเฟือง ค่า K_B สามารถหาค่าได้จากสมการ

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_B} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (3.7)$$

โดย m_B (back-up ratio) เป็นสัดส่วนของความหนาของความหนาขอบเฟือง (Rim thickness below the tooth) ต่อความสูงของฟันเฟือง (the whole tooth depth) ดังรูปที่ 3.5 และแสดงได้ดังสมการ

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (3.8)$$



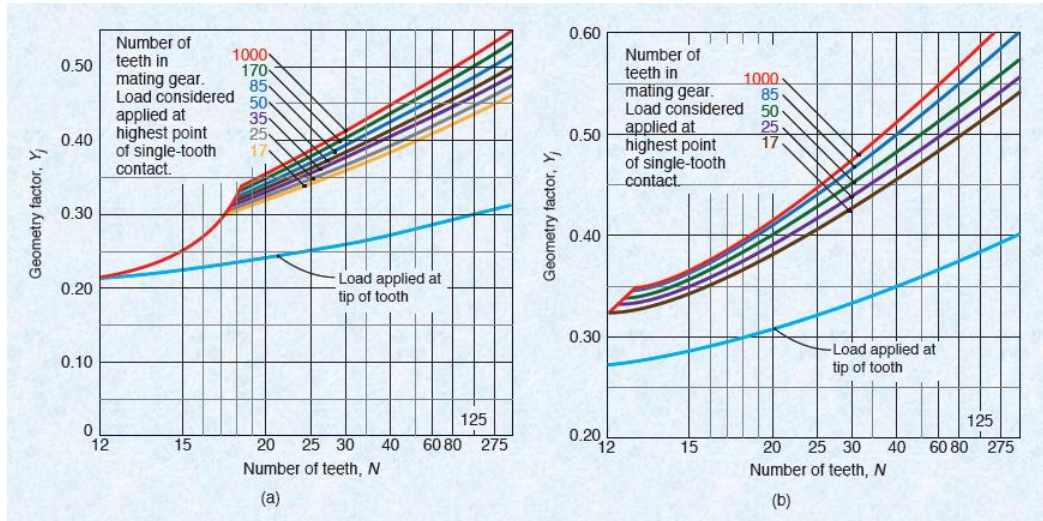
รูปที่ 3.5 แผนภาพแสดงระยะ h_t และ t_R

6) ตัวประกอบเรขาคณิตสำหรับความเค้นดัด (Geometry factor for bending stress)

Y_J

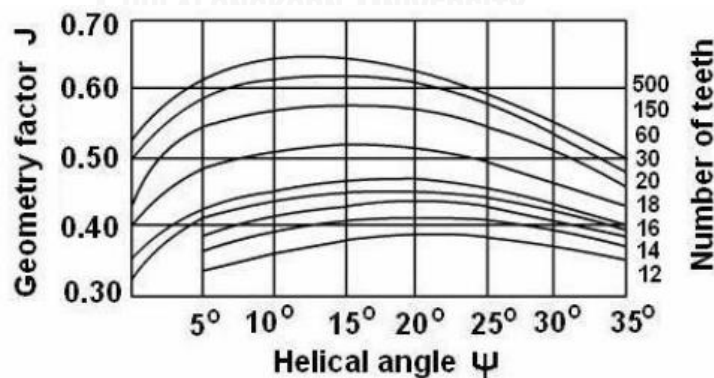
Y_J เป็นตัวประกอบที่ขึ้นกับพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟืองได้แก่ มุมกด จำนวนฟันของเฟืองที่ออกแบบ และจำนวนฟันของเฟืองคู่ขบ ค่า Y_J สามารถอ่านได้จากกราฟดังรูปที่ 3.6 โดยในการออกแบบนั้นจะสามารถออกแบบได้ 2 ลักษณะแบ่งตามวิธีการประมาณภาระที่กระทำบนหน้าฟันเฟือง ได้แก่ พิจารณาให้ภาระกระทำที่จุดสูงสุดการขบ 1 คู่ฟัน และพิจารณาให้ภาระกระทำที่ปลายฟัน ซึ่งในการศึกษานี้จะใช้การพิจารณาภาระที่จุดสูงสุดของการขบ 1 คู่ฟันในการออกแบบ เนื่องจากกรณีให้ภาระที่ปลายฟันเป็นกรณีที่ไม่เกิดขึ้นจริงเพราะขณะที่ฟันคู่หนึ่งขบที่ปลายฟัน ฟันอีกคู่หนึ่งจะขบส่งกำลังที่ตำแหน่งอื่นทำให้แรงที่กระทำลดน้อยลง การออกแบบโดยพิจารณาให้ภาระกระทำที่ปลายฟันจึงเป็นการออกแบบที่มีความปลอดภัยสูงเกินความจำเป็นทำให้ฟันเฟืองที่ออกแบบโดยกรณีนี้จะมีความสามารถในการรับภาระน้อยเกินจริง

สำหรับเฟืองตรง ค่า Y_f จะสามารถอ่านค่าได้จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Y_f กับจำนวนฟันที่จำนวนฟันของเฟืองคู่ขบต่าง ๆ โดยตรง โดยในรูปที่ 3.6 (a) แสดงค่า Y_f สำหรับเฟืองตรงที่มีมุมกด 20 องศา ส่วนรูปที่ 3.6 (b) แสดงค่า Y_f สำหรับเฟืองตรงที่มีมุมกด 25 องศา

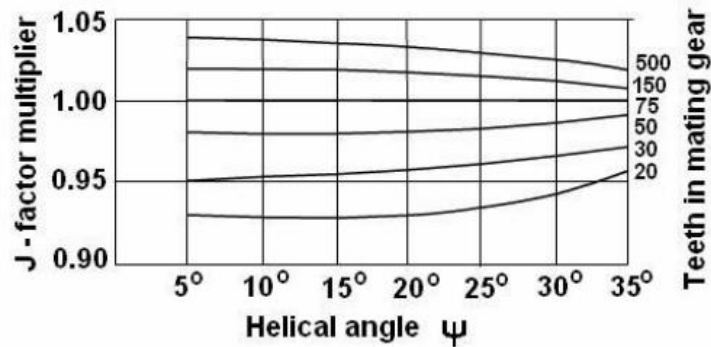


รูปที่ 3.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนฟันกับค่า Y_f ของเฟืองตรงที่มีมุมกด 20° และ 25° องศา [1]

สำหรับเฟืองเฉียงจะต้องอ่านค่า Y_f จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า J และมุมฮิลิกซ์ ที่จำนวนฟันต่าง ๆ ดังรูปที่ 3.7 จากนั้นจึงอ่านค่า J -Multiplier ในรูปที่ 3.8 แล้วจึงนำค่า J และ J -Multiplier มาคูณกันจึงจะได้ค่า Y_f ของเฟืองเฉียง



รูปที่ 3.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมฮิลิกซ์กับค่า J [1]



รูปที่ 3.8 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมฮีลิคัลกับค่า Y_J' -Multiplier [1]

3.2 การออกแบบเฟืองโดยพิจารณาความเค้นสัมผัส

ที่กล่าวไปข้างต้นเป็นการคำนวณค่าความเค้นดัดที่ฟันเฟือง ซึ่งสัมพันธ์กับการแตกหักที่รากฟันเฟือง อย่างไรก็ตามในการทำงาน ฟันเฟืองอาจเกิดความเสียหายจากความเค้นสัมผัสได้เช่นกัน โดยความเค้นสัมผัส (contact stress) หรือ pitting resistant, σ_c สามารถหาได้จากสมการ

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_O K_v K_s \frac{K_H Z_R}{b d_{\omega l} Z_I}} \quad (3.9)$$

ในสมการคำนวณความเค้นสัมผัส มีตัวประกอบและค่าสัมประสิทธิ์บางส่วนที่เป็นตัวแปรเดียวกับสมการในการคำนวณกรณีของความเค้นดัด พารามิเตอร์เหล่านี้จะมีวิธีการคำนวณแบบเดียวกันจึงจะละไม่อธิบายซ้ำในหัวข้อนี้ ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงตัวประกอบและค่าสัมประสิทธิ์ที่เพิ่มเติมและใช้สำหรับการคำนวณความเค้นสัมผัสเท่านั้น ได้แก่

$d_{\omega l}$ คือ เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิตซ์ของพินเนียน (pitch diameter of the pinion)

Z_E คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่น (elastic coefficient)

Z_R คือ ตัวประกอบเงื่อนไขผิวสำหรับความต้านทานการแตกหักที่ผิวฟัน
(surface condition factor for pitting resistance)

Z_I คือ ตัวประกอบเรขาคณิตสำหรับความต้านทานการแตกหักที่ผิวฟัน
(geometry factor for pitting resistance)

ซึ่งตัวประกอบและค่าสัมประสิทธิ์ดังกล่าวมีความหมายและวิธีการคำนวณดังนี้

1) ค่าสัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่น (elastic coefficient) Z_E

Z_E คือ สัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่นซึ่งสามารถคำนวณได้โดยตรงจากค่ามอดูลัสของยังของวัสดุ หรือสามารถใช้ค่า Z_E จากตารางที่ 3.5 ซึ่งเป็นค่าสำเร็จจากการคำนวณตามคุณสมบัติของวัสดุที่ถูกลำนำมาใช้บ่อยในการผลิตเฟือง

ตารางที่ 3.5 การเลือกค่า Z_E จากวัสดุของเฟืองและพิเนียน [1]

Pinion Material	Young's Modulus psi (MPa)	Gear material					
		Steel	Malleable Iron	Nodular Iron	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
Steel	30×10^6 (2×10^9)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Malleable Iron	25×10^6 (1.7×10^{11})	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Nodular Iron	24×10^6 (17×10^{11})	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Cast Iron	22×10^6 (1.5×10^{11})	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Aluminum Bronze	17.5×10^6 (12×10^{11})	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Tin Bronze	16×10^6 (1.1×10^{11})	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

2) ตัวประกอบเงื่อนไขผิวสำหรับความต้านทานการแตกหักที่ผิวฟัน (surface condition factor for pitting resistance) Z_R

Z_R จะมีค่าขึ้นกับการทำผิวฟันเฟืองเช่น cutting, shaving, lapping, grinding, shotpeening เป็นต้น นอกจากนี้ยังมีค่าขึ้นกับ residual stress และ plastic effects อีกด้วย สำหรับในกรณีทั่วไปจะให้ค่า Z_R มีค่าเท่ากับ 1

3) ตัวประกอบเรขาคณิตสำหรับความต้านทานการแตกหักที่ผิวฟัน (geometry factor for pitting resistance) Z_I

Z_I สามารถหาค่าได้จากสมการ

$$Z_I = \frac{\cos(\alpha) \cdot \sin(\alpha)}{2m_N} \cdot \frac{k}{k+1} \quad (3.10)$$

เมื่อ α คือมุมกด, k คืออัตราทด และ m_N คือ load sharing ratio ซึ่งสำหรับเฟืองตรง m_N จะมีค่าเท่ากับ 1 แต่สำหรับเฟืองเฉียงจะสามารถหาค่าได้ดังสมการ

$$m_N = \frac{p_N}{0.95Z} \quad (3.11)$$

โดย
$$p_N = \pi m \cdot \cos(\alpha_n) \quad (3.12)$$

เมื่อ α_n คือ มุมกดในแนวตั้งฉากกับหน้าฟันของเฟืองเฉียง (normal pressure angle)

$$\text{และ } Z = \sqrt{\left(r_G + 1/d_p\right)^2 - (r_b)_G^2} + \sqrt{\left(r_P + 1/d_p\right)^2 - (r_b)_P^2} - (r_G + r_P)\sin(\alpha) \quad (3.13)$$

เมื่อ
$$(r_b)_G = r_G \sin(\alpha) \quad (3.14)$$

โดยตัวอักษรกำกับ G หมายถึง เฟือง, P หมายถึง พิเนียน และ b หมายถึง เบส

จะเห็นได้ว่า Z_I มีค่าแปรผันกับรูปร่างลักษณะต่าง ๆ ของฟันเฟือง ได้แก่ มุมกด มุมฮิลิกซ์ โมดูล และขนาดรัศมีวงกลมพิตซ์ของเฟือง

ในการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA ยังมีตัวประกอบความปลอดภัยในด้านต่าง ๆ ที่นิยมคำนวณเพิ่มเข้าไปในสมการ เพื่อให้เหมาะสมกับสภาพการทำงานนั้น ๆ มากยิ่งขึ้นได้แก่ ตัวประกอบจำนวนรอบ (load cycle factor, Y_N), ตัวประกอบอุณหภูมิ (temperature factor, Y_θ) และ ตัวประกอบความน่าเชื่อถือ (reliable factor, Y_Z) ซึ่งเมื่อนำตัวประกอบดังกล่าวรวมเข้ากับสมการ (3.1) แล้ว จะสามารถเขียนสมการสำหรับความเค้นดัดได้เป็น

$$\sigma = W_t K_O K_v K_s \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_j} \cdot \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z} \quad (3.15)$$

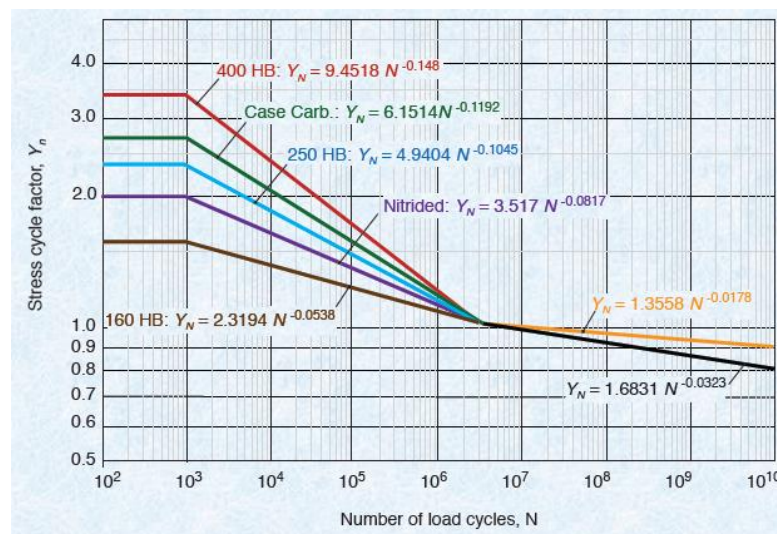
และเมื่อรวมกับสมการ (3.9) จะได้เขียนสมการสำหรับคำนวณหาความเค้นสัมผัสได้ดังสมการ

$$\sigma_c = Z_E \sqrt{W_t K_O K_v K_s \frac{K_H}{b d_{\omega l}} \frac{Z_R}{Z_I} \cdot \frac{Y_N}{Y_\theta Y_Z}} \quad (3.16)$$

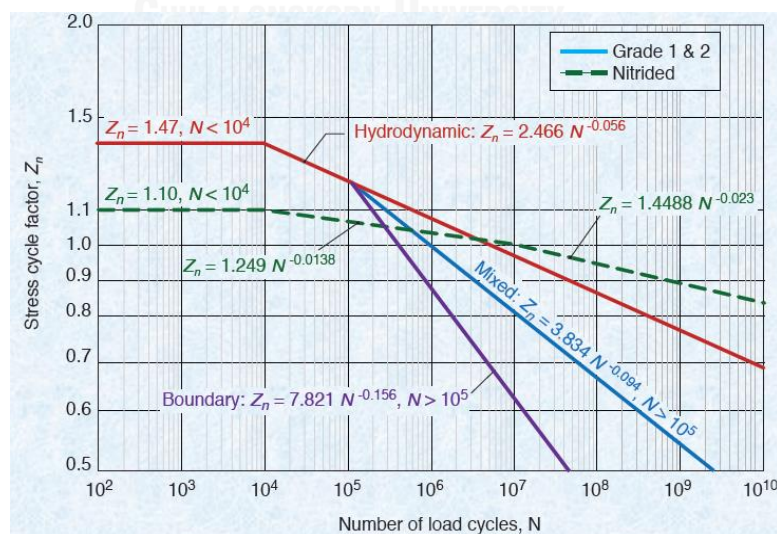
โดย Y_N , Y_θ และ Y_Z มีความหมายและวิธีการคำนวณดังต่อไปนี้

1) ตัวประกอบจำนวนรอบ (Load cycle factor) Y_N

Y_N ถูกนำมาคำนวณเพื่อให้เกิดความเหมาะสมกับจำนวนรอบที่จะนำไปใช้งาน เนื่องจากการใช้งานในระยะยาวอาจทำให้เฟืองเสียหายเนื่องจากความล้าได้ ดังนั้นการออกแบบเฟืองที่ต้องการอายุการใช้งานมากย่อมไม่สามารถรับภาระแรงบิดได้มาก ในกรณีทั่วไปจะออกแบบเฟืองที่มีอายุการใช้งาน 10^7 รอบ ซึ่งจะมีค่า Y_N เท่ากับ 1.0 ค่า Y_N สามารถหาได้จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนรอบกับค่า Y_N ที่วัสดุต่าง ๆ รูปที่ 3.9 แสดงค่า Y_N สำหรับความเค้นดัด ส่วนรูปที่ 3.10 แสดงค่าสำหรับความเค้นสัมผัส



รูปที่ 3.9 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนรอบกับค่า Y_N วัสดุต่าง ๆ [1]



รูปที่ 3.10 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนรอบกับค่า Z_N วัสดุต่าง ๆ [1]

2) ตัวประกอบอุณหภูมิ (Temperature factor) Y_θ

ในการใช้งานทั่วไปที่อุณหภูมิต่ำกว่า 120 องศาเซลเซียส ค่า Y_θ จะถูกกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 1.0 และปรับเพิ่มขึ้นตามความเหมาะสมเมื่ออุณหภูมิของสภาวะการทำงานมีค่าสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตามในเอกสารอ้างอิงเลขที่ [1] ได้แนะนำว่าอุณหภูมิที่เหมาะสมกับการทำงานควรต่ำกว่า 120 องศาเซลเซียส

3) ตัวประกอบความน่าเชื่อถือ (Reliability factor) Y_Z

Y_Z ถูกนำมาคำนวณเนื่องจากผลทางสถิติเกี่ยวกับการเสียหายของฟันเฟืองเนื่องจากความล้า โดยในการออกแบบทั่วไปจะนิยมใช้ค่าความน่าเชื่อถือที่ร้อยละ 0.99 ซึ่งจะให้ค่า Y_Z เท่ากับ 1.0 และสามารถปรับเพิ่มหรือลดได้ตามความเหมาะสมของการออกแบบดังตารางที่ 3.6

ตารางที่ 3.6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความน่าเชื่อถือ (Reliability) กับค่า Y_Z [1]

ค่าความน่าเชื่อถือ	Y_Z
0.9999	1.50
0.999	1.25
0.99	1.00
0.90	0.85
0.50	0.70

นอกจากนี้หนังสือในเอกสารอ้างอิง [1] ได้กล่าวถึงความสามารถในการรับภาระความเค้นดัด (allowable bending stress, σ) และความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัส (allowable contact stress, σ_c) ว่ามีความสัมพันธ์แบบเชิงเส้นกับความแข็งบริเนลล์ (Brinell hardness) ของผิวฟันเฟือง ซึ่งสามารถเขียนอยู่ในรูปสมการเส้นตรงได้โดยเพื่อคุณภาพการผลิตต่ำถึงปานกลางจะคำนวณด้วยสมการ

$$\sigma = 0.533H_B + 88.3 \text{ MPa} \quad (3.17)$$

และ

$$\sigma_c = 2.22H_B + 200 \text{ MPa} \quad (3.18)$$

ส่วนเฟืองที่มีคุณภาพการผลิตสูงจะคำนวณด้วยสมการ

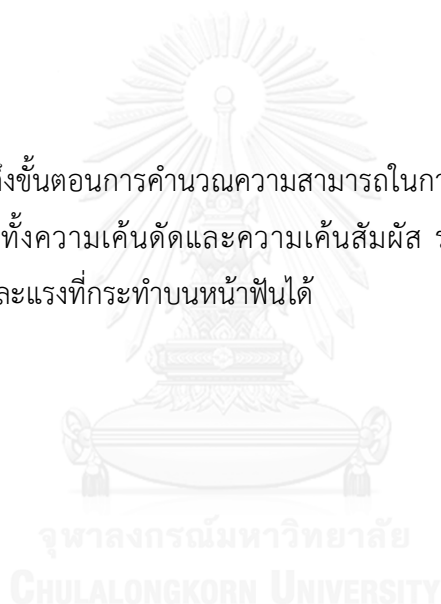
$$\sigma = 0.703H_B + 113 \text{ MPa} \quad (3.19)$$

และ
$$\sigma_c = 2.41H_B + 237 \text{ MPa} \quad (3.20)$$

หากทราบสมบัติของวัสดุและค่าความแข็งบริเนลล์แล้ว จะสามารถหาค่าความเค้นที่วัสดุใช้ทำเฟืองสามารถรับภาระความเค้นดัดและความเค้นสัมผัสได้ และเมื่อเปรียบเทียบสมการ (3.19) และ (3.20) กับสมการ (3.15) และ (3.16) จะสามารถประเมินแรงบิดสูงสุด T และแรงที่กระทำบนหน้าฟันเฟือง W_t ได้

3.3 สรุปท้ายบท

ในบทนี้ได้อธิบายถึงขั้นตอนการคำนวณความสามารถในการรับภาระของเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA ซึ่งพิจารณาทั้งความเค้นดัดและความเค้นสัมผัส รวมถึงวิธีการจัดรูปสมการเพื่อใช้ประเมินค่าแรงบิดสูงสุดและแรงที่กระทำบนหน้าฟันได้



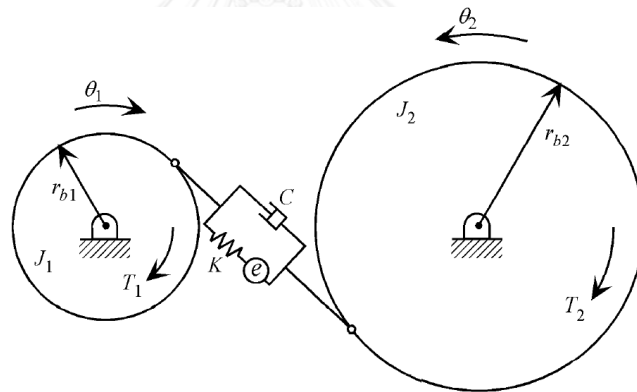
บทที่ 4

กลไกการเกิดการสั่นสะเทือนของเฟืองและผลกระทบในการใช้งาน

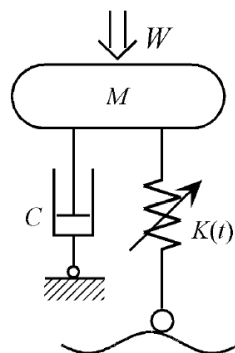
ในบทนี้จะกล่าวถึงกลไกการเกิดการสั่นสะเทือนเนื่องจากการกระตุ้นจากสาเหตุต่าง ๆ โดยจะอธิบายด้วยแบบจำลอง สาเหตุที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้นนั้น มาจากการเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็งของฟันเฟือง (meshing stiffness) และความคลาดเคลื่อนของรูปร่างเฟืองแบบต่าง ๆ จะทำให้การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นแตกต่างกัน นอกจากนี้จะกล่าวถึงผลของการสั่นสะเทือนต่อเครื่องจักรและผู้ใช้งาน รวมถึงวิธีการประเมินและเปรียบเทียบว่า ชุดเฟืองมีการสั่นสะเทือนอยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสมหรือไม่ หรือชุดเฟืองใดส่งผลเสียต่อเครื่องจักรและผู้ใช้งานมากกว่ากัน

4.1 แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟือง

ในที่นี้จะได้แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟืองแบบ 2 องศาอิสระแสดงดังรูปที่ 4.1 เพื่ออธิบายถึงกลไกการเกิดการสั่นสะเทือนของเฟือง



รูปที่ 4.1 แบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟือง



รูปที่ 4.2 ระบบอย่างง่ายของแบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟือง

โดยจากรูปที่ 4.1 จะสามารถเขียนสมการความสัมพันธ์ของระยะบิดของฟันเฟืองกับแรงบิดได้ดังสมการ

$$J_1\ddot{\theta}_1 + r_{b1}[C\dot{x} + K(t)(x - e(t))] = T_1 \quad (4.1)$$

และ
$$J_2\ddot{\theta}_2 + r_{b2}[C\dot{x} + K(t)(x - e(t))] = -T_2 \quad (4.2)$$

โดย

J คือ โมเมนต์ความเฉื่อย (moment of inertia)

r_b คือ ความยาวรัศมีวงกลมฐาน (the base radius)

C คือ ค่าสัมประสิทธิ์การหน่วง (damping coefficient)

$K(t)$ คือ ความแข็งเกร็ง (meshing stiffness of the gear pair)

T_1 คือ แรงบิดภายในระบบบนเฟืองขับ

T_2 คือ แรงบิดภายในระบบบนเฟืองตาม

θ คือ มุมของการหมุน (the rotation angle)

x คือ ระยะการเคลื่อนที่สัมผัสระหว่างคู่เฟืองบนเส้นแนวแรงกระทำ (relative displacement between two gears along the line of action) โดย $x = r_{b1} \cdot \theta_1 - r_{b2} \cdot \theta_2$

$e(t)$ คือ ข้อผิดพลาดของฟันของคู่เฟือง (the error of meshing teeth of a gear pair)

เลขกำกับ 1 และ 2 หมายถึงเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ

จากสมการ (4.1) และ (4.2) จะสามารถเขียนรวมให้อยู่ในรูปของสมการการสั่นสะเทือนดังสมการ

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t)(x - e(t)) = W \quad (4.3)$$

โดย

$$M = \frac{J_1 J_2}{J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2} \quad \text{และ} \quad W = \frac{T_1}{r_{b1}} = \frac{T_2}{r_{b2}}$$

การจัดรูปเช่นนี้ทำให้สามารถลดรูประบบการสั่นสะเทือน 2 องศาอิสระในรูปที่ 4.1 เป็นระบบ 1 องศาอิสระใน **Error! Reference source not found.** ได้ หากกระจายพจน์ของความแข็งเกร็ง (meshing stiffness) $K(t)$ และระยะการเคลื่อนที่สัมผัส $x(t)$ ให้อยู่ในรูปของ ค่าคงที่กับค่าการเปลี่ยนแปลง จะได้

$$K(t) = \bar{K} + \Delta K(t) \quad (4.4)$$

$$x = \bar{x} + \Delta x(t) \quad (4.5)$$

$$W = \bar{K} \cdot \bar{x} \quad (4.6)$$

เมื่อนำสมการ (4.4), (4.5) และ (4.6) แทนลงในสมการ (4.3) และละพจน์ลำดับสูงเนื่องจากมีค่าน้อยกว่าพจน์อื่น ๆ มาก จะได้สมการ

$$M\Delta\ddot{x} + C\Delta\dot{x} + \bar{K}\Delta x = \bar{K} \cdot e + \Delta K \cdot e - \Delta K \cdot \bar{x} \quad (4.7)$$

จากนั้นเมื่อพิจารณาสมการ (4.7) ที่ความเร็วรอบต่ำจะพบว่า พจน์ $\Delta\ddot{x}$ และพจน์ $\Delta\dot{x}$ มีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งได้ ดังนั้นเมื่อนำพจน์ \bar{K} หารตลอดทั้งสองข้างของสมการแล้ว จะสามารถเขียน transmission error Δx ได้ดังสมการ

$$\Delta x = e + \frac{\Delta K}{\bar{K}} \cdot e - \frac{\Delta K}{\bar{K}} \cdot \bar{x} \quad (4.8)$$

จะเห็นได้ว่าข้อผิดพลาดในการส่งกำลัง (transmission error) เกิดจากผลของการเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็ง (stiffness variation) และผลของรูปร่างทางเรขาคณิตของฟันเฟือง (tooth surface geometry)

โดยข้อผิดพลาดของเฟือง (gear error) ที่ปรากฏในพจน์ที่ 1 และ 2 ทางด้านขวาของสมการ (4.8) นั้นสามารถแบ่งออกเป็น 3 ประเภทตามสาเหตุการเกิด ได้แก่

1. e_1 ข้อผิดพลาดที่เหมือนกันในทุก ๆ ฟันเฟือง เช่น ข้อผิดพลาดจากมุมกด (pressure angle error)
2. e_2 ข้อผิดพลาดที่เกิดขึ้นทุก ๆ รอบการหมุนของเฟือง เช่น ข้อผิดพลาดจากพิตช์
3. e_3 ข้อผิดพลาดที่มีลักษณะเป็นคาบบนฟันเฟือง (undulation)

จากสมการ (4.7) จะสามารถเขียนได้ใหม่ให้อยู่ในรูปของความผิดพลาดทั้ง 3 ชนิดได้ดังนี้

$$M\Delta\ddot{x} + C\Delta\dot{x} + \bar{K}\Delta x = \bar{K}(e_1 + e_2 + e_3) + \Delta K(e_1 + e_2 + e_3) - \Delta K \cdot \bar{x} \quad (4.9)$$

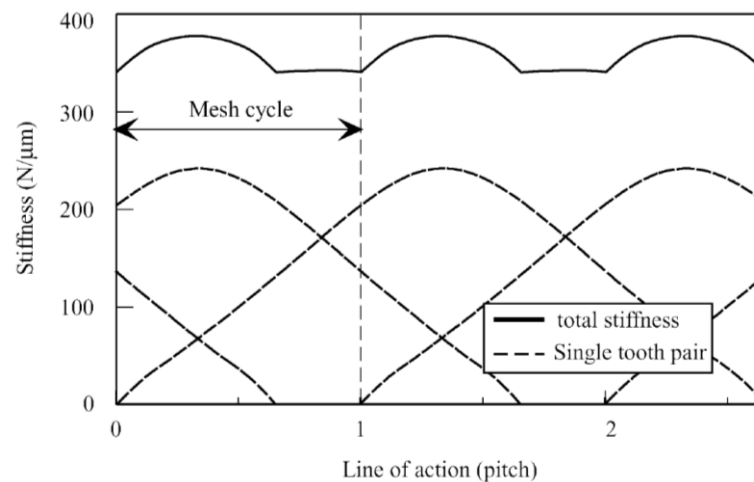
พจน์ทางด้านซ้ายมือของสมการ (4.9) สัมพันธ์กับการตอบสนองของระบบ ส่วนทางด้านขวามือของสมการ (4.9) แสดงถึงการกระตุ้นระบบให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ความถี่ต่าง ๆ ซึ่งความสัมพันธ์ของการกระตุ้นกับการสั่นสะเทือนนั้นจะกล่าวในลำดับต่อไป

4.2 การกระตุ้นการสั่นสะเทือนของเฟือง

สาเหตุที่ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนของเฟืองสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท คือ การกระตุ้นจากการเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็งของฟันเฟือง (meshing stiffness) และการกระตุ้นที่เกิดจากความผิดพลาดต่าง ๆ ของเฟือง ผลของกรกระตุ้นจากสาเหตุต่าง ๆ สามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

4.2.1 การเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็งของฟันเฟือง

การเปลี่ยนแปลงความแข็งเกร็ง (stiffness) ของฟันเฟืองระหว่างรอบการขบซึ่งแสดงได้โดยพจน์ $\Delta K \cdot x$ ในสมการ (4.9) ถือเป็นสาเหตุหลักที่ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือนของเฟืองขึ้น ซึ่งแม้ว่าเฟืองนั้นจะไม่มีคามผิดพลาดใด ๆ ของฟันเฟืองเลยก็ยังสามารถเกิดการสั่นสะเทือนเฟืองจากสาเหตุนี้ได้อยู่ โดยความแข็งเกร็งจะมีค่าเปลี่ยนแปลงตามตำแหน่งของการขบดังตัวอย่างในรูปที่ 4.3 โดยเส้นประด้านล่างของรูป แต่ละเส้นแสดงถึงความแข็งเกร็งของฟันคู่ขบเดียว ช่วงที่เส้นประซ้อนทับกันอยู่แสดงช่วงเวลาที่ฟันเฟืองขบกันมากกว่า 1 ฟัน ส่วนเส้นทึบด้านบนแสดงถึงความแข็งเกร็งของฟันรวมทุกคู่การขบในขณะนั้น ซึ่งการสั่นสะเทือนจากการเปลี่ยนแปลงความแข็งเกร็งของฟันเฟืองนี้จะเกิดขึ้นที่ความถี่เท่ากับฮาร์มอนิกส์ของความถี่การขบ (meshing frequency) ในกรณีของเฟืองเฉียง ค่า ΔK มีค่าน้อยกว่าความแข็งเกร็งเฉลี่ย \bar{K} มาก เนื่องจากผลรวมของอัตราส่วนการขบแบบซ้อนทับ (overlap contact ratio) ที่เพิ่มเข้ามาจากอัตราส่วนการขบตามขวาง (transverse contact ratio) ของเฟืองตรง ด้วยเหตุนี้การสั่นสะเทือนของเฟืองเฉียงจึงมีค่าน้อยกว่าและทำงานได้เงียบกว่าเฟืองตรง

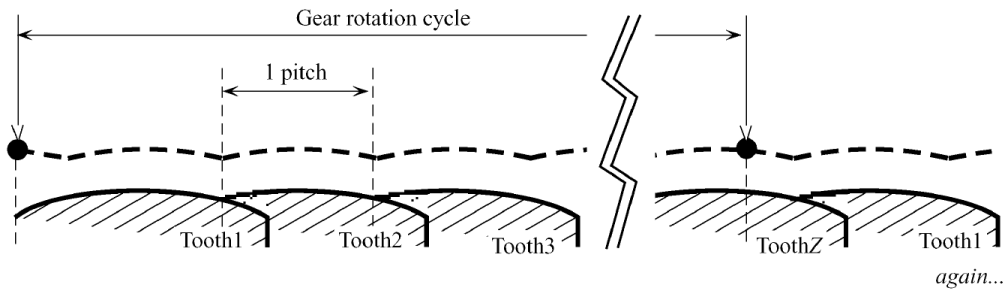


รูปที่ 4.3 กราฟแสดงถึงความแข็งเกร็งของฟันเฟืองบนเส้นแรงกระทำ

4.2.2 ข้อผิดพลาดทั่วไปของรูปร่างฟันเฟือง

ข้อผิดพลาดทั่วไปของรูปร่างฟันเฟืองหรือพจน์ $\bar{K} \cdot e_1$ ในสมการ (4.9) สามารถแบ่งย่อยออกเป็นหลายสาเหตุ เช่น ข้อผิดพลาดของมุมกด ความเว้า (concave) และความนูน (convex) ของผิวเฟือง โดยสามารถแสดงลักษณะการสั่นสะเทือนจากข้อผิดพลาดทั่วไปของรูปร่างฟันเฟือง $\bar{K} \cdot e_1$ ได้ดังรูปที่ 4.4 ซึ่งจะใช้เส้นประแสดงถึงผลของข้อผิดพลาด จะเห็นได้ว่าข้อผิดพลาดนี้ส่งผลให้เกิดการสั่นสะเทือนสอดคล้องกับความถี่ของเฟืองที่ขบกันและฮาร์มอนิกส์ เนื่องจากสาเหตุข้อผิดพลาดทั่วไป

ของรูปร่างฟันที่เกิดความถี่เดียวกับเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็ง ดังนั้นจึงสามารถออกแบบรูปร่างฟัน เพื่อให้ค่า $\bar{K} \cdot e_1$ หักล้างกับ $\Delta K \cdot x$ เพื่อลดขนาดการสั่นสะเทือนลงได้ โดยแนวคิดนี้เรียกว่า การปรับปรุงรูปร่างฟันเฟือง (tooth profile modification)

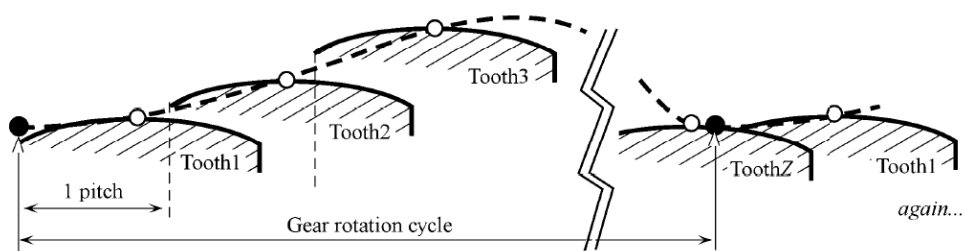


รูปที่ 4.4 ข้อผิดพลาดทั่วไปของรูปร่างฟันเฟือง

4.2.3 การเบี่ยงเบนจากข้อผิดพลาดทั่วไป

สาเหตุหลักของการเบี่ยงเบนจากข้อผิดพลาดทั่วไป หรือพจน์ $\bar{K} \cdot e_2$ ในสมการ (4.9) คือ ข้อผิดพลาดจากพิตช์หรือการเอียงศูนย์ระหว่างเฟืองกับเพลลา โดยผลของข้อผิดพลาดนี้สามารถแสดง ดังรูปที่ 4.5 ซึ่งเส้นประแสดงถึงข้อผิดพลาดของการส่งกำลังจากสาเหตุนี้ จะเห็นได้ว่าผลของ ข้อผิดพลาดของพิตช์จะซ้อนเพิ่มเป็นชั้น ๆ ในแนวตั้งทุก ๆ ฟันเฟือง และทำให้เกิดการสั่นสะเทือนขึ้น ที่ความถี่เท่ากับจำนวนรอบหมุนของเฟือง หรือฮาร์มอนิกสในลำดับที่ต่ำกว่า

นอกจากนี้ข้อผิดพลาดดังกล่าวยังทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ขึ้นกับผลข้อผิดพลาดการ เบี่ยงเบนคูณกับการเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็งของเฟือง (meshing stiffness) หรือพจน์ $\Delta K \cdot e_2$ ในสมการ (4.9) อีกด้วยซึ่งผลของการสั่นสะเทือนนี้คือทำให้เกิดแถบ (sidebands) รอบ ๆ ความถี่ในการขบกันของเฟือง (mesh frequency)

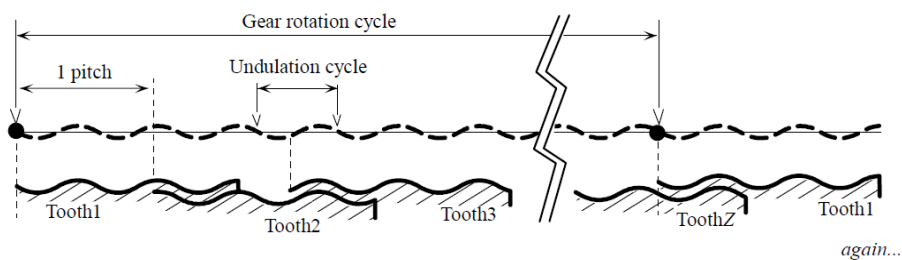


รูปที่ 4.5 การเบี่ยงเบนจากข้อผิดพลาดทั่วไป

4.2.4 ข้อผิดพลาดจากสภาพผิวฟันเฟืองที่มีลักษณะเป็นลูกคลื่น

นอกจากการกระตุ้นที่ได้กล่าวไป ยังมีการกระตุ้นการสั่นสะเทือนของเฟืองที่เกิดจากการ ลักษณะที่ผิวฟันเฟืองที่เป็นลูกคลื่น แสดงดังรูปที่ 4.6 สาเหตุของความผิดพลาดชนิดนี้มาจากการ

สั่นสะเทือนของเครื่องมือที่ใช้ผลิตเฟือง การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจึงไม่ขึ้นกับรอบการขบของเฟือง (meshing cycle) แต่สอดคล้องกับรอบหมุนของเพลลาและความถี่ของผิวที่เป็นลูกคลื่น โดยทั่วไปการสั่นสะเทือนที่เกิดจากสาเหตุนี้ จะมีขนาดต่ำกว่าขนาดของการสั่นสะเทือนที่ความถี่ในการขบกันของเฟือง อย่างไรก็ตามเนื่องจากความถี่ของการสั่นสะเทือนนี้ จะมีค่าแปรผันตามความถี่ของรอบหมุนเพลลา และอาจตรงกันกับความถี่ธรรมชาติของระบบได้ ซึ่งอาจทำให้ขนาดการสั่นสะเทือนเพิ่มมากขึ้นจากปรากฏการณ์เรโซแนนซ์



รูปที่ 4.6 ข้อผิดพลาดจากการสภาพผิวฟันเฟือง

จากลักษณะของความผิดพลาดชนิดต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาข้างต้นจะพบว่าขนาดของความผิดพลาด e_1 , e_2 และ e_3 มีค่าแตกต่างกัน เมื่อพิจารณาถึงขนาดของความผิดพลาดประกอบเข้าด้วยกันแล้ว จากสมการ (4.9) มีบางพจน์ที่สามารถละทิ้งได้ เนื่องจากมีขนาดที่น้อยกว่าการสั่นสะเทือนอื่น ๆ มาก พจน์เหล่านี้ ได้แก่ พจน์ $\Delta K \cdot e_3$ มีขนาดน้อยมากเมื่อเทียบกับการสั่นสะเทือนที่เกิดจากความผิดพลาด $\Delta K \cdot e_2$ และพจน์ $\Delta K \cdot e_1$ ก็มีขนาดน้อยมากเมื่อเทียบกับการสั่นสะเทือนอื่น ๆ ที่เกิดขึ้นที่ฮาร์มอนิกส์ของความถี่การขบ ดังนั้นจะสามารถเขียนสมการการสั่นสะเทือนของเฟืองได้ใหม่ดังสมการ

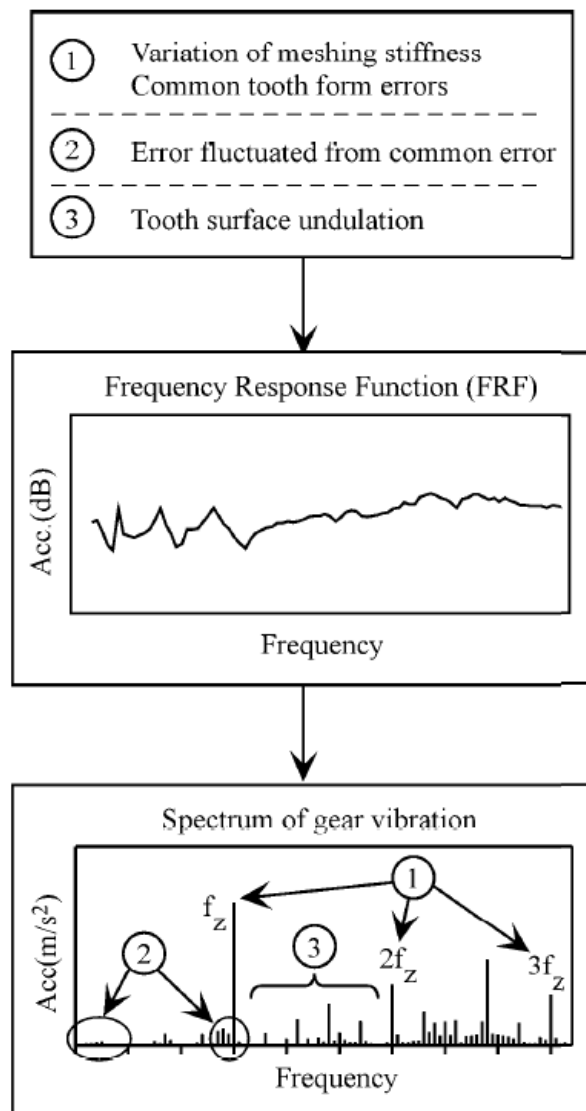
$$M\Delta\ddot{x} + C\Delta\dot{x} + \bar{K}\Delta x \cong (\bar{K}e_1 - \Delta K \cdot \bar{x}) + (\bar{K} + \Delta K) \cdot e_2 + \bar{K} \cdot e_3 \quad (4.10)$$

โดยพจน์แรกทางด้านขวามือของสมการ (4.10) คือการกระตุ้นที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ฮาร์มอนิกส์ของความถี่การขบกันของเฟือง (meshing frequency) ซึ่งเกิดขึ้นจากทั้งการเปลี่ยนแปลงของความแข็งแรงของฟันเฟือง (tooth stiffness) และข้อผิดพลาดที่เหมือนกันทุก ๆ ฟัน e_1 ส่วนพจน์ที่ 2 คือการกระตุ้นที่เกิดจากข้อผิดพลาด e_2 ซึ่งทำให้เกิดการสั่นสะเทือนที่ความถี่ต่ำและความถี่แถบข้าง (sidebands) รอบ ๆ ความถี่การขบกันของเฟือง ส่วนพจน์สุดท้ายคือการกระตุ้นจากข้อผิดพลาด e_3 ซึ่งทำให้ระบบเกิดการสั่นสะเทือนที่ความถี่นั้นไม่สอดคล้องกับความถี่ในการขบกันของเฟือง

การสั่นสะเทือนของเฟืองที่เกิดขึ้นจากการกระตุ้นที่ได้กล่าวไปข้างต้นสรุปดังรูปแผนผังในรูปที่ 4.7 โดยกล่องด้านบนในรูปแบบแสดงชนิดของความผิดพลาด กล่องตรงกลางแสดงการตอบสนองเชิง

ความถี่ ส่วนกล่องด้านล่างแสดงการสั่นสะเทือนตามสาเหตุในกล่องด้านบน เนื่องจากการกระตุ้นที่แตกต่างกันจะส่งผลต่อการสั่นสะเทือนของเฟืองที่ความถี่ที่ต่างกัน หากต้องการทราบผลของการสั่นสะเทือนเนื่องจากสาเหตุใดสาเหตุหนึ่งจะสามารถเลือกความถี่ที่เกี่ยวข้องมาพิจารณาได้

สำหรับในการศึกษานี้จะพิจารณาเฉพาะพารามิเตอร์หลักของฟันเฟืองที่มีค่าเหมือนกันทุก ๆ ฟัน และไม่คำนึงถึงความคลาดเคลื่อนต่าง ๆ ดังนั้นในการพิจารณาจึงจะพิจารณาจากความถี่การขบกันของเฟืองเท่านั้น



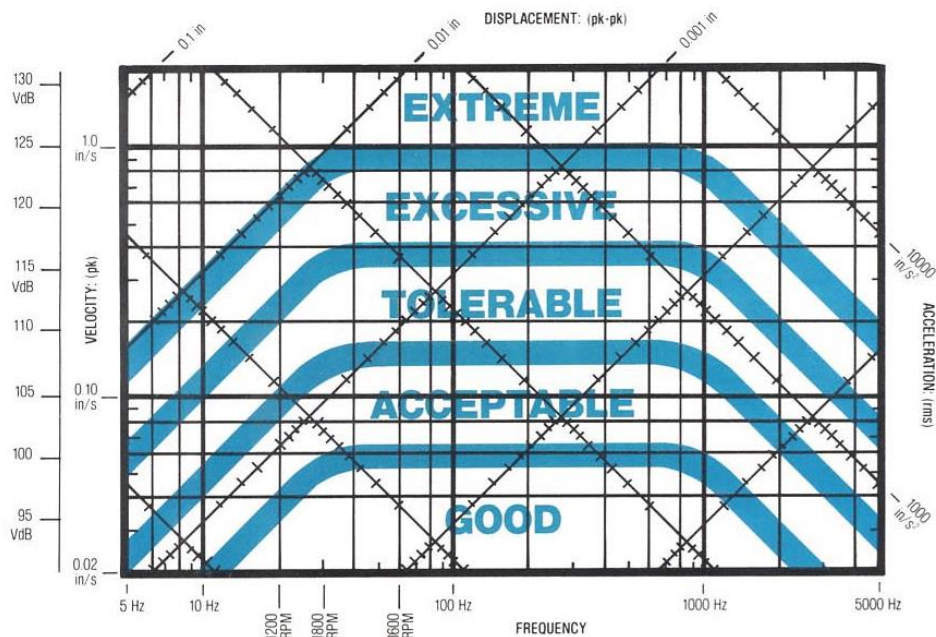
รูปที่ 4.7 แผนผังแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการกระตุ้นและลักษณะของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้น

4.3 ผลของการสั่นสะเทือนต่อเครื่องจักร

อย่างที่ทราบกันดีว่าการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นในเครื่องจักรเป็นปรากฏการณ์ที่สามารถสร้างความเสียหายแก่เครื่องจักรได้เป็นอย่างมาก ซึ่งความรุนแรงของความเสียหายมีค่าขึ้นกับพลังงานรวมของการสั่นสะเทือน โดยพลังงานรวมจากการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรสามารถประเมินได้จากขนาดของการสั่นสะเทือน แต่เนื่องจากการศึกษานี้ต้องการศึกษาผลกระทบด้านสั่นสะเทือนจากการออกแบบชุดเฟือง ดังนั้นในการเปรียบเทียบผลจึงจะพิจารณาเฉพาะขนาดการสั่นสะเทือนที่ความถี่การขบเท่านั้นเนื่องจากการสั่นสะเทือนที่เกิดจากการกระตุ้นจากพารามิเตอร์เรขาคณิตของเฟืองซึ่งได้กล่าวไปในหัวข้อที่ 4.2 โดยการประเมินแบ่งเป็น 2 รูปแบบ ได้แก่ การประเมินด้วยวิธีวิเคราะห์แยกความถี่ และการประเมินการสั่นสะเทือนรวมด้วยค่า RMS

4.3.1 การประเมินโดยวิธีการวิเคราะห์แบบแยกความถี่

ทำได้โดยการนำขนาดที่ความถี่ต่างๆมาเปรียบเทียบกับกราฟประเมินความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนในเครื่องจักรพล็อตลงบนกราฟประเมินระดับความรุนแรง ว่าชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่มีแนวโน้มความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนมากขึ้นหรือน้อยลงอย่างไรเมื่อเปรียบเทียบกับชุดเฟืองอ้างอิง โดยในการศึกษานี้จะใช้เกณฑ์การแบ่งระดับความรุนแรงสำหรับเครื่องจักรกลหมุนทั่วไปในการประเมินแสดงดังรูปที่ 4.8 เพื่อเปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลงของการสั่นสะเทือนระหว่างชุดเฟืองตรงอ้างอิงที่ใช้เป็นต้นแบบกับชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่



รูปที่ 4.8 กราฟประเมินระดับความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนของเครื่องจักรที่ความถี่ต่างๆ สำหรับเครื่องจักรกลหมุนทั่วไป

จากรูปที่ 4.8 จะเห็นว่ากราฟประเมนระดับความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนสามารถบันทึกค่าได้ทั้งจากข้อมูลที่เป็นขนาดของระยะทาง ความเร็ว และความเร่ง แต่เนื่องจากแนวแกนของระยะทาง และความเร่งบนกราฟประเมนความรุนแรงนั้นเป็นแนวเฉียงซึ่งยากต่อการบันทึกค่าและเปรียบเทียบข้อมูลเมื่อจำนวนข้อมูลมีปริมาณมาก แต่แนวแกนของความเร็วบนโดเมนความถี่จะตั้งฉากกับแนวแกนความถี่ซึ่งสะดวกต่อการบันทึกค่าและเปรียบเทียบข้อมูลกว่า และการศึกษาจะใช้เซนเซอร์วัดความเร่งในการวัดค่าการสั่นสะเทือน ดังนั้นจึงปรับชุดข้อมูลที่ได้จากเดิมที่เป็นขนาดของความเร่งให้เป็นขนาดของความเร็วก่อน ซึ่งสามารถหาความสัมพันธ์ของขนาดของความเร็วและความเร่งได้จากสมการความสัมพันธ์ระหว่างระยะทางกับเวลาดังสมการ

$$x = A \sin(\omega t) \quad (4.11)$$

โดย x คือระยะทาง, A คือ ขนาดของระยะทาง, ω คือความเร็วเชิงมุม และหาอนุพันธ์ในโดเมนเวลาจะได้สมการในรูปของความเร็ว

$$\dot{x} = A\omega \cos(\omega t) \quad (4.12)$$

เมื่อหาอนุพันธ์ในโดเมนเวลาอีกครั้งจะได้สมการในรูปของความเร่ง

$$\ddot{x} = -A\omega^2 \sin(\omega t) \quad (4.13)$$

และสำหรับเครื่องจักรกลหมุน ω จะมีความสัมพันธ์กับความถี่ เมื่อแทนลงในสมการ (4.12) และ (4.13) แล้วจะได้ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและความเร่งดังสมการ

$$\frac{|\ddot{x}|}{2\pi f} = |\dot{x}| \quad (4.14)$$

จากความสัมพันธ์ระหว่างขนาดของความเร็วและความเร่งในสมการ (4.14) นี้ จะทำให้สามารถบันทึกค่าเพื่อเปรียบเทียบในขนาดของความเร็วได้

4.3.2 การประเมินการสั่นสะเทือนรวมด้วยค่าเฉลี่ยกำลังสอง (RMS)

ผลรวมค่าเฉลี่ยกำลังสองของการสั่นสะเทือนนั้นสามารถหาค่าได้จากสมการ

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) dt} \quad (4.15)$$

โดย $F(t)$ คือสัญญาณการสั่นสะเทือนโดเมนเวลา

เนื่องจากในที่นี้จะพิจารณาเฉพาะความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการขบที่เก็ดข้องกัน $F_z(t)$ ซึ่งได้จากการแปลงสัญญาณการสั่นสะเทือนในโดเมนเวลาเป็นโดเมนความถี่ด้วยการแปลงฟูเรียร์ ดังนั้นจึงจะได้ว่า

$$F_z(t) = A_1 \cos(\omega_1 t + \theta_1) + A_2 \cos(2\omega_1 t + \theta_2) + A_3 \cos(3\omega_1 t + \theta_3) + \dots \quad (4.16)$$

โดย A คือ ขนาดการสั่นสะเทือนที่ความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการขบ

θ คือ มุมเฟสของการสั่นสะเทือนที่ความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการขบ

ตัวห้อย 1, 2, 3, ... แสดงความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์ที่ 2, 3, ... ตามลำดับ

ซึ่งสามารถจัดให้อยู่รูปได้ดังนี้

$$x_{rms}^2 = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} [A_1 \cos(\omega_1 t + \theta_1) + A_2 \cos(2\omega_1 t + \theta_2) + A_3 \cos(3\omega_1 t + \theta_3) + \dots]^2 dt \quad (4.17)$$

เมื่อ

$$\tau = \frac{2\pi}{\omega_1} \quad (4.18)$$

เมื่ออินทิเกรตสมการ (4.16) จะได้ว่า

$$x_{rms}^2 = \frac{1}{\tau} \left[\frac{A_1^2 \tau}{2} + \frac{A_2^2 \tau}{2} + \frac{A_3^2 \tau}{2} + \dots \right] \quad (4.19)$$

และ

$$x_{rms} = \frac{\sqrt{A_1^2 + A_2^2 + A_3^2 + \dots}}{\sqrt{2}} \quad (4.18)$$

4.4 สรุปท้ายบท

จากการพิจารณาแบบจำลองการสั่นสะเทือนของเฟืองในรูปของสมการการสั่นสะเทือน 1 องศาเสรี ทำให้ทราบว่า การกระตุ้นการสั่นสะเทือนของเฟืองแบ่งได้เป็น 2 สาเหตุหลักคือการกระตุ้นจากการเปลี่ยนแปลงความแข็งเกร็งของฟันเฟืองและการกระตุ้นจากข้อผิดพลาดต่างๆ ซึ่งสามารถสรุปความสัมพันธ์ระหว่างการกระตุ้นต่าง ๆ กับการสั่นสะเทือนได้ดังนี้

1. การสั่นสะเทือนที่ขึ้นกับรอบขบของฟันเฟืองจะเกิดจากการเปลี่ยนแปลงของความแข็งเกร็งของฟันเฟืองระหว่างการขบ และข้อผิดพลาดที่เกิดขึ้นเหมือนกันทุก ๆ ฟันเฟือง
2. การสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นที่ความถี่ต่ำ และความถี่แถบข้างบริเวณความถี่การขบของฟันเฟืองมีสาเหตุจาก ข้อผิดพลาดทั่วไป เช่น ข้อผิดพลาดจากพิตช์
3. การสั่นสะเทือนที่ไม่ขึ้นกับรอบขบของฟันเฟืองเกิดจากข้อผิดพลาดจากสภาพผิวฟันที่มีลักษณะเป็นลูกคลื่น

ด้วยหลักการแบ่งการสั่นสะเทือนตามการกระตุ้นนี้ทำให้ทราบว่า หากต้องการทราบผลการสั่นสะเทือนจากสาเหตุใดจะสามารถเลือกเฉพาะความถี่ที่เกี่ยวข้องมาพิจารณาได้ ซึ่งวิทยานิพนธ์ฉบับ

นี้ต้องการศึกษาผลกระทบของการสั่นสะเทือนจากการออกแบบและปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเฟือง จึงจะพิจารณาเฉพาะผลของการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นที่ความถี่สอดคล้องกับฮาร์มอนิกส์ของรอบขบของฟันเฟืองเท่านั้น

ในการประเมินผลกระทบของการสั่นสะเทือนต่อเครื่องจักร จะประเมินสองวิธี ได้แก่ การประเมินภาพรวมขนาดการสั่นสะเทือนจากค่าเฉลี่ยกำลังสองของความถี่ที่เกี่ยวข้องกับการขบ และการประเมินแบบแยกความถี่โดยพล็อตขนาดการสั่นสะเทือนที่ความถี่ต่าง ๆ เทียบกราฟประเมินความรุนแรงจากการสั่นสะเทือน ซึ่งทั้งสองวิธีการจะสามารถบอกได้ว่าชุดเฟืองใดมีการสั่นสะเทือนโดยรวมที่รุนแรงกว่า หรือชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่มีความถี่ใดที่ขนาดของความเร่งสูงกว่าเกณฑ์หรือไม่ เมื่อเทียบกับชุดเฟืองอ้างอิง



บทที่ 5

การออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียและการทดลองเพื่อตรวจสอบผลการออกแบบ

ในบทนี้จะกล่าวถึงวิธีการออกแบบเฟืองเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดโดยชุดเฟืองที่ออกแบบยังสามารถรองรับภาระมากกว่าหรือเท่ากับชุดเฟืองตรงอ้างอิง การพิจารณาเริ่มจากหาความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตกับกำลังสูญเสียในการส่งกำลัง และความสามารถในการรับภาระเพื่อให้ได้แนวทางในการเลือกพารามิเตอร์ที่เหมาะสมในการออกแบบเฟืองก่อน จากนั้นในหัวข้อถัดไปจะแสดงตัวอย่างการออกแบบเฟืองเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด โดยเฟืองที่ออกแบบได้จะนำไปผลิตและทดลองจริงต่อไป นอกจากนี้ในบทนี้ยังอธิบายถึงส่วนประกอบและหลักการทำงานของชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back รวมถึงวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียจากการทดลอง และอุปกรณ์วัดต่าง ๆ ที่ใช้ในการทดลองด้วย

5.1 การออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย

ในบทที่ 3 ได้กล่าวถึง การคำนวณความสามารถในการรับภาระของเฟือง โดยความเค้นดัดและความเค้นสัมผัสที่ใช้ออกแบบแสดงดังสมการที่ (3.15) และ (3.16) สมการทั้งสองสามารถนำมาจัดรูปสมการใหม่ เพื่อให้เห็นแนวโน้มของความสัมพันธ์ระหว่างภาระแรงบิดที่เฟืองสามารถรับได้กับพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตและตัวประกอบต่าง ๆ ดังสมการ

แรงที่เฟืองรับได้โดยไม่แตกหัก

$$W_t = \frac{\sigma \cdot bm_t}{K_O K_v K_S} \frac{Y_J}{K_H K_B} \cdot \frac{Y_\theta Y_Z}{Y_N} \quad (5.1)$$

และแรงที่เฟืองรับได้โดยความเค้นสัมผัสไม่เกินค่าที่กำหนด

$$W_{t,c} = \left(\frac{\sigma_c}{Z_E} \cdot \frac{Y_\theta Y_Z}{Y_N} \right)^2 \cdot \frac{bd_{\omega l}}{K_O K_v K_S} \frac{Z_I}{Z_R} \quad (5.2)$$

ตัวห้อย C ในสมการที่ (5.2) และสมการต่อ ๆ ไปหมายถึงการพิจารณาในส่วนความเค้นสัมผัสจากสมการ (5.1) และ (5.2) นำระยะรัศมีของเฟืองมาคูณทั้งสองข้างของสมการ จะสามารถเขียนในรูปของแรงบิดได้ดังนี้

$$T = \frac{\sigma \cdot b m_t}{K_O K_v K_S K_H K_B} \cdot \frac{Y_J}{Y_N} \cdot \frac{Y_\theta Y_Z}{Y_N} \cdot \frac{d}{2} \quad (5.3)$$

และ

$$T_c = \left(\frac{\sigma_c}{Z_E} \cdot \frac{Y_\theta Y_Z}{Y_N} \right)^2 \cdot \frac{b d_{\omega l}}{K_O K_v K_S Z_R} \cdot \frac{Z_I}{Z_R} \cdot \frac{d}{2} \quad (5.4)$$

จากสมการ (5.3) จะเห็นได้ว่าหากวัสดุและตัวประกอบต่าง ๆ มีค่าคงที่ เพียงจะสามารถรับภาระความเค้นดัดที่เกิดจากแรงบิด T ได้มากขึ้นเมื่อโมดูลตามขวาง m และความกว้างหน้าฟัน b มีค่ามากขึ้น ส่วนผลของมุมกดและมุมฮิลิกซ์จะสามารถสังเกตแนวโน้มได้จากค่า Y_J ดึงความสัมพันธ์ในรูปที่ 3.6 โดยจะพบว่าเมื่อมุมกดมีค่ามากขึ้นเพียงจะสามารถรับภาระความเค้นดัดได้มากขึ้นสำหรับผลของมุมฮิลิกซ์นั้น จากกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมฮิลิกซ์กับค่า Y_J' ในรูปที่ 3.7 พบว่าเพียงจะรับภาระจากความเค้นดัดได้สูงสุดที่มุมฮิลิกซ์ประมาณ 10-15 องศา สำหรับกรณีของความเค้นสัมผัส จากสมการ (5.4) จะเห็นได้ว่าเมื่อความกว้างหน้าฟันมีค่ามากขึ้นจะสามารถรับภาระได้มากขึ้น ส่วนผลของโมดูล มุมกดและมุม ฮิลิกซ์ซึ่งไม่แสดงโดยตรงในสมการอาจประเมินได้จากค่า Z_I โดยพบว่าเมื่อโมดูล มุมกดและมุมฮิลิกซ์มีค่ามากขึ้น ค่า Z_I และความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

ในการออกแบบเฟืองเพื่อประหยัดพลังงานทำโดยพิจารณาแนวโน้มความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่อความสามารถในการรับภาระดังกล่าว ประกอบกับแนวโน้มความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่อกำลังสูญเสียระหว่างส่งกำลังที่ได้กล่าวไปในบทที่ 2 ความสัมพันธ์เหล่านี้สามารถสรุปได้ดังตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 ผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่อความสามารถในการรับภาระและกำลังสูญเสียจากการไถล

พารามิเตอร์ทางเรขาคณิต	ความสามารถในการรับภาระจากความเค้นดัด	ความสามารถในการรับภาระจากความเค้นสัมผัส	กำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล
โมดูล เพิ่มขึ้น	มากขึ้น	มากขึ้น	มากขึ้น
มุมกด เพิ่มขึ้น	มากขึ้น	มากขึ้น	ลดลง
มุมฮิลิกซ์ เพิ่มขึ้น	สูงสุดที่ 10-15 องศา	มากขึ้น	ระบุไม่ได้เนื่องจากขึ้นกับพารามิเตอร์อื่นด้วย
ความกว้างหน้าฟันเพิ่มขึ้น	มากขึ้น	มากขึ้น	ลดลง

จากตารางที่ 5.1 จะเห็นว่า การเพิ่มมุมกอดและความกว้างหน้าฟันจะส่งผลดีทั้งในด้านการลดกำลังสูญเสียและเพิ่มความสามารถในการรับภาระ ดังนั้นในการออกแบบควรเพิ่มขนาดของมุมกอดและความกว้างหน้าฟันให้มีค่ามากที่สุดเท่าที่จะสามารถกำหนดได้ ส่วนการเปลี่ยนขนาดโมดูลนั้นจะส่งผลอย่างมากการเปลี่ยนแปลงของกำลังสูญเสีย ดังนั้นในการออกแบบจะลดขนาดของโมดูลลง โดยความสามารถในการรับภาระที่ลดลงจากการลดขนาดโมดูลนี้จะสามารถชดเชยด้วยการกำหนดค่ามุมกอด มุมฮิลิกซ์ และความกว้างหน้าฟัน

สำหรับกรณีทั่วไปแล้ว จะสามารถเลือกใช้เฟืองสำเร็จรูปที่มีขายจากแคตตาล็อกได้ อย่างไรก็ตามเฟืองนี้อาจไม่ใช่เฟืองที่มีกำลังสูญเสียต่ำ จากแนวโน้มของพารามิเตอร์ที่กล่าวมาข้างต้น ทำให้สามารถออกแบบเฟืองใหม่ให้มีกำลังสูญเสียต่ำกว่าเฟืองที่เลือกจากแคตตาล็อกได้ ในที่นี้จะเลือกเฟืองตรงจากแคตตาล็อกและถือว่าเป็นเฟืองอ้างอิง และออกแบบเฟืองใหม่เพื่อใช้ทดแทนเฟืองอ้างอิง คือสามารถรับภาระได้ไม่น้อยกว่าเฟืองอ้างอิง แต่มีกำลังสูญเสียน้อยกว่า

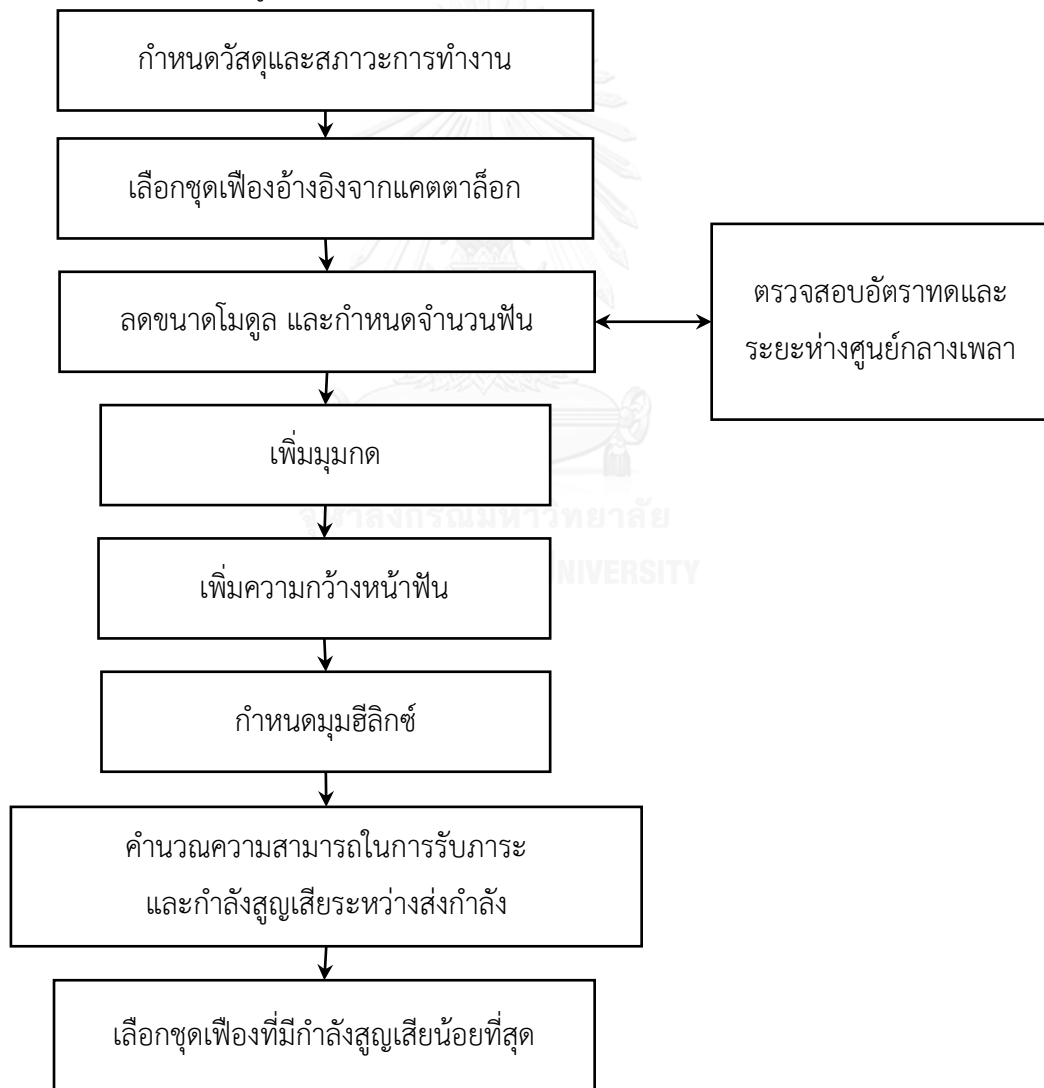
โดยขั้นตอนการออกแบบเฟืองเพื่อให้มีกำลังสูญเสียต่ำสรุปได้ดังรูปที่ 5.1 กระบวนการออกแบบเริ่มจากกำหนดวัสดุของเฟืองและสภาวะการทำงาน ได้แก่ แรงบิดภายในระบบ ความเร็วรอบ อัตราทด และระยะห่างศูนย์กลางเพลลา จากนั้นจะเลือกชุดเฟืองตรงอ้างอิงจากแคตตาล็อกที่สามารถนำมาใช้งานในสภาวะการทำงานที่กำหนดได้ ต่อมาจะเข้าสู่กระบวนการปรับพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของชุดเฟืองโดยมีขั้นตอนดังนี้

- ลดขนาดโมดูล เนื่องจากการลดขนาดของโมดูลนี้จะส่งผลให้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองมีการเปลี่ยนแปลง จึงต้องมีการปรับจำนวนฟันเฟืองของทั้งเฟืองขับและเฟืองตาม เพื่อให้ระยะห่างศูนย์กลางเพลลาและอัตราทรมีค่าคงที่หรือใกล้เคียงเดิม ทั้งนี้การพิจารณาว่าชุดเฟืองใดอยู่ในเกณฑ์ที่สามารถนำมาใช้งานทดแทนกันได้หรือไม่นั้น จะขึ้นอยู่กับผู้ออกแบบและลักษณะงานที่นำไปใช้
- เพิ่มมุมกอด เนื่องจากค่ามุมกอดมาตรฐานที่มีการใช้งานในปัจจุบันได้แก่มุมกอด 14.5° , 20° และ 25° โดยในที่นี้จะเลือกใช้ค่ามุมกอด 20° และ 25° ในการออกแบบ เพื่อให้ชุดเฟืองมีกำลังสูญเสียน้อย และมีความสามารถในการรับภาระมากกว่ามุมกอด 14.5°
- เพิ่มความกว้างหน้าฟัน เนื่องจากการเพิ่มความกว้างหน้าส่งผลดีทั้งในด้านการเพิ่มความสามารถในการรับภาระและลดกำลังสูญเสีย อย่างไรก็ตามในการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA นั้น ความกว้างหน้าฟันจะมีค่าแนะนำอยู่ที่ 8 ถึง 16 เท่าของขนาด

โมดูล [1] เพื่อให้แรงกระจายอย่างสม่ำเสมอบนหน้าพื้นเพื่อและไม่เกิดการบิดตัวของพื้นเฟือง ดังนั้นในการศึกษานี้จะออกแบบเฟืองให้ความกว้างหน้าพื้นมีค่าอยู่ในช่วง 12 ถึง 15 เท่าของโมดูล โดยความกว้างหน้าพื้นของชุดเฟืองที่ออกแบบต้องมีขนาดมากกว่าหรือเท่ากับชุดเฟืองตรงอ้างอิงด้วย

- ปรับค่ามุมฮิลิกซ์ เนื่องจากแนวโน้มการปรับค่าของมุมฮิลิกซ์ไม่มีแนวทางที่ชัดเจน จึงจะใช้วิธีการกระจายค่าระหว่างมุม 0° ถึง 30° รวมทั้งหมด 6 ค่า เพื่อหาค่ามุมฮิลิกซ์ที่ส่งผลดีที่สุดต่อทั้งการพิจารณาความสามารถในการรับภาระและการประเมินกำลังสูญเสีย

เมื่อได้พารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของชุดเฟืองที่ออกแบบแล้ว จะนำมาคำนวณความสามารถในการรับภาระและกำลังสูญเสียเพื่อเปรียบเทียบต่อไป



รูปที่ 5.1 ขั้นตอนการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย

5.2 ตัวอย่างการออกแบบชุดเฟืองเพื่อกำลั้่งสูญเสียน้อยที่สุดและผลการประเมินด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในหัวข้อนี้จะแสดงตัวอย่างการออกแบบชุดเฟืองเพื่อกำลั้่งสูญเสียน้อยที่สุดตามแนวทางที่ได้นำเสนอในหัวข้อที่ 5.1 โดยแสดงตัวอย่างการออกแบบที่อัตราทด 2 ค่า ได้แก่ อัตราทด 1:1 และอัตราทด 5:7 โดยกำหนดให้สภาวะการทำงานอื่น ๆ เหมือนกัน แล้วจากนั้นจะประเมินกำลั้่งสูญเสียเนื่องจากการไถลของชุดเฟืองที่ออกแบบด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

5.2.1 ตัวอย่างการออกแบบและผลการประเมินในกรณีอัตราทด 1:1

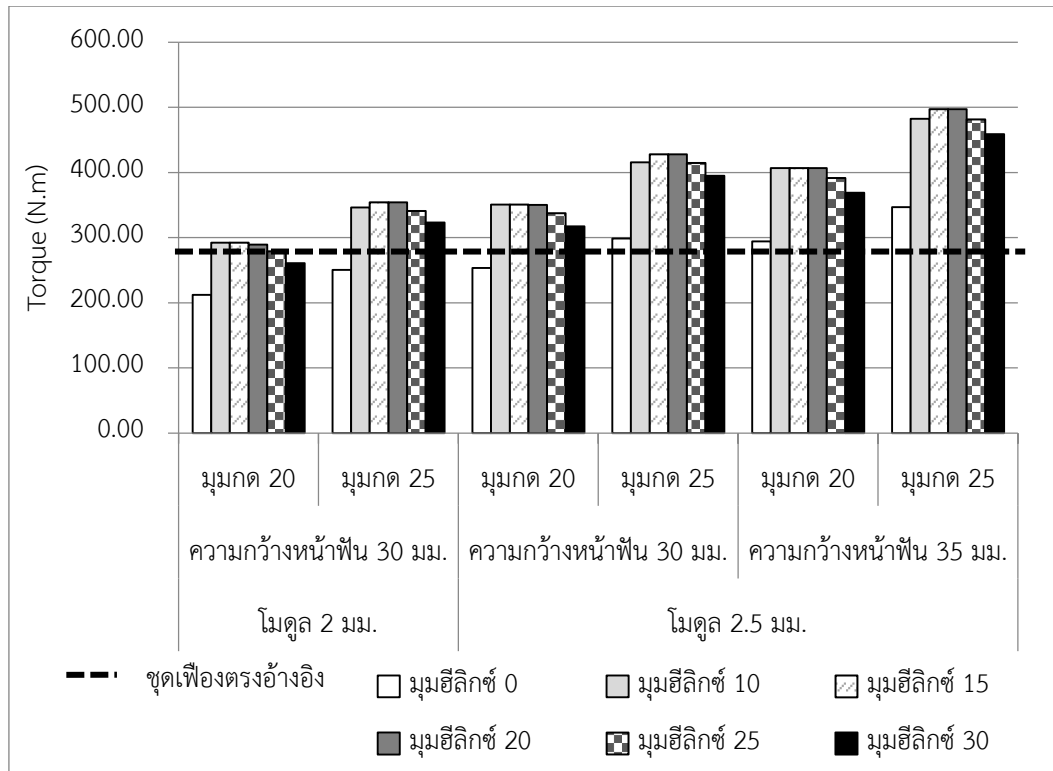
ในการออกแบบจะเริ่มต้นจากกำหนดสภาวะการทำงานต่าง ๆ แสดงได้ดังตารางที่ 5.2 จากนั้นเลือกเฟืองตรงจากแคตตาล็อกเพื่อใช้เป็นชุดเฟืองตรงอ้างอิง โดยในที่นี้จะเลือกเฟืองตรงรหัส SSG3-30J30 จากแคตตาล็อกเฟืองของบริษัท KHK [26] ซึ่งมีขนาดโมดูล 3 มิลลิเมตร มุมกด 20° และความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร เฟืองนี้มีความสามารถในการรับภาระตามที่แสดงไว้ในแคตตาล็อก เท่ากับ 228 นิวตัน-เมตร สำหรับภาระจากความเค้นดัด และ 138 นิวตัน-เมตร สำหรับภาระจากความเค้นสัมผัส โดยเมื่อนำพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของชุดเฟืองตรงอ้างอิงนี้มาคำนวณความสามารถในการรับภาระใหม่ด้วยวิธีการตามคำแนะนำของ AGMA ที่สภาวะการทำงานที่กำหนด จะได้ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัด 285 นิวตัน-เมตร และความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัส 156 นิวตัน-เมตร จะเห็นได้ว่าความสามารถในการรับภาระมีความแตกต่างกันเล็กน้อยระหว่างค่าที่แสดงจากแคตตาล็อกและค่าที่คำนวณได้ ซึ่งอาจเป็นผลเกิดจากการเลือกใช้พารามิเตอร์ด้านความปลอดภัย หรือสมมติค่าสมบัติวัสดุที่แตกต่างกัน

ตารางที่ 5.2 สภาวะการทำงานสำหรับออกแบบเพื่อกำลั้่งสูญเสียน้อยที่สุดในกรณีอัตราทด 1:1

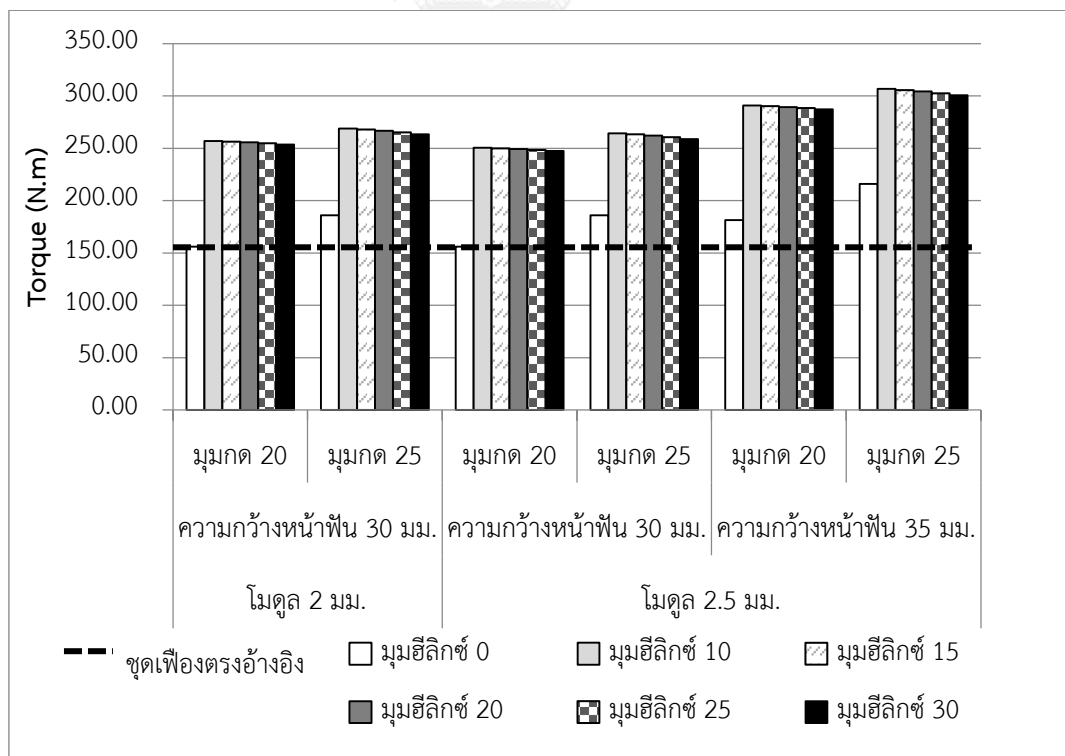
สภาวะการทำงาน	ค่าที่กำหนด
ความเร็วรอบหมุน	2500 รอบต่อนาที
แรงบิดภายในระบบ	150 นิวตัน-เมตร
ระยะห่างศูนย์กลางเพลลา	90 มม.
อัตราทด	1:1
อุณหภูมิภายในห้องเฟือง	70°C
วัสดุเฟือง	S45C

ลำดับต่อมาจะปรับค่าพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่าง ๆ จากชุดเฟืองตรงอ้างอิงตามแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย โดยจะเริ่มจากลดขนาดของโมดูลลงจาก 3 มิลลิเมตรเหลือ 2.5 และ 2 มิลลิเมตร จากนั้นกำหนดค่าของมุมกดไว้ที่ 20° และ 25° ในส่วนของความกว้างหน้าฟันนั้นจะพิจารณาตามขนาดของโมดูลโดยชุดเฟืองที่มีขนาดของโมดูล 2.5 มิลลิเมตร จะกำหนดให้มีความกว้างหน้าฟัน 30 และ 35 มิลลิเมตร ซึ่งมีค่าเท่ากับ 12 และ 14 เท่าของโมดูลตามลำดับ สำหรับชุดเฟืองที่มีขนาดโมดูล 2 มิลลิเมตรนั้นจะกำหนดให้มีความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตรซึ่งมีค่าเท่ากับ 15 เท่าของขนาดโมดูล ต่อมาจะกำหนดค่าของมุมฮีลิคซ์ที่ 0° , 10° , 15° , 20° , 25° และ 30° เพื่อให้มีการกระจายตัวที่เพียงพอในการหากล้างสูญเสียน้อยที่สุด

เมื่อจัดกลุ่มพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตทุกพารามิเตอร์เข้าด้วยกันจะได้ชุดเฟืองทั้งหมด 36 ชุด เพื่อนำไปคำนวณความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดและความเค้นสัมผัสด้วยวิธีการตามคำแนะนำของ AGMA ซึ่งจะได้ผลแสดงดังรูปที่ 5.2 และรูปที่ 5.3 ตามลำดับ รวมทั้งคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากไถลและเนื่องจากการหมุนต้านอากาศเพื่อพิจารณากำลังสูญเสียรวมดังแสดงในรูปที่ 5.4 โดยเส้นประที่อยู่ในแนวระดับในภาพเหล่านี้แสดงถึงค่าการรับภาระหรือกำลังสูญเสียของเฟืองอ้างอิง จากรูปที่ 5.2 และรูปที่ 5.3 จะเห็นว่าชุดเฟืองส่วนใหญ่มีความสามารถในการรับภาระมากกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง ยกเว้นชุดเฟืองตรงซึ่งมีขนาดโมดูล 2 มิลลิเมตรจำนวน 2 ชุด และชุดเฟืองตรงซึ่งมีขนาดโมดูล 2.5 มิลลิเมตร มุมกด 20° ความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร และชุดเฟืองเฉียงซึ่งมีขนาดของโมดูล 2 มิลลิเมตร มุมกด 20° มุมฮีลิคซ์ 30° ความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร รวมทั้งหมด 4 ชุดเฟืองที่มีความสามารถในการรับภาระน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง นอกจากนี้จะเห็นว่าชุดเฟืองเฉียงจะมีความสามารถในการรับภาระมากกว่าชุดเฟืองตรงอย่างมาก โดยชุดเฟืองเฉียงซึ่งมีมุมฮีลิคซ์ 10° - 20° จะมีความสามารถในการรับภาระมากที่สุด และจะเห็นได้ว่าการลดขนาดโมดูลลงจะส่งผลต่อความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสเฟืองเล็กน้อย แต่ส่งผลต่อความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดอย่างมาก อย่างไรก็ตามการเพิ่มขนาดของมุมกดและความกว้างหน้าฟันจะสามารถชดเชยความสามารถในการรับภาระที่ลดลงจากการลดขนาดโมดูลได้

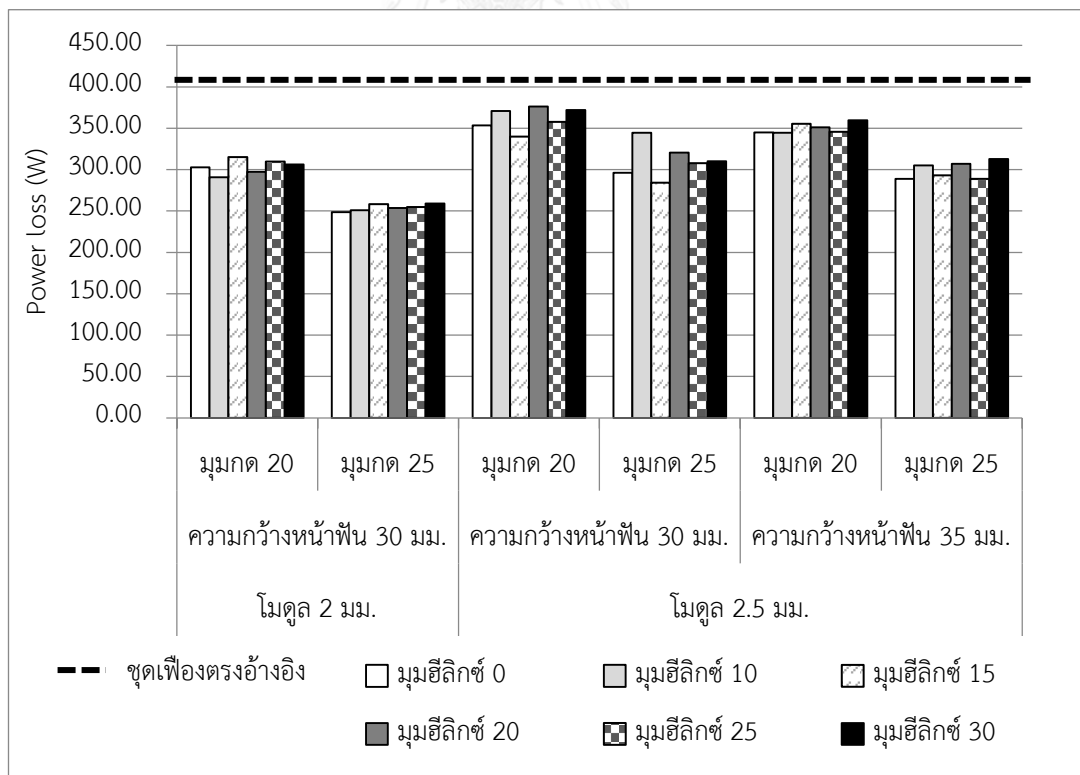


รูปที่ 5.2 ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของเฟืองกรณีอัตราทด 1:1



รูปที่ 5.3 ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของเฟืองกรณีอัตราทด 1:1

เมื่อพิจารณากำลังสูญเสียของชุดเฟืองที่ออกแบบ จากรูปที่ 5.4 เห็นได้ว่าชุดเฟืองที่ออกแบบทุกชุดเฟืองมีกำลังสูญเสียรวมน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง โดยการลดโมดูลและการเพิ่มมุมจะส่งผลให้กำลังสูญเสียลงอย่างมีนัยยะสำคัญ ส่วนความกว้างหน้าฟันส่งผลต่อกำลังสูญเสียเพียงเล็กน้อยเท่านั้น โดยอาจส่งผลทั้งทางเพิ่มและลดกำลังสูญเสีย นอกจากนี้ยังพบว่ามุมฮิลิกซ์ส่งผลไม่แน่นอนต่อกำลังสูญเสีย จากผลเหล่านี้จึงอาจสรุปได้ว่าการลดขนาดโมดูลและเพิ่มมุมจะส่งผลต่อการลดกำลังสูญเสียมากที่สุด โดยในทางปฏิบัติอาจปรับขนาดความกว้างหน้าฟันและมุมฮิลิกซ์เพื่อให้ชุดเฟืองยังสามารถรับภาระได้ตามที่ต้องการ สำหรับตัวอย่างการออกแบบนี้ชุดเฟืองที่มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดจากกลุ่มชุดเฟืองที่มีความสามารถในการรับภาระมากกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง คือ ชุดเฟืองเฉียงที่มีโมดูล 2 มิลลิเมตร มุมกด 25° มุมฮิลิกซ์ 10° ความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร ชุดเฟืองนี้มีกำลังสูญเสียรวมน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงประมาณถึงร้อยละ 37.5 นอกจากนี้ชุดเฟืองเฉียงที่มีมุมฮิลิกซ์ 15° และ 20° ที่มีขนาดโมดูล มุมกด และความกว้างหน้าฟันเท่ากับชุดเฟืองดังกล่าวก็ถือเป็นชุดเฟืองทางเลือกที่ดีในการออกแบบมีความสามารถในการรับภาระสูงกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงและมีกำลังสูญเสียน้อยเช่นกัน โดยชุดเฟืองเหล่านี้มีกำลังสูญเสียน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงประมาณร้อยละ 35



รูปที่ 5.4 กำลังสูญเสียระหว่างการส่งกำลังของกรณีอัตราทด 1:1

5.2.2 ตัวอย่างการออกแบบและผลการประเมินในกรณีอัตราทด 5:7

สำหรับการออกแบบในกรณีอัตราทด 5:7 นั้น จะมีขั้นตอนในการออกแบบเช่นเดียวกับกรณีอัตราทด 1:1 โดยในที่นี้จะกำหนดให้มีสภาวะการทำงานเหมือนกับกรณีอัตราทด 1:1 และจะปรับเปลี่ยนเพียงอัตราทดเท่านั้น สภาวะการทำงานต่าง ๆ แสดงดังตารางที่ 5.3 จากข้อมูลนี้สามารถเลือกเฟืองตรงจากแคตตาล็อกเพื่อใช้เป็นพีเนียนและเฟืองอ้างอิงได้ โดยในที่นี้จะเลือกเฟืองตรงรหัส SSG3-25J30 และ SSG3-35J30 จากแคตตาล็อกเฟืองของบริษัท KHK [26] ซึ่งมีขนาดโมดูล 3 มิลลิเมตร มุมกด 20° ความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร และจำนวนฟัน 25 และ 35 ฟัน ตามลำดับ โดยในแคตตาล็อกได้แสดงความสามารถในการรับภาระแรงบิดสำหรับความเค้นดัดและความเค้นผิวเท่ากับ 178 และ 94.5 นิวตัน-เมตรสำหรับพีเนียน และ 258 และ 177 นิวตัน-เมตรสำหรับเฟือง

เมื่อนำพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของชุดเฟืองตรงอ้างอิงนี้มาคำนวณความสามารถในการรับภาระใหม่ด้วยวิธีการตามคำแนะนำของ AGMA ที่สภาวะการทำงานที่กำหนด จะได้ความสามารถในการรับภาระแรงบิดสำหรับความเค้นดัดและความเค้นผิวเท่ากับ 159.69 และ 107.22 นิวตัน-เมตร ในกรณีของพีเนียน และ 232.51 และ 201.15 นิวตัน-เมตร ในกรณีของเฟือง จะเห็นได้ว่าค่าที่ได้จากการคำนวณมีความใกล้เคียงกับค่าจากแคตตาล็อก โดยความแตกต่างเล็กน้อยระหว่างค่าที่แสดงจากแคตตาล็อกและค่าที่คำนวณได้ อาจเกิดจากการเลือกใช้พารามิเตอร์และสมมติวัสดุที่แตกต่างกัน

ตารางที่ 5.3 สภาวะการทำงานสำหรับออกแบบเพื่อหาค่ากำลังสูญเสียน้อยที่สุดกรณีอัตราทด 5:7

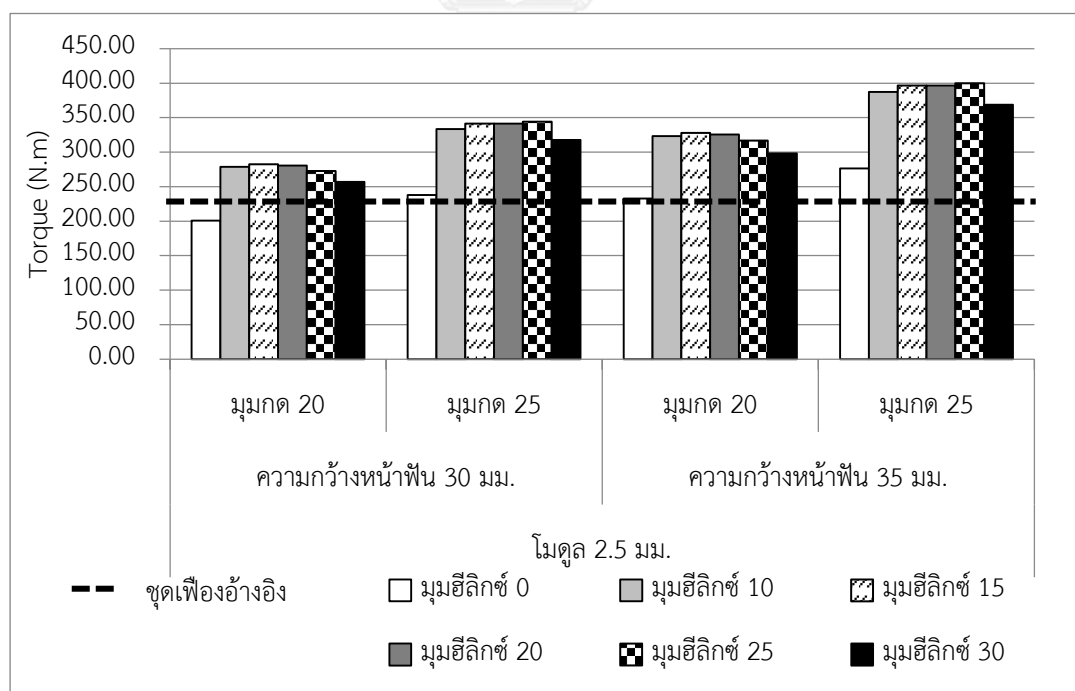
สภาวะการทำงาน	ค่าที่กำหนด
ความเร็วรอบหมุน	2500 รอบต่อนาที
แรงบิดภายในระบบ	100 นิวตัน-เมตร
ระยะห่างศูนย์กลางเพลา	90 มม.
อัตราทด	5:7
อุณหภูมิภายในห้องเฟือง	70°C
จำนวนรอบหมุนสูงสุดตลอดอายุการใช้งาน	2×10^6 รอบ
วัสดุเฟือง	S45C

ลำดับต่อมาจะปรับค่าพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตต่าง ๆ จากชุดเฟืองตรงอ้างอิงตามแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสียเช่นเดียวกับกรณีอัตราทด 1:1 โดยจะเริ่มจากลดขนาดของโมดูลลง แต่สำหรับกรณีอัตราทด 5:7 จะสามารถลดขนาดโมดูลลงจาก 3 มิลลิเมตรเหลือ 2.5 มิลลิเมตรเท่านั้น เนื่องจากหากลดขนาดโมดูลลงอีกจะทำให้อัตราทดและระยะห่างศูนย์กลางเพลา มีการเปลี่ยนแปลงไปจากสภาวะการทำงานที่ต้องการมากเกินไป จากนั้นกำหนดค่าของมุมกดเท่ากับ

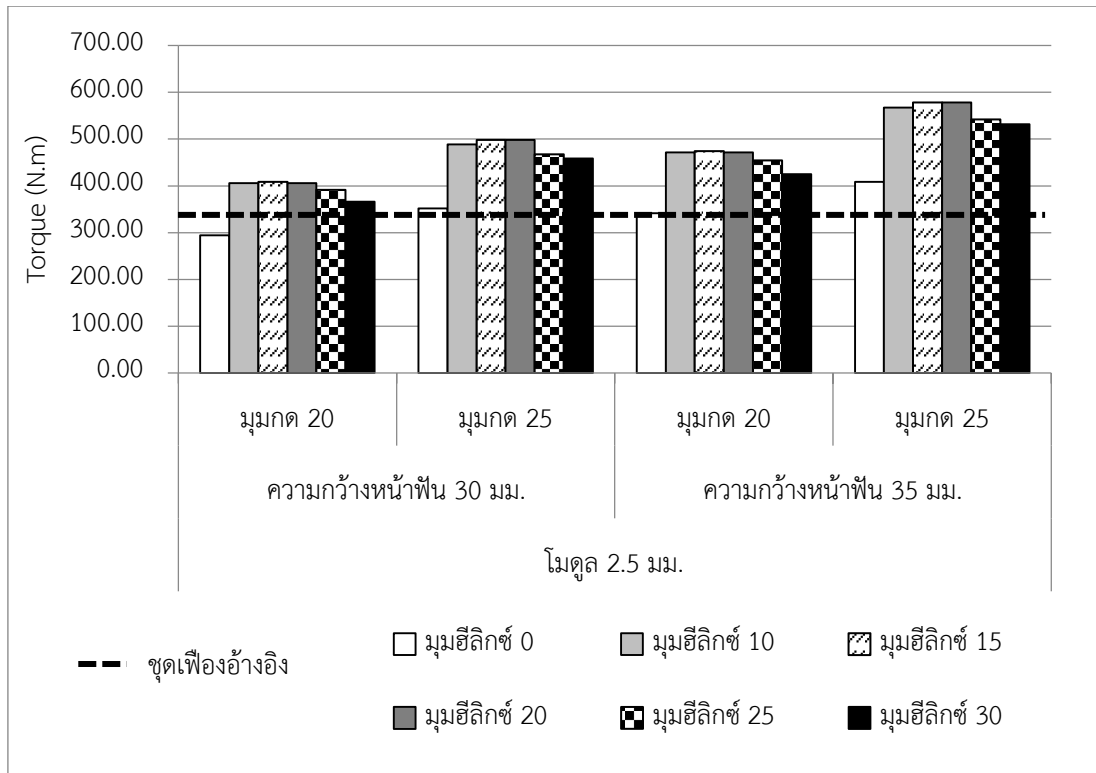
20° และ 25° ในส่วนของความกว้างหน้าฟันนั้นจะพิจารณาตามขนาดของโมดูลโดยชุดเฟืองที่มีขนาดของโมดูล 2.5 มิลลิเมตร จะกำหนดให้มีความกว้างหน้าฟัน 30 และ 35 มิลลิเมตร ซึ่งมีค่าเท่ากับ 12 และ 14 เท่าของโมดูลตามลำดับ ต่อมาจะกำหนดค่าของมุมฮิลิกซ์ที่ 0°, 10°, 15°, 20°, 25° และ 30° เพื่อให้มีการกระจายตัวที่เพียงพอในการหาค่ากำลังสูญเสียที่น้อยที่สุด

เมื่อจัดกลุ่มพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตทุกพารามิเตอร์เข้าด้วยกันจะได้ชุดเฟืองทั้งหมด 24 ชุด เพื่อนำไปคำนวณความสามารถในการรับภาระ ด้วยวิธีการตามคำแนะนำของ AGMA ซึ่งจะได้ผลแสดงดังรูปที่ 5.5 รูปที่ 5.6 รูปที่ 5.7 และ รูปที่ 5.8 ตามลำดับ ส่วนผลการประเมินกำลังสูญเสียรวมแสดงดังรูปที่ 5.9

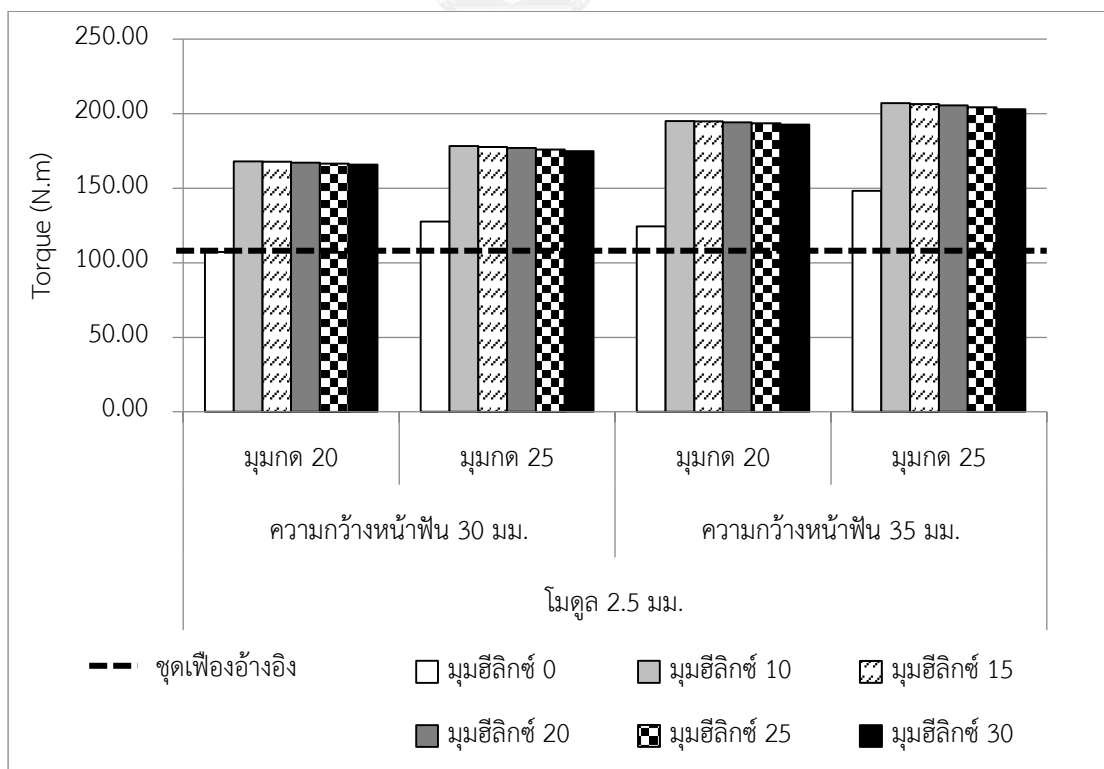
จะเห็นได้ว่าทั้งพีเนียนและเฟืองของทุกชุดเฟืองที่ออกแบบมีความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดและความเค้นสัมผัสมากกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง ยกเว้นเพียงชุดเฟืองตรงที่มีโมดูล 2.5 มิลลิเมตร มุมกด 20° ความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร ชุดเฟืองเดี่ยวเท่านั้นที่มีความสามารถในการรับภาระน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง นอกจากนี้จะเห็นได้ว่าทุกชุดเฟืองที่ออกแบบมีกำลังสูญเสียต่ำกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงทุกชุด โดยชุดเฟืองที่มีกำลังสูญเสียที่น้อยที่สุดคือชุดเฟืองที่มีขนาดโมดูล 2.5 มิลลิเมตร มุมกด 25° มุมฮิลิกซ์ 15° ความกว้างหน้าฟัน 30 มิลลิเมตร ซึ่งสามารถลดกำลังสูญเสียลงได้ถึงร้อยละ 33.08



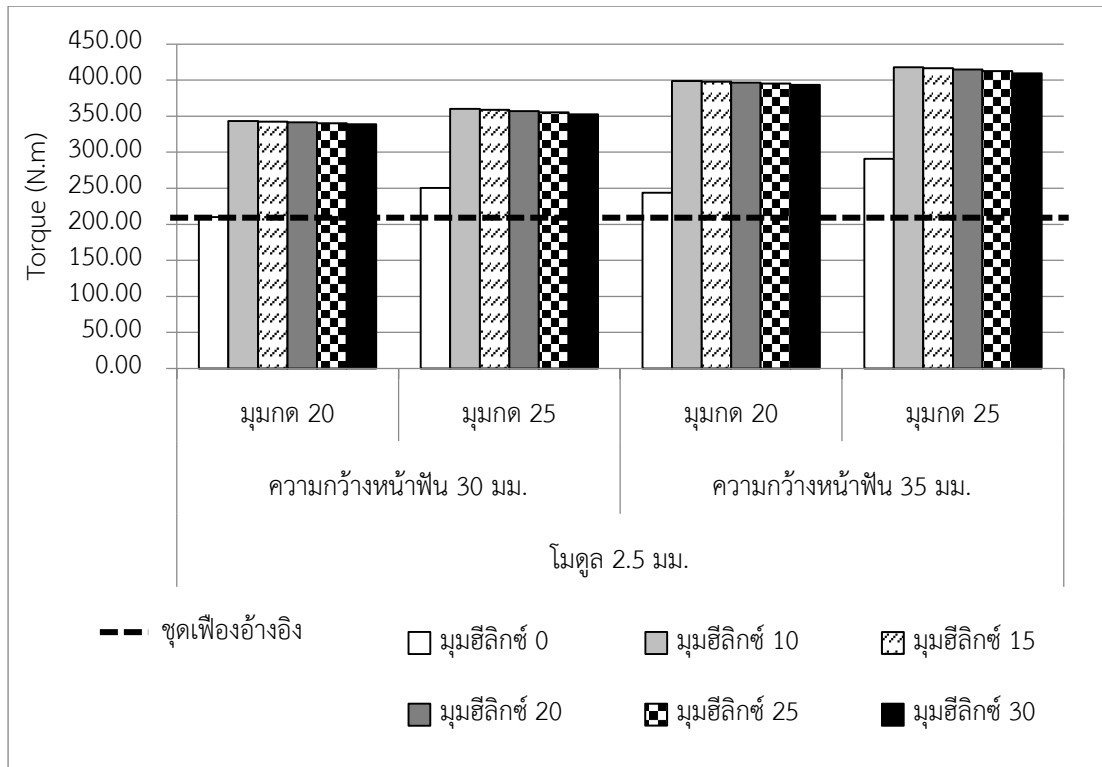
รูปที่ 5.5 ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของพีเนียนกรณีอัตราทด 5:7



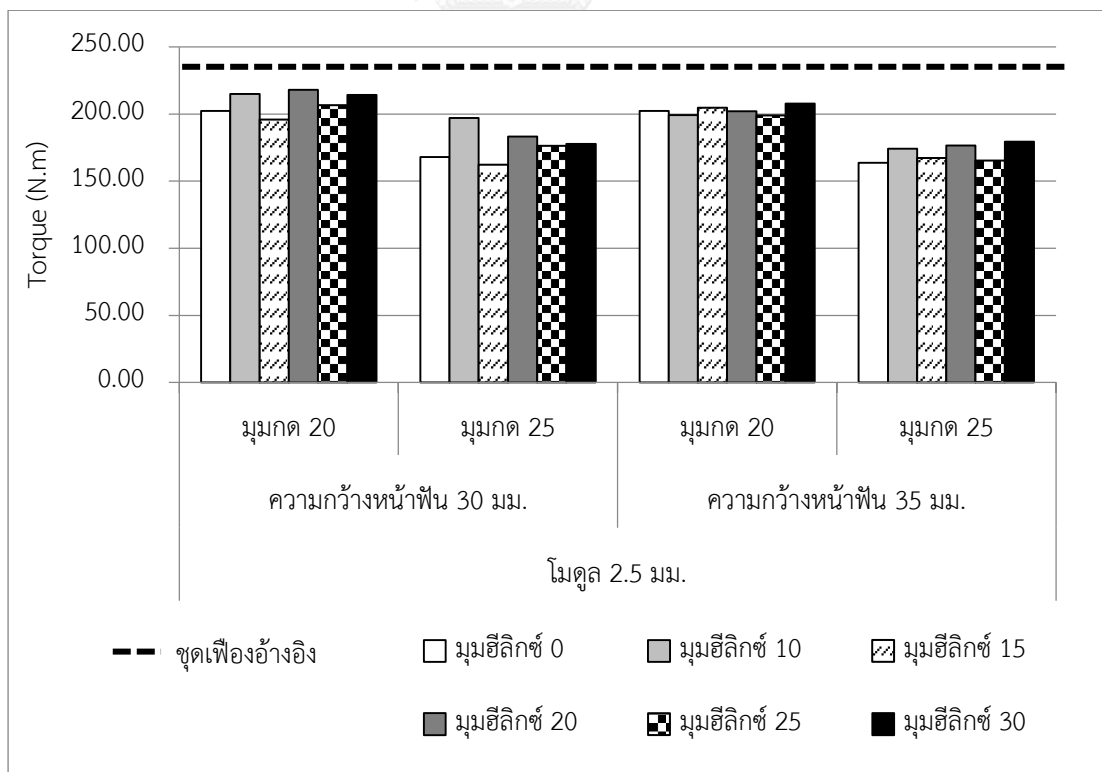
รูปที่ 5.6 ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของเฟืองกรณีอัตราทด 5:7



รูปที่ 5.7 ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของพีเนียงกรณีอัตราทด 5:7



รูปที่ 5.8 ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของเฟืองกรณีอัตราทด 5:7



รูปที่ 5.9 กำลังสูญเสียระหว่างการส่งกำลังของเฟืองกรณีอัตราทด 5:7

จากตัวอย่างการออกแบบผลการประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้แสดงไปนั้น จะทำการเลือกพารามิเตอร์ของชุดเฟืองบางชุดมาผลิตและทดสอบจริง โดยในที่นี้จะเลือกชุดเฟืองที่มีอัตราทด 5:7 จำนวน 3 ชุดเฟือง ประกอบด้วยชุดเฟืองตรงอ้างอิง 1 ชุดและชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่ ได้แก่ ชุดเฟืองตรงและชุดเฟืองเฉียงอย่างละ 1 ชุดซึ่งมีพารามิเตอร์แสดงดังตารางที่ 5.4 โดยเฟืองที่นำมาผลิตนี้จะมีรายละเอียดแสดงดังตารางที่ 5.5

ตารางที่ 5.4 พารามิเตอร์ของชุดเฟืองที่นำมาทดสอบ

พารามิเตอร์	A	B	C
จำนวนฟัน	25, 35	30, 42	30, 42
โมดูล (มม.)	3.00	2.50	2.50
มุมกด (องศา)	20	25	25
มุมฮีลิคซ์ (องศา)	0	0	15
ความกว้างหน้าฟัน (มม.)	30	30	30
เส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิตซ์ (มม.)	75, 105	75, 105	75, 105

ตารางที่ 5.5 คุณสมบัติของชุดเฟืองที่นำมาทดลอง

คุณสมบัติของเฟือง	รายละเอียด
Gear accuracy	JIS B 1702 เกรด 4
ความแข็งผิวหลัง heat treatment	มากกว่า 58 HRC
ความแข็งเนื้อหลัง heat treatment	26 – 42 HRC
วัสดุ	SCr420H

5.3 การทดสอบกำลังสูญเสีย

5.3.1 ชุดทดสอบกำลังสูญเสีย

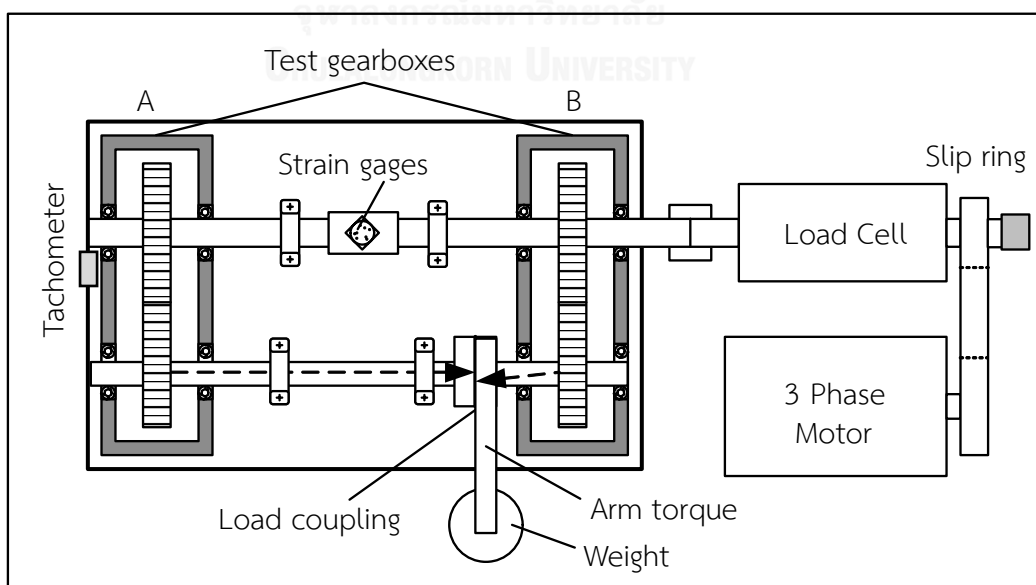
ในการทดลองหาลงสูญเสียของชุดเฟืองของการศึกษานี้ จะใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gearbox system เช่นเดียวกับการศึกษาก่อนหน้า [8, 20-22] ชุดทดลองมีอุปกรณ์สำคัญแสดงดังแผนภาพในรูปที่ 5.10 โดยชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back เป็นชุดทดสอบเฟืองที่ออกแบบให้ไม่มีกำลังขาออก ในการเดินเครื่องที่สภาวะการทำงานคงที่ (ภาระแรงบิดและความเร็วรอบคงที่) กำลังขาเข้าที่ใส่ให้กับระบบสมมูลอยู่กับกำลังสูญเสียต่าง ๆ ภายในระบบทั้งหมด ชุด

ทดสอบเฟืองประกอบด้วยห้องเฟือง 2 ห้อง แต่ละห้องมีเฟืองอยู่ในห้องละ 1 คู่ โดยเฟืองทั้ง 2 คู่ นั้นจะเหมือนกันทุกประการและเชื่อมต่อกันด้วยเพลลา ซึ่งบนเพลลาหนึ่งจะต่อสเตรนเกจ (strain gages) 4 ตัวเป็นวงจรแบบ full bridge เพื่อใช้วัดแรงบิดภายในระบบ ส่วนอีกเพลลาหนึ่งมีคัปปลิงซึ่งสามารถปรับมุมที่ยึดกันได้ เพื่อใช้ปรับแรงบิดภายในระบบ

ในส่วนของกำลังขาเข้าของชุดเฟืองจะถูกส่งจากมอเตอร์สามเฟสที่ผ่านการทรอบด้วยสายพานอัตราทด 3:5 ทำให้ความเร็วรอบสูงสุดของเพลลากำลังเข้าประมาณ 2500 รอบต่อนาที แรงบิดที่เพลลากำลังเข้าสามารถวัดค่าได้ด้วยโหลดเซลล์ (load cell) ซึ่งสร้างขึ้นในห้องปฏิบัติการ โดยประกอบด้วยสเตรนเกจ 4 ตัวต่อวงจรแบบ full bridge เช่นเดียวกับสเตรนเกจที่ได้กล่าวไปก่อนหน้า สัญญาณที่วัดได้จากสเตรนเกจจะถูกส่งผ่านสายสัญญาณที่ร้อยอยู่กลางแกนเพลลาและส่งออกที่ปลายเพลลาผ่านสลีปริง (slip ring) และมีเครื่องวัดความเร็วรอบ (tachometer) ที่ปลายเพลลาขับ เพื่อใช้วัดความเร็วรอบหมุนของเพลลา เมื่อนำแรงบิดที่โหลดเซลล์นี้วัดได้คูณกับความเร็วรอบหมุน จะสามารถคำนวณกำลังขาเข้าซึ่งสมดุลและมีค่าเท่ากับกำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในระบบได้

สัญญาณไฟฟ้าที่วัดได้จากสเตรนเกจ จะต่อผ่านอุปกรณ์ปรับและบันทึกสัญญาณ DAQ (data acquisition hardware) ซึ่งต่อเข้ากับ PCI card เพื่อส่งสัญญาณที่วัดได้เข้าสู่คอมพิวเตอร์เพื่อเก็บสัญญาณและนำไปวิเคราะห์ข้อมูลต่อไป

ระบบหล่อลื่นภายในห้องเฟืองเป็นแบบฉีด โดยน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้มีรหัส 80w90 ซึ่งเป็นน้ำมันที่ใช้กับห้องเฟืองโดยเฉพาะ และควบคุมด้วยเครื่องทำความร้อนให้มีอุณหภูมิอยู่ที่ 70°C ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ความหนืดของน้ำมันแปรผันน้อย



รูปที่ 5.10 แผนภาพชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back

การทดลองวัดค่ากำลังสูญเสียระหว่างส่งกำลังในการศึกษานี้ จะกำหนดแรงบิดของสภาวะที่ทดลองออกเป็นช่วง ๆ เนื่องจากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ภายในห้องปฏิบัติการ ใช้การเปลี่ยนคัปปลิงในการปรับมุมที่ยึดกันของเพลลา ซึ่งมีความละเอียดในการปรับ 2° - 3° ซึ่งอาจทำให้ไม่สามารถกำหนดแรงบิดที่ทำการทดลองของแต่ละชุดเฟืองได้เท่ากันพอดีได้ โดยชุดเฟืองหนึ่งชุดจะทำการวัดค่ากำลังสูญเสียด้วยกันทั้งหมด 3 ช่วงแรงบิดได้แก่ 10-40, 41-70 และ 71-105 นิวตัน-เมตร และในแต่ละช่วงแรงบิดจะวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบหมุนเพลลาขับ 500, 1000, 1500, 2000 และ 2500 รอบต่อนาที รวมทั้งหมด 5 ความเร็วรอบหมุน ซึ่งแรงบิดและความเร็วรอบหมุนนี้จะทำการวัดค่าบนเพลลาขับ

5.3.2 วิธีการคำนวณกำลังสูญเสียจากการทดลอง

กำลังสูญเสียที่เกิดขึ้นในชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back มีสาเหตุมาจาก 2 ส่วนหลัก ได้แก่ กำลังสูญเสียจากเฟือง และกำลังสูญเสียจากตลับลูกปืน ซึ่งกำลังสูญเสียรวมที่เกิดขึ้นนี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท ได้แก่ กำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกล (P_{mech}) และกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน (P_{spin}) แสดงดังสมการ

$$P_{total} = P_{mech} + P_{spin} \quad (5.5)$$

โดยชุดทดสอบเฟืองแบบ back to back มีค่ากำลังสูญเสียรวมเท่ากับกำลังขาเข้าระบบ แสดงดังสมการ

$$P_{total} = P_{input} = T_T \times \omega_{input} \quad (5.6)$$

เมื่อ ω_{input} คือความเร็วเชิงมุมขาเข้าระบบ

สำหรับกำลังสูญเสียจากการหมุน P_{spin} นั้นสามารถหาค่าได้โดยทดลองวัดค่ากำลังสูญเสียในขณะที่ไม่มีการแรงบิดภายในระบบ สามารถทำได้ด้วยการจัดโหนดคัปปลิงซึ่งเชื่อมต่อเพลลาระหว่างให้เฟืองให้ไม่มีการบิดเกิดขึ้นเพื่อไม่ให้มีแรงกดบนหน้าฟัน ดังนั้นในกรณีศึกษานี้จะไม่มีกำลังสูญเสียทางกล P_{mech} แสดงดังสมการ

$$\begin{aligned} P_{input} &= P_{total} \Big|_{T_c=0} = 0 + P_{spin} \\ P_{input} &= P_{total} \Big|_{T_c=0} = P_{spin} \end{aligned} \quad (5.7)$$

ส่วนในกรณีศึกษาที่ให้ภาระแรงบิดกับระบบนั้น กำลังสูญเสียที่วัดได้จะเป็นผลรวมของกำลังสูญเสียทางกล P_{mech} และกำลังสูญเสียจากการหมุนต้านแรงเสียดทาน P_{spin} ดังแสดงในสมการ (6.1) เนื่องจากการสูญเสียทางกลนี้มีสาเหตุมาจากการขบกันของฟันเฟือง $P_{g,load dep.}$ และกำลังสูญเสียของตลับลูกปืน $P_{b,load dep.}$ ดังนั้นกำลังสูญเสียทางกลสามารถเขียนได้ดังสมการ

$$P_{mech} = P_{g,load dep.} + P_{b,load dep.} \quad (5.8)$$

และสมการกำลังสูญเสียรวมในสมการ (6.1) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$P_{total} = P_{g,load dep.} + P_{b,load dep.} + P_{spin} \quad (5.9)$$

โดย P_{spin} หาได้จากการทดลองขณะไม่มีภาระแรงบิด ส่วน $P_{g,load dep.}$ มีค่าเท่ากับผลรวมของกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล $P_{sliding}$ และกำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้ง $P_{rolling}$ แต่เนื่องจากกำลังสูญเสียเนื่องจากการกลิ้งนั้นมีค่าน้อยกว่ากำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลมาก จึงจะละทิ้งและไม่พิจารณาในการศึกษานี้ ดังนั้นจะสามารถหาค่ากำลังสูญเสียทางกลของที่มีสาเหตุจากการขบกันของฟันเฟืองได้ดังสมการ

$$P_{g,load dep.} = P_{sliding} \quad (5.10)$$

และกำลังสูญเสียซึ่งขึ้นกับภาระที่เกิดจากตลับลูกปืน $P_{b,load dep.}$ นั้นสามารถหาได้จากสมการกำลังสูญเสียซึ่งเสนอโดย Harris [27] ดังนี้

$$P_{b,load dep.} = M_{b,load dep.} \omega_b \quad (5.11)$$

เมื่อ $M_{b,load dep.}$ คือโมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืน

และ ω_b คือ ความเร็วเชิงมุมของตลับลูกปืน

สำหรับตลับลูกปืนที่ใช้ในชุดทดสอบเฟืองเป็นตลับลูกปืนชนิด deep groove ball bearing ซึ่งสามารถหาค่าโมเมนต์แรงเสียดทานจากการกลิ้งของตลับลูกปืนที่ขึ้นกับภาระแรงบิด $M_{b,load dep.}$ ได้ดังนี้

$$M_{b,load dep.} = f_1 F_\beta d_m \quad (5.12)$$

เมื่อ d_m คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยของตลับลูกปืน

และ f_1 คือ ค่าตัวประกอบไร้มิติซึ่งขึ้นกับการออกแบบและภาระที่กระทำกับตลับลูกปืนสามารถหาได้จากสมการ

$$f_1 = z \left(\frac{F_s}{C_s} \right)^y \quad (5.13)$$

เมื่อ C_s คือแรงสถิตประเมิน (basic static load rating) ส่วน z และ y คือค่าคงที่ซึ่งขึ้นกับขนาดและชนิดของตลับลูกปืน ซึ่ง C_s , z และ y สามารถหาค่าได้จากตารางแสดงคุณสมบัติของตลับลูกปืน สำหรับ F_s คือแรงสมมูลสถิต (static equivalent load) ซึ่งในกรณีของเฟืองตรงจะหาค่าได้จากสมการ

$$F_s = F_r \quad (5.14)$$

และในกรณีของเฟืองเฉียงจะหาค่าได้จากสมการ

$$F_s = 0.6F_r + 0.5F_a \quad (5.15)$$

โดย F_r คือแรงในแนวรัศมี และ F_a คือแรงในแนวแกนตามลำดับ [27]

สำหรับ F_β คือตัวแปรของแรงที่ขึ้นกับขนาดและทิศทางของแรงที่รับภาระโดยตลับลูกปืน โดยในกรณีที่ตลับลูกปืนเป็นชนิด deep groove ball ซึ่งมีมุม nominal contact 0° จะสามารถประมาณให้ $F_\beta = F_r$ ได้ [27]

สุดท้ายค่าตัวแปรต่าง ๆ ของตลับลูกปืนที่ใช้ในการทดลองแสดงดังตารางที่ 5.6

ตารางที่ 5.6 ค่าตัวแปรต่าง ๆ ของตลับลูกปืนที่ใช้ในการทดลอง

Ball Bearing Type	Nominal contact angle (deg)	z	y	C_s (N)	d_m (mm)
Radial deep groove	0	0.0007	0.55	3700	28.5

เนื่องจากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ซึ่งมีในห้องปฏิบัติการ ประกอบด้วยเฟือง 2 คู่ ตลับลูกปืนของห้องเฟือง 8 ตัว และตลับลูกปืนที่ใช้ในการรองรับเพลลาที่เชื่อมต่อระหว่างห้องเฟือง 4 ตัว ดังนั้นกำลังสูญเสียที่ขึ้นกับภาระแรงบิดในสมการ (4.6) สามารถเขียนใหม่เพื่อแสดงกำลังสูญเสียจากส่วนประกอบต่าง ๆ ได้ดังสมการ

$$P_{mech} = 2P_{b,load\ dep} + [8P_{b,load\ dep.}]_{gearbox} + [4P_{b,load\ dep.}]_{bearing\ housing} \quad (5.16)$$

เนื่องด้วยตลับลูกปืนระหว่างห้องเฟืองนั้น รองรับเพียงภาระที่เกิดจากน้ำหนักของเพลลาซึ่งมีค่าน้อยมาก เมื่อเทียบกับภาระของตลับลูกปืนของห้องเฟืองซึ่งประกอบด้วยน้ำหนักของเฟืองและภาระแรงกดที่หน้าฟันเฟืองในกรณีที่มีภาระภายในระบบ ดังนั้นจากเหตุผลดังกล่าวจึงสามารถละทิ้งกำลังสูญเสียซึ่งเกิดจากตลับลูกปืนระหว่างห้องเฟืองทั้ง 4 ตัวได้ จึงสามารถเขียนสมการ (5.16) ได้ใหม่ดังนี้

$$P_{mech} = 2P_{b,load\ dep} + [8P_{b,load\ dep.}]_{gearbox} \quad (5.17)$$

และเมื่อแทนค่าจากสมการ (6.6) ลงในสมการ (6.11) จะได้ว่า

$$P_{mech} = 2P_{sliding} + [8P_{b,load\ dep.}]_{gearbox} \quad (5.18)$$

จากสมการ (6.12) จะสามารถจัดรูปเพื่อคำนวณหาค่ากำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลได้ โดยจะจัดรูปสมการใหม่ได้เป็น

$$P_{sliding} = \frac{1}{2} P_{mech} - [4P_{b,load\ dep.}]_{gearbox} \quad (5.19)$$

หรือ

$$P_{sliding} = \frac{1}{2} [P_{total} - P_{spin}] - [4P_{b,load\ dep.}]_{gearbox} \quad (5.20)$$

ซึ่งกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลที่คำนวณได้จากการทดลองนี้ จะนำไปใช้เพื่อเปรียบเทียบกับแนวโน้มกับผลประเมินกำลังสูญเสียจากแบบจำลองของณัชชา [23] ได้

5.4 การทดลองวัดค่าการสั่นสะเทือน

เพื่อศึกษาผลกระทบในด้านอื่น ๆ ของการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย การสั่นสะเทือนของชุดเฟืองที่ออกแบบจะถูกตรวจสอบด้วย เนื่องจากยังไม่สามารถวัดการสั่นสะเทือนที่เฟืองได้โดยตรงจากข้อจำกัดของอุปกรณ์วัดและชุดทดสอบเฟือง จึงจะทำการวัดค่าการสั่นสะเทือนที่ห้องเฟืองและเข้าตั้ปลุกปืนของห้องเฟือง A ในรูปที่ 5.10 แทน โดยการวัดจะประกอบด้วยการวัดในแนวแกนเพลลา แนวตั้ง และแนวระดับตั้งฉากกับแกนหมุน ดังแสดงตำแหน่งและทิศทางที่วัดในรูปที่ 5.11 และภาพถ่ายในรูปที่แสดงดังภาพถ่ายในรูปที่ 5.12, รูปที่ 5.13 และ รูปที่ 5.14 ตามลำดับ โดยรายละเอียดในการติดเป็นดังนี้

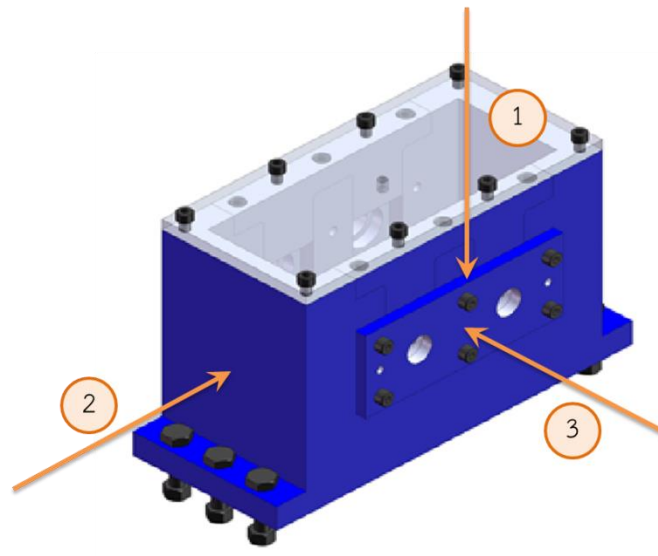
1. แนวแกนเพลลา ติดที่เข้าตั้ปลุกปืนในตำแหน่งตรงกลางระหว่างเพลลาทั้งสอง
2. แนวระดับตั้งฉากกับแกนหมุน ติดที่ตำแหน่งกึ่งกลางของด้านข้างของห้องเฟืองในระดับความสูงเท่ากับแกนเพลลา
3. แนวแกนตั้ง ติดที่ขอบด้านบนของเข้าตั้ปลุกปืนในตำแหน่งกึ่งกลางระหว่างแกนเพลลาซึ่งอยู่สูงกว่าแนวแกนเพลลา 40 mm

อุปกรณ์ที่ใช้แปลงสัญญาณการสั่นสะเทือนในการศึกษานี้จะใช้เซนเซอร์วัดความเร่ง (accelerometer) แบบหนึ่งแกน โดยการยึดติดเซนเซอร์กับห้องเฟืองนั้น จะติดด้วยการใช้เทปกาวสองหน้าซึ่งมีข้อดีคือสามารถทำการวัดและถอดออกได้ง่าย เหมาะแก่การติดตั้งชั่วคราว และยังสามารถใช้งานได้ดีถึงอุณหภูมิประมาณ 90°C [28] โดยในการทดลองนี้มีการกำหนดอุณหภูมิของน้ำมันที่ใช้ฉีดเพื่อหล่อลื่นเฟืองไว้ที่ 70°C ซึ่งอยู่ในช่วงที่เทปกาวสองหน้าสามารถยึดติดได้ดี สัญญาณที่วัดได้จะถูกส่งไปที่เครื่องวิเคราะห์สัญญาณ โดยข้อมูลที่จัดเก็บประกอบด้วย ข้อมูลในโดเมนเวลา ข้อมูลความเร็วรอบหมุนจากเครื่องวัดความเร็วรอบหมุน (tachometer) และสเปกตรัมในโดเมนความถี่ซึ่งแปลงโดยเครื่องวิเคราะห์สัญญาณ

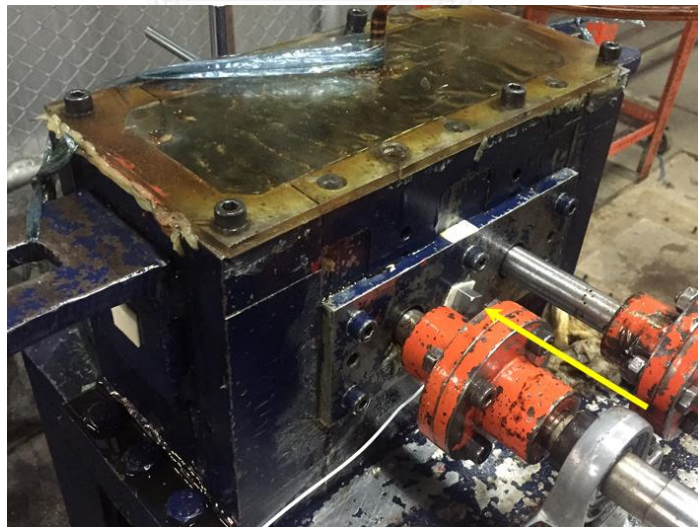
เนื่องจากในการศึกษานี้ติดตั้งเครื่องมือวัดความเร่งที่ห้องเฟือง ทำให้ขนาดการสั่นสะเทือนที่วัดได้อาจจะมีขนาดน้อยกว่าการวัดที่ชุดเฟืองโดยตรง ดังนั้นในการศึกษานี้จะวัดค่าการสั่นสะเทือนช่วงแรงบิดสูงคือช่วง 100-150 นิวตัน-เมตรเท่านั้น โดยความเร็วรอบที่วัดอยู่ในช่วง 1000-2000 รอบต่อนาที โดยจะเก็บค่าการสั่นสะเทือนทุก ๆ 50 รอบต่อนาที

สำหรับความถี่สูงสุดที่ทำการวัด สามารถพิจารณาได้จากความถี่การสั่นสะเทือนของเฟืองดังนี้ เนื่องจากเฟืองที่ออกแบบมีจำนวนฟันสูงสุดของพีเนียนคือ 30 ฟัน และทดลองที่ความเร็วสูงสุด 2000 รอบต่อนาที จะมีความถี่การขบ (mesh frequency) 1000 เฮิรตซ์ โดยทั่วไปฮาร์มอนิกส์สูง ๆ ของความถี่การขบมักมีขนาดเล็กกว่าความถี่ต่ำ ๆ มาก ในการศึกษานี้จะพิจารณาความถี่สูงสุดที่ 3 เท่าของความถี่การขบ ดังนั้นความถี่การขบสูงสุดที่พิจารณาคือ 3,000 เฮิรตซ์ จึงจะตั้งค่าการวัด

ในช่วงถี่ 0 – 5000 เฮิรตซ์ ซึ่งครอบคลุมทุกความถี่ที่ต้องการศึกษาซึ่งการตั้งค่านี้อาจจะทำให้ข้อมูลที่ได้มีความละเอียดที่สูงเพียงพอต่อความแม่นยำในการวิเคราะห์สำหรับการวิเคราะห์ในโดเมนความถี่ และจะตั้งค่าการวิเคราะห์ความถี่ของอุปกรณ์ไว้ที่ 1601 เส้น ซึ่งจะได้ความละเอียดในการแยกความถี่เท่ากับ 3.125 เฮิรตซ์ รวมถึงตั้งค่า sampling frequency ไว้ที่ 12,800 จุดต่อวินาที



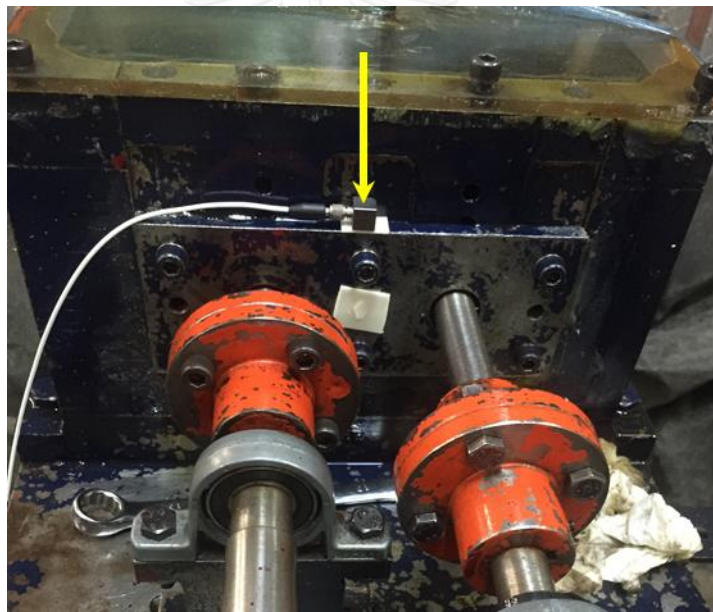
รูปที่ 5.11 ตำแหน่งการติดตั้งเซนเซอร์วัดความเร่งบนแผนภาพของห้องเพื่อง



รูปที่ 5.12 ภาพถ่ายตำแหน่งการติดตั้งเซนเซอร์วัดความเร่งในแนวแกนเพลลา



รูปที่ 5.13 ภาพถ่ายตำแหน่งการติดตั้งเซ็นเซอร์วัดความเร่งในแนวระดับซึ่งตั้งฉากกับแกนหมุน



รูปที่ 5.14 ภาพถ่ายตำแหน่งการติดตั้งเซ็นเซอร์วัดความเร่งในแนวตั้ง

5.5 สรุปท้ายบท

ในบทนี้ได้นำเสนอแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อลดกำลังสูญเสีย และตัวอย่างการออกแบบเฟืองเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดในกรณีอัตราทด 1:1 และ 5:7 โดยจะเห็นได้ว่าชุดเฟืองที่มีกำลังสูญเสียน้อยและมีความสามารถในการรับภาระมากกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง จะมีโมดูลขนาดเล็ก มุมกดและความกว้างฟันมีค่ามาก และมุมฮิลิกซ์อยู่ในช่วง 10° - 15° ในตัวอย่างการคำนวณที่แสดงพบว่าจะสามารถออกแบบชุดเฟืองที่มีความสามารถในการรับภาระมากกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงและมีกำลัง

สูญเสียน้อยกว่าได้ โดยในตัวอย่างการออกแบบจะสามารถลดกำลังสูญเสียได้ถึงประมาณร้อยละ 37.5 สำหรับกรณีอัตราทด 1:1 และประมาณร้อยละ 33.1 สำหรับกรณีอัตราทด 5:7 และเพื่อตรวจสอบการออกแบบ ในที่นี้ได้เลือกชุดเฟืองบางชุดมาผลิตเพื่อทดสอบจริงด้วย

ในบทนี้ยังได้อธิบายถึงหลักการทำงานของชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back และอุปกรณ์วัดต่าง ๆ ซึ่งจะใช้ในการทดลองวัดกำลังสูญเสีย และอธิบายวิธีและตำแหน่งในการวัดการสั่นสะเทือนด้วยเซนเซอร์วัดความเร่ง รวมถึงสภาวะการทำงานที่ใช้ในการทดสอบเพื่อนำผลมาวิเคราะห์

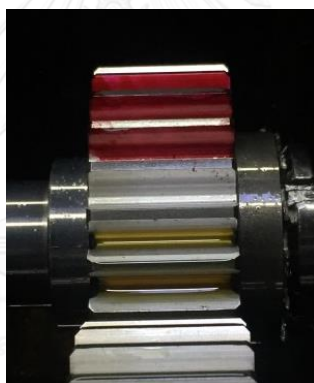


บทที่ 6

ผลการทดลองและอภิปราย

6.1 ผลการทดสอบพื้นที่หน้าสัมผัสด้วยวิธีการทาสี

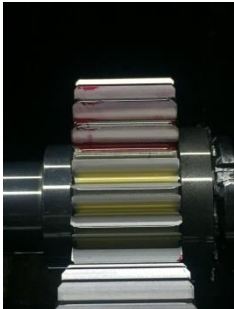

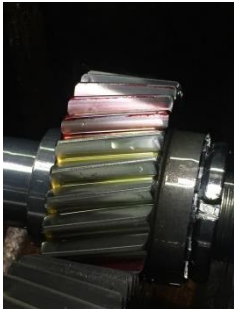
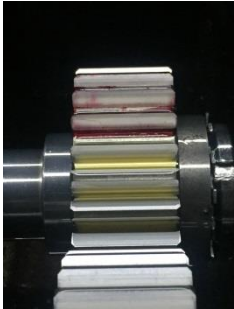
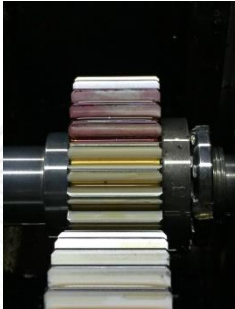

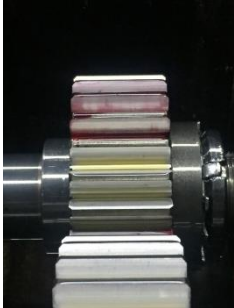
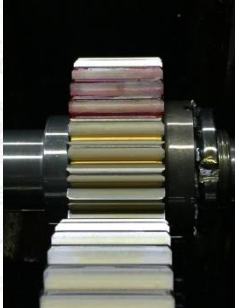

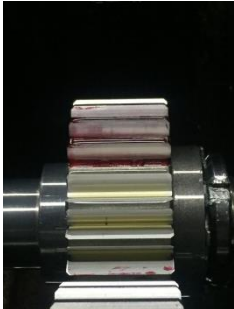
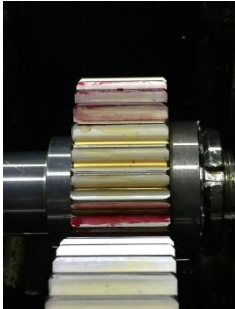

ก่อนเริ่มทำการทดลองวัดกำลังสูญเสียและการสั่นสะเทือน ในการศึกษาครั้งนี้ได้มีการทดสอบหน้าสัมผัสของฟันเฟืองในระหว่างการขบเพื่อตรวจสอบ alignment ของการประกอบชุดทดลอง โดยการทดสอบจะใช้สีร่างแบบ (Dykem steel red layout fluid) ซึ่งเป็นสีที่ทนต่อน้ำมัน ทาลงบนหน้าสัมผัสของเฟืองขับในห้องเฟือง B ทั้งหมด 4 ตำแหน่ง ตำแหน่งละ 3 ฟัน และแต่ละตำแหน่งห่างกันประมาณ 90 องศา แสดงดังรูปที่ 6.1 จากนั้นจะทดสอบด้วยการใช้งานที่ความเร็วรอบ 2,000 รอบต่อนาทีนาน 5 นาที ที่ช่วงภาระแรงบิดสูงสุดหรือในช่วง 71 – 105 นิวตัน-เมตรที่เพลาขับ หากในหลังจากทดสอบมีสีเหลืออยู่ที่ผิวฟันเป็นปริมาณ อาจแสดงถึงการประกอบที่ไม่ดีนักและก่อให้เกิดความเสียหายต่อผิวและฟันเฟืองได้



รูปที่ 6.1 หน้าสัมผัสของฟันเฟืองหลังทาสี

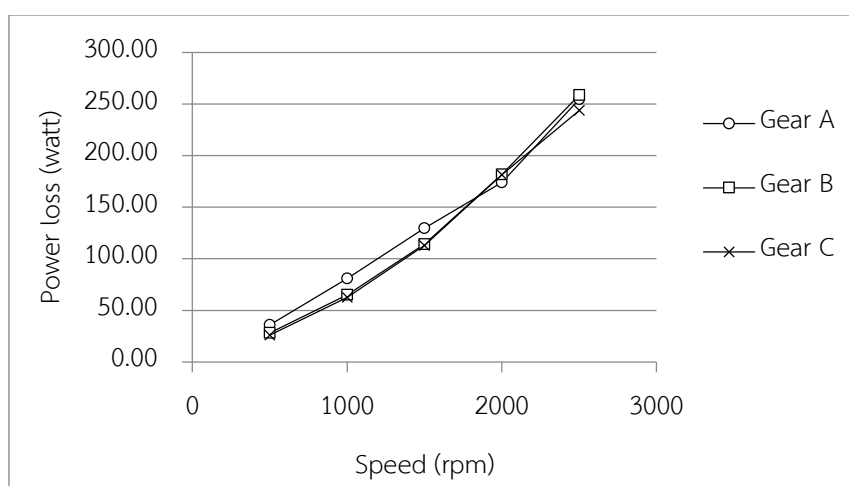
จากตารางที่ 6.1 สีที่ทาลงบนผิวฟันเฟืองของชุดเฟืองตรง A และ B ทั้ง 4 ตำแหน่งการขบหลุดออกเกือบทั้งหมด แสดงให้เห็นว่าชุดเฟืองตรง A และ B มีการสัมผัสเต็มหน้าฟันและมีการประกอบที่ alignment ของเฟืองทั้งสองตรงกัน ส่วนเฟืองเฉียง C นั้นจะมีสีเหลืออยู่เล็กน้อยในบางตำแหน่งการขบ ซึ่งอยู่ในปริมาณที่สามารถทำการทดสอบได้โดยก่อให้เกิดความเสียหายต่อผิวและฟันเฟือง

ตารางที่ 6.1 หน้าสัมผัสของฟันเฟืองหลังการทดสอบ

ตำแหน่งการขบ	Gear A	Gear B	Gear C
1			
2			
3			
4			

6.1.1 ผลการทดลองวัดกำลังสูญเสีย

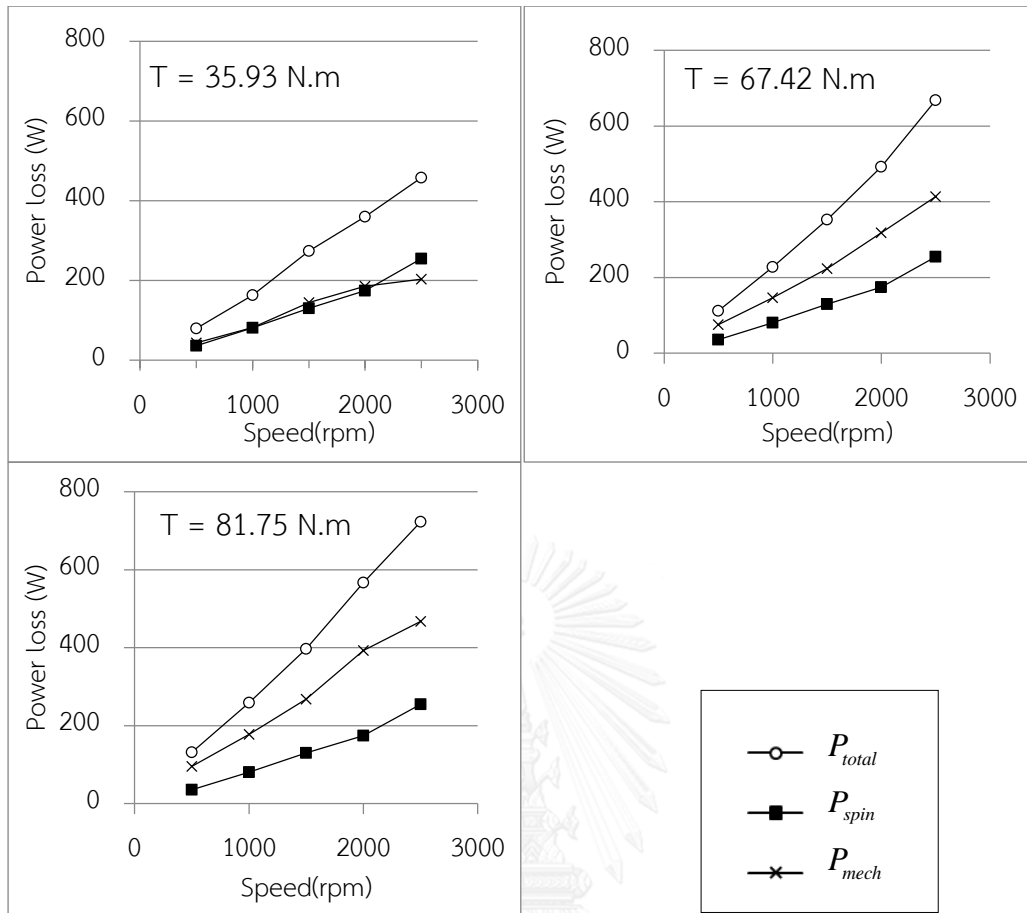
การทดลองวัดกำลังสูญเสียขณะไม่มีภาระแรงบิดทำได้โดยการปรับมุมของโหลดคัปปลิงเพื่อให้เพลาซึ่งเชื่อมระหว่างห้องเฟืองทั้งสองห้องไม่มีการบิด และทำให้แรงบิดภายในระบบมีค่าไม่เกิน 3 นิวตัน-เมตร ซึ่งกำลังสูญเสียที่วัดได้จากกรณีนี้จะใช้ประมาณค่ากำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระได้ จากรูปที่ 6.2 จะเห็นได้ว่าชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดมีกำลังสูญเสียที่ไม่ขึ้นกับภาระใกล้เคียงกันในทุกความเร็วรอบหมุน



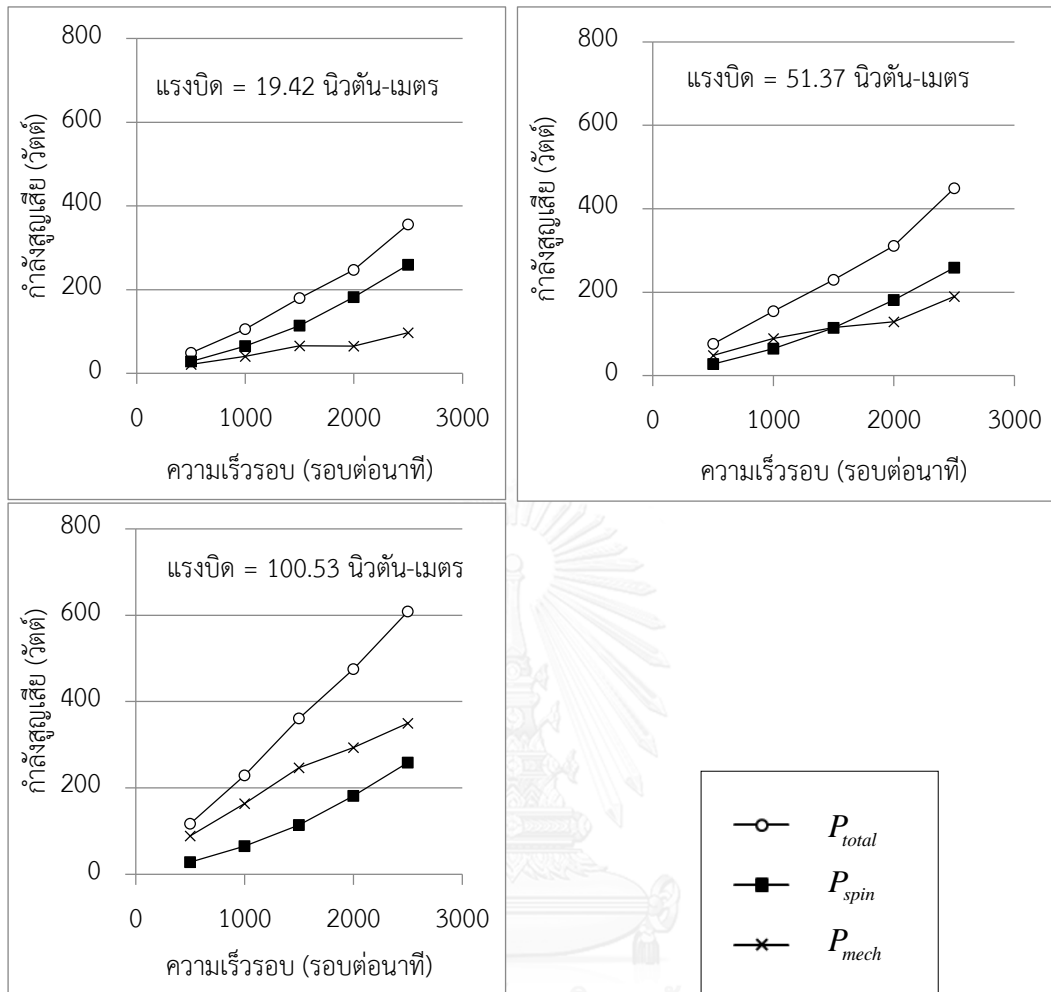
รูปที่ 6.2 กำลังสูญเสียในสถานะที่ไม่มีภาระแรงบิด

ลำดับต่อมาจะนำเสนอผลการทดลองกำลังสูญเสียในขณะที่มีภาระแรงบิด โดยกำลังสูญเสียที่วัดได้จากกรณีนี้จะเป็นกำลังสูญเสียรวมในระบบ P_{total} ซึ่งเมื่อนำมาหักลบกับกำลังสูญเสียในขณะที่ไม่มีภาระ P_{spin} แล้วนั้นจะได้ค่าสูญเสียที่ขึ้นกับภาระหรือกำลังสูญเสียทางกลได้ P_{mech}

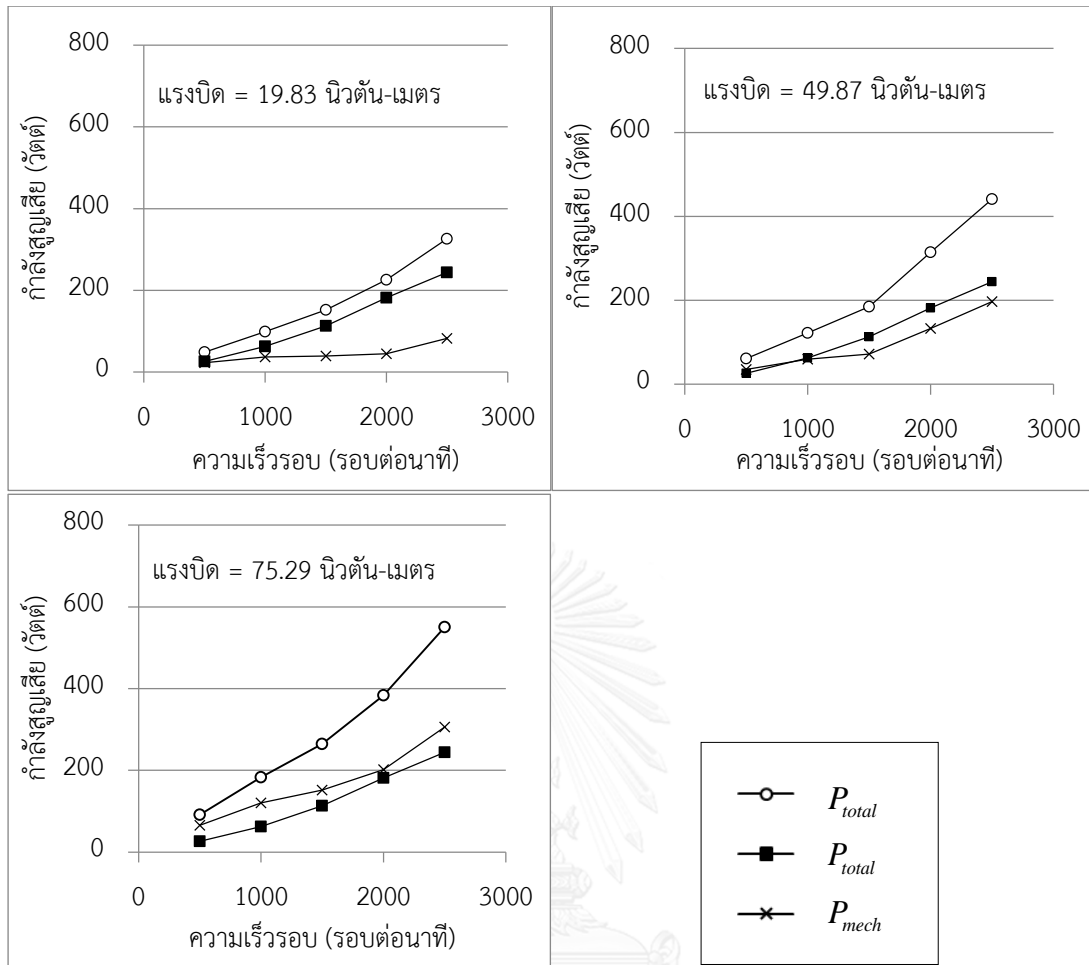
จากรูปที่ 6.3 - รูปที่ 6.5 แสดงผลกำลังสูญเสียของชุดเฟือง A ,B และ C ตามลำดับ จะพบว่ากำลังสูญเสียของแต่ละชุดเฟืองมีแนวโน้มในทางเดียวกัน คือ เมื่อความเร็วรอบมีค่าเพิ่มขึ้นกำลังสูญเสียจะมีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อแรงบิดมีค่าเพิ่มขึ้นกำลังสูญเสียรวมจะมีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนกำลังสูญเสียจากการหมุนซึ่งไม่ขึ้นกับภาระแรงบิดจะมีค่าคงที่ แสดงให้เห็นว่ากำลังสูญเสียทางกลจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อภาระแรงบิดมีค่ามากขึ้น



รูปที่ 6.3 ผลการวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ของชุดเฟือง A



รูปที่ 6.4 ผลการวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ของชุดเฟือง B

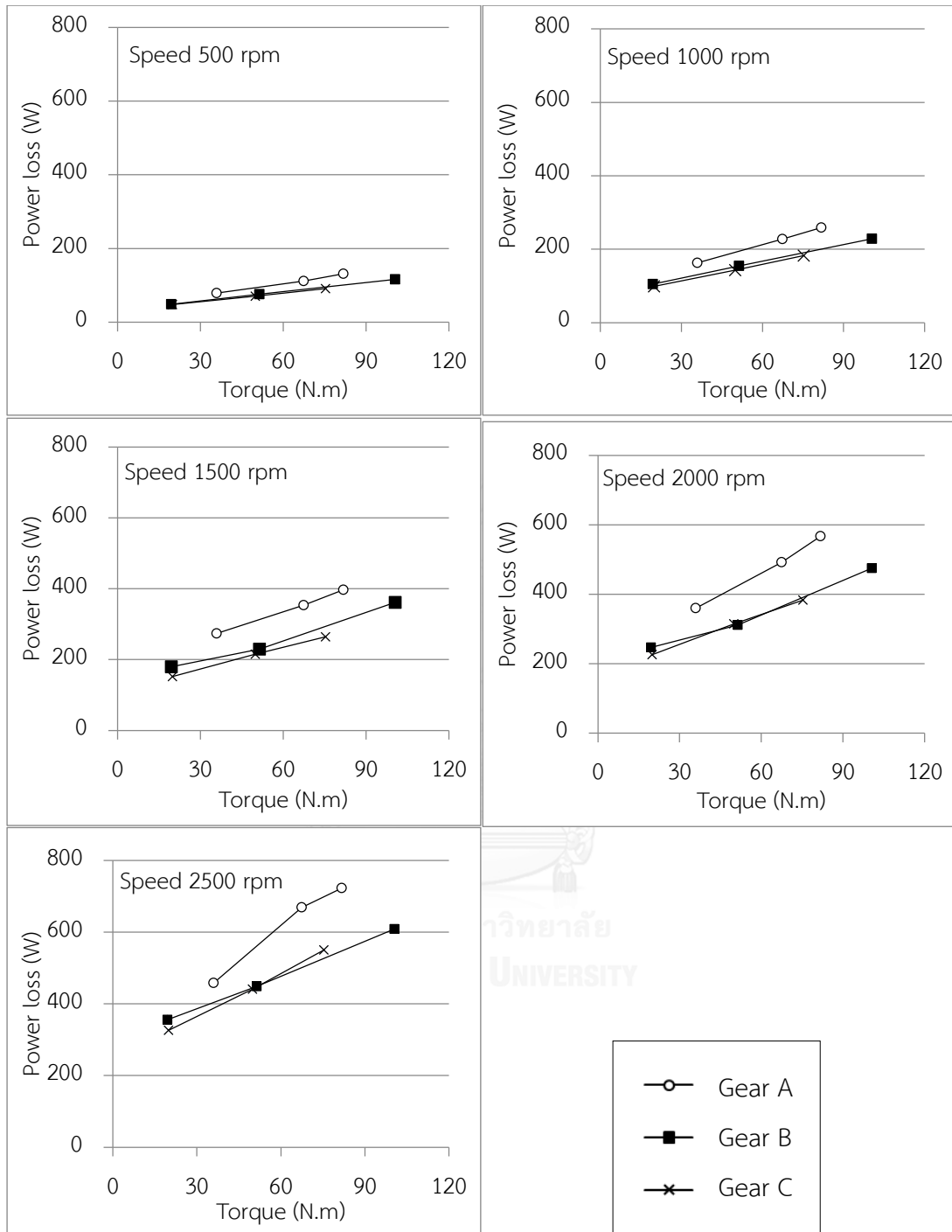


รูปที่ 6.5 ผลการวัดกำลังสูญเสียที่ความเร็วรอบต่าง ๆ ของชุดเฟือง C

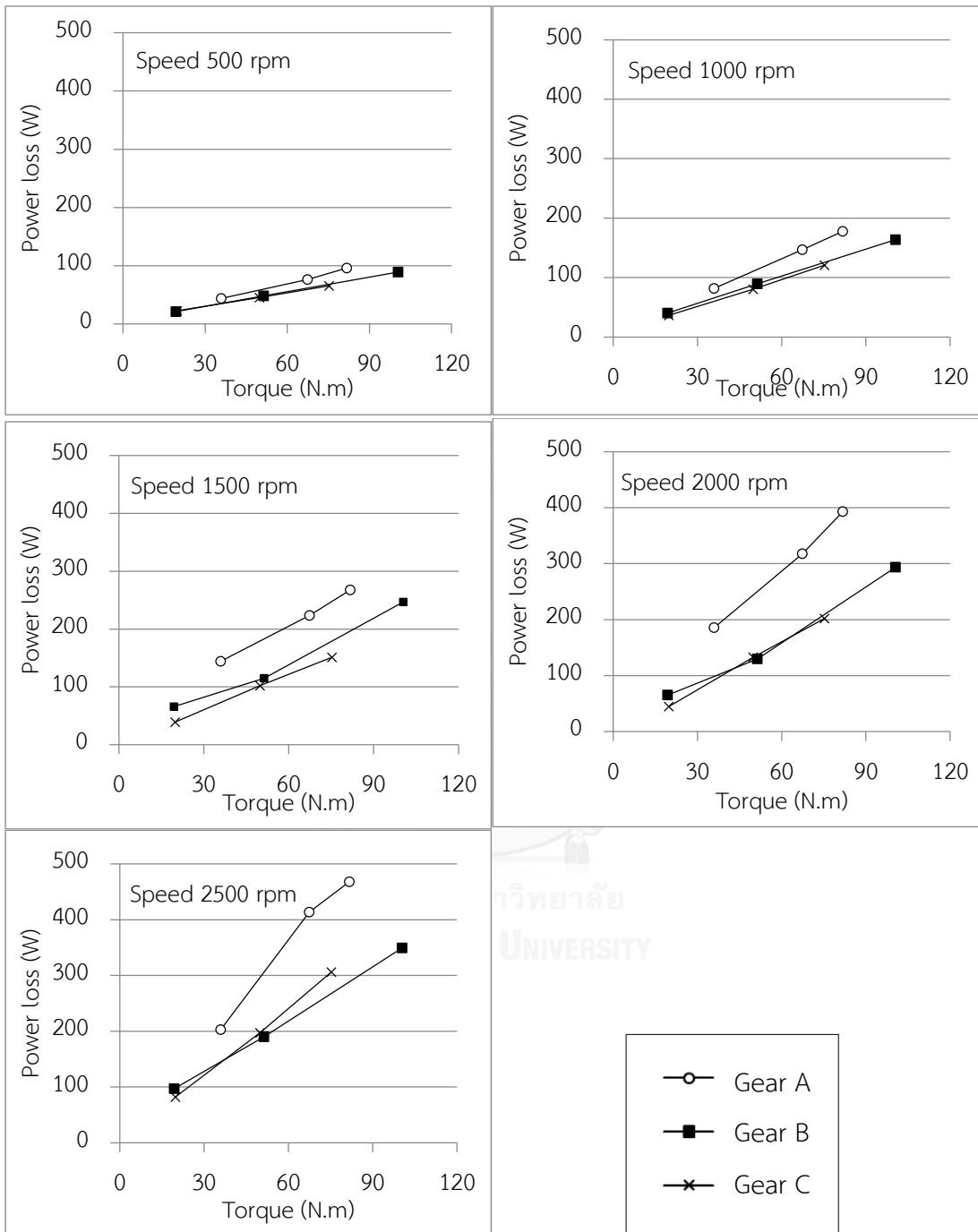
ในการเปรียบเทียบกำลังสูญเสียของแต่ละชุดเฟืองนั้นจะเปรียบเทียบกำลังสูญเสียด้วยกันทั้งหมด 3 ประเภทได้แก่ กำลังสูญเสียรวม กำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล แสดงได้ดังรูปที่ 6.6 - รูปที่ 6.8 ตามลำดับ

จากรูปที่ 6.6 จะเห็นได้ว่ากำลังสูญเสียรวมของชุดเฟืองตรงอ้างอิง A มีค่าสูงกว่าชุดเฟืองตรง B และชุดเฟืองเฉียง C ในทุกความเร็วรอบและทุกช่วงภาระแรงบิด โดยชุดเฟืองเฉียง C จะมีค่ากำลังสูญเสียรวมน้อยกว่าชุดเฟืองตรง B อยู่เล็กน้อย และจาก รูปที่ 6.7 จะเห็นได้ว่ากำลังสูญเสียทางกลมีแนวโน้มในลักษณะเดียวกับกำลังสูญเสียรวม คือชุดเฟืองตรงอ้างอิง A มีกำลังสูญเสียทางกลสูงที่สุด และชุดเฟืองเฉียง C จะมีกำลังสูญเสียทางกลน้อยกว่าชุดเฟืองตรง B เล็กน้อย นอกจากนี้กำลังสูญเสียจากการไถลจากรูปที่ 6.8 มีแนวโน้มสอดคล้องกับกำลังสูญเสียรวมและกำลังสูญเสียทางกลด้วยเช่นกัน

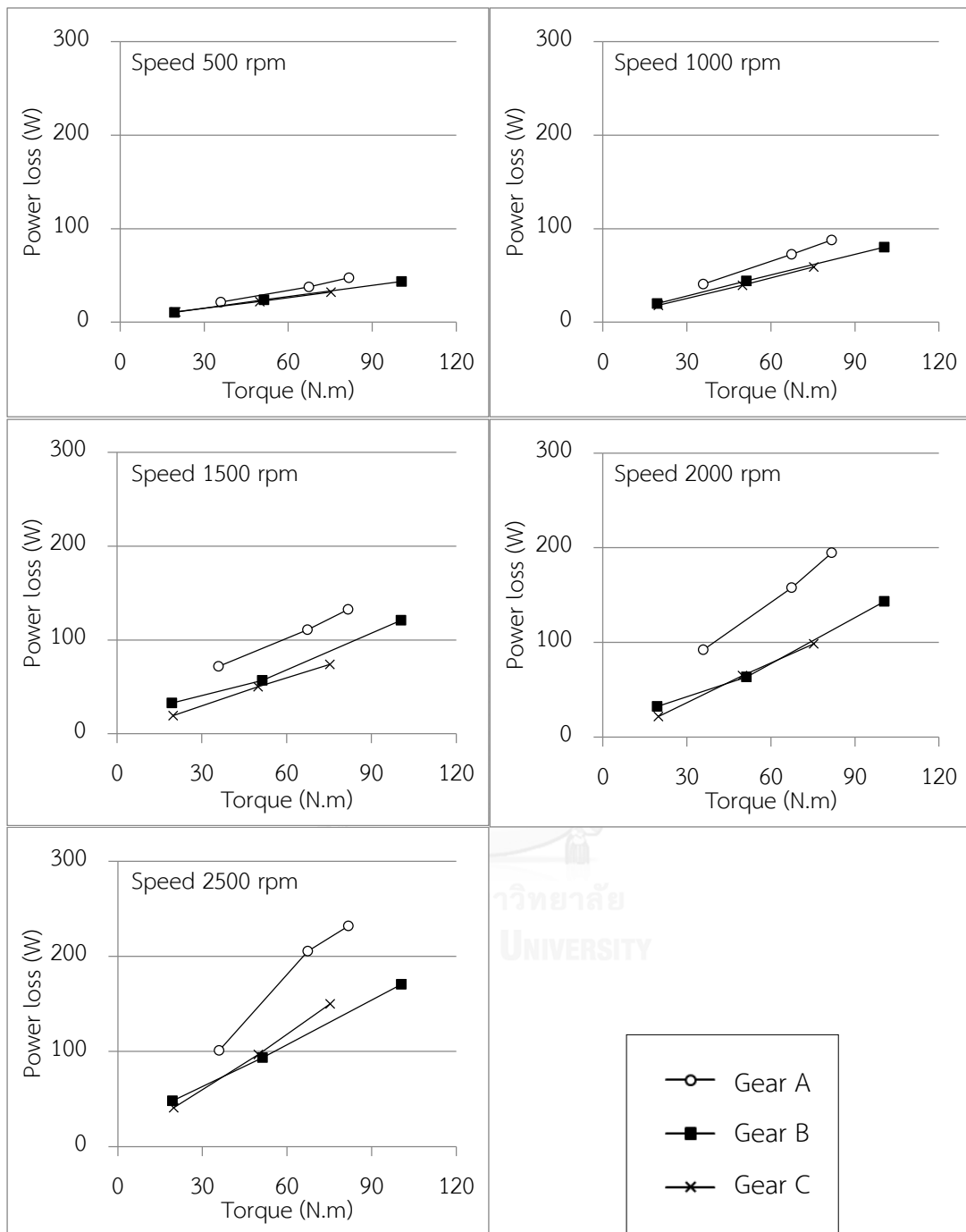
ภาระแรงบิดที่ให้ในแต่ละชุดเฟืองมีขนาดแตกต่างกัน เนื่องจากข้อจำกัดของวิธีการให้ภาระ โดยโหลดดัดแปลงของชุดทดลอง จึงจะใช้การเลือกช่วงเพื่อพิจารณากำลังสูญเสียที่ลดลง โดยที่ภาระแรงบิด 75 นิวตัน-เมตร ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที ชุดเฟือง C มีกำลังสูญเสียรวมลดลงจากชุดเฟือง A ร้อยละ 20 และมีกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลลดลงร้อยละ 35 อย่างไรก็ตามผลการทดลองมีแนวโน้มสอดคล้องกับผลการประเมินด้วยแบบจำลองของนักศึกษาซึ่งได้นำเสนอไว้ในบทที่ 5



รูปที่ 6.6 กำลังสูญเสียรวมของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดที่ความเร็วรอบต่าง ๆ



รูปที่ 6.7 กำลังสูญเสียทางกลของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

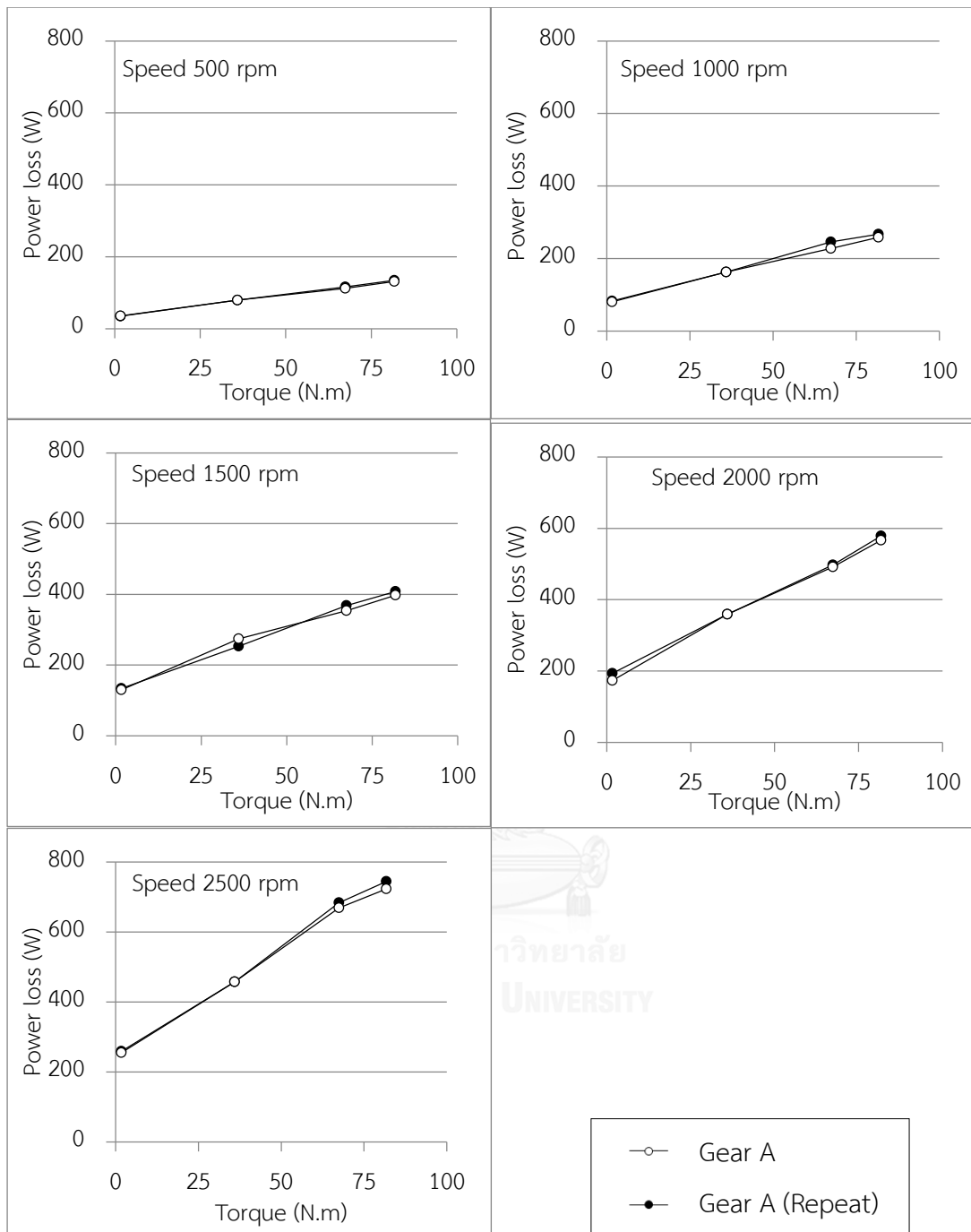


รูปที่ 6.8 กำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดที่ความเร็วรอบต่าง ๆ

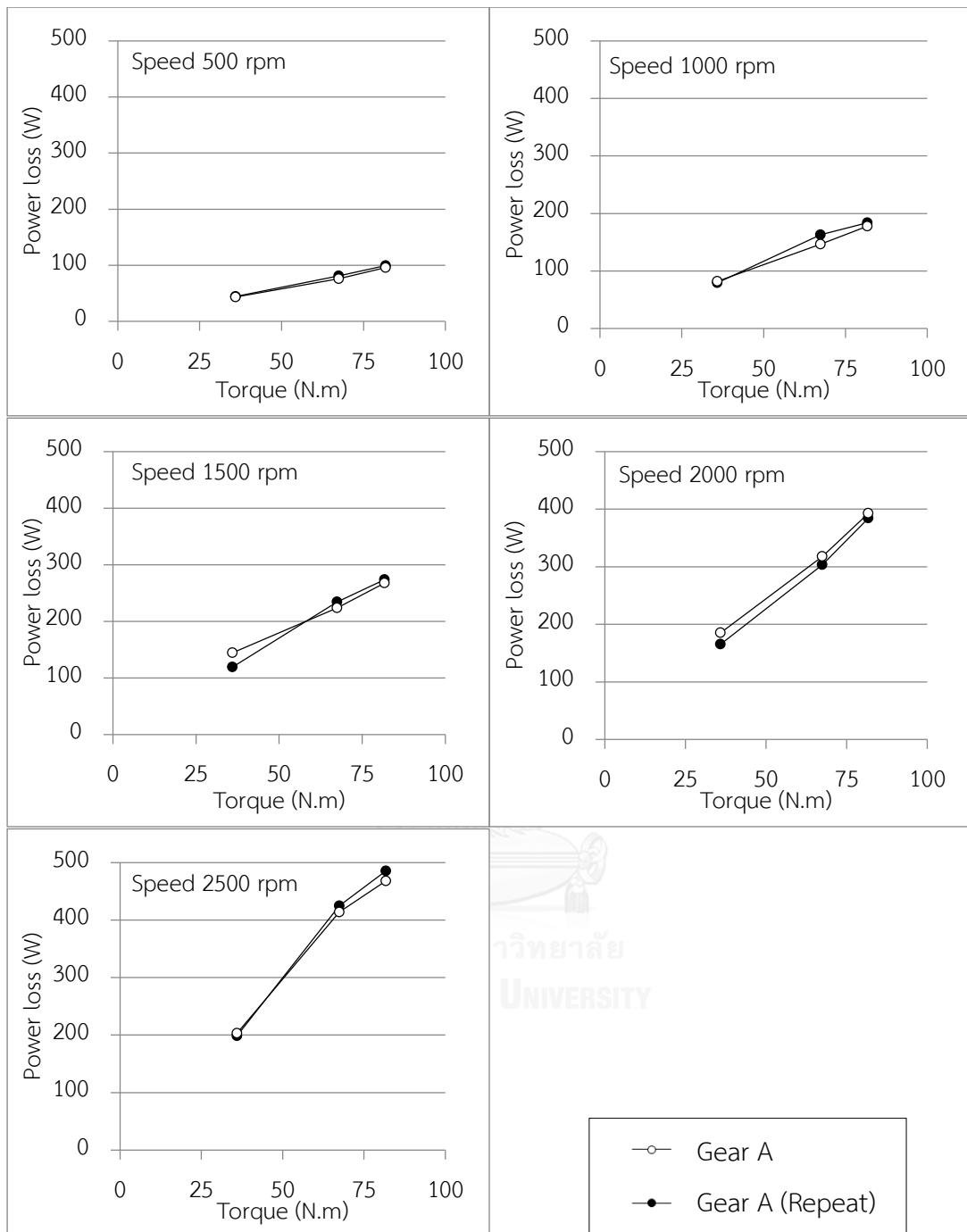
6.2 ผลการทดลองซ้ำ

การทดลองซ้ำเพื่อตรวจสอบความน่าเชื่อถือของผลการทดลอง ในที่นี้ได้เลือกทำการทดลอง วัดค่ากำลังสูญเสียซ้ำในชุดเฟือง A แสดงในรูปที่ 6.9 - รูปที่ 6.11 โดยแสดงกำลังสูญเสียรวม กำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสียจากการไหล ระหว่างการทดลองครั้งแรกและการทดลองซ้ำ ตามลำดับ จะเห็นได้ว่า กำลังสูญเสียระหว่างการทดลองครั้งแรกและการทดลองซ้ำให้ผลที่ใกล้เคียงกัน โดยมีค่าความแตกต่างของกำลังสูญเสียรวมไม่เกิน 25 วัตต์ และความแตกต่างของกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหล ไม่เกิน 10 วัตต์

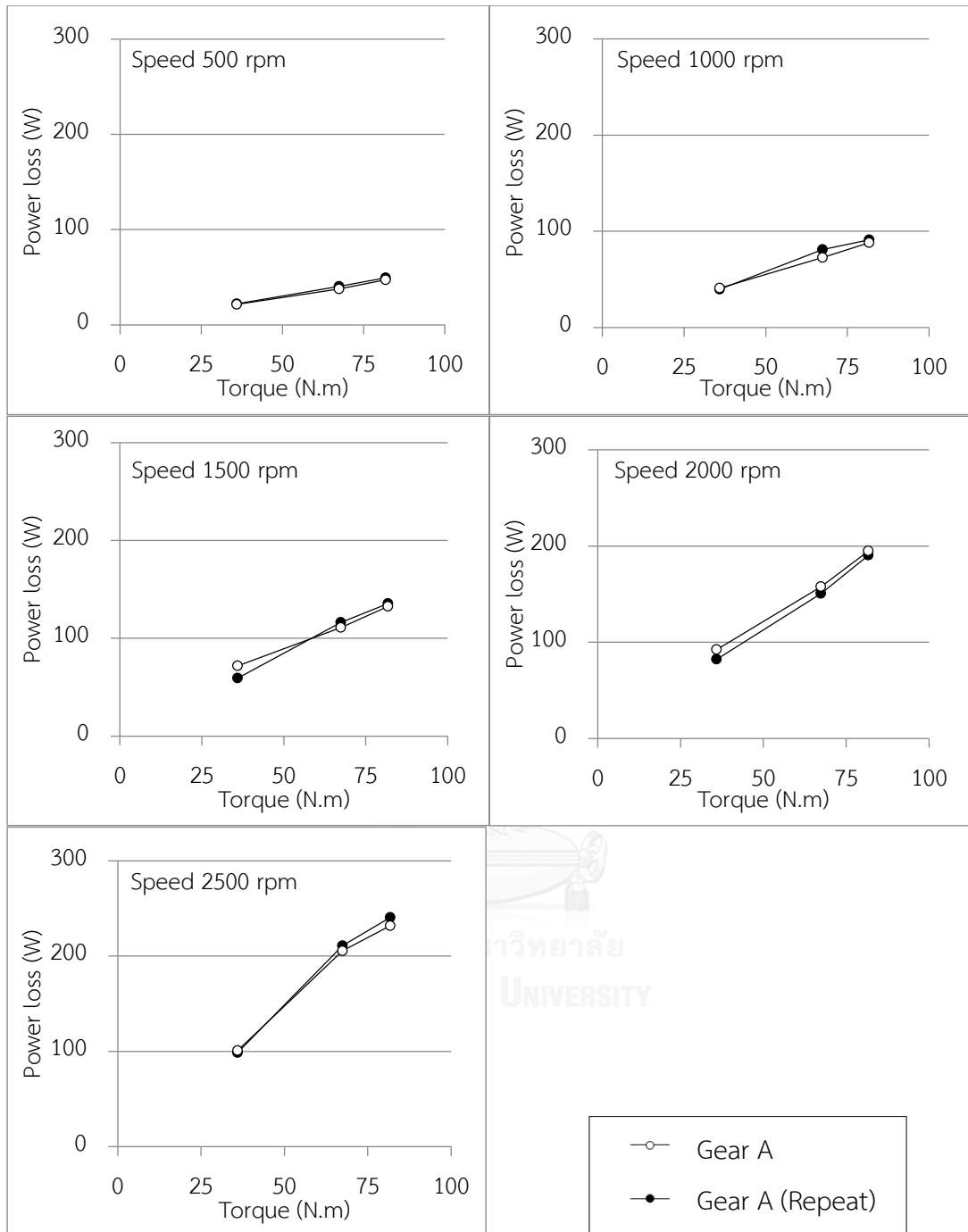




รูปที่ 6.9 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียรวมระหว่างการทดลองครั้งแรก และการทดลองซ้ำของชุดเฟือง A



รูปที่ 6.10 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียทางกลระหว่างการทดลองครั้งแรก และการทดลองซ้ำของชุดเฟือง A



รูปที่ 6.11 การเปรียบเทียบกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถระหว่าง การทดลองครั้งแรก และการทดลองซ้ำของชุดเฟือง A

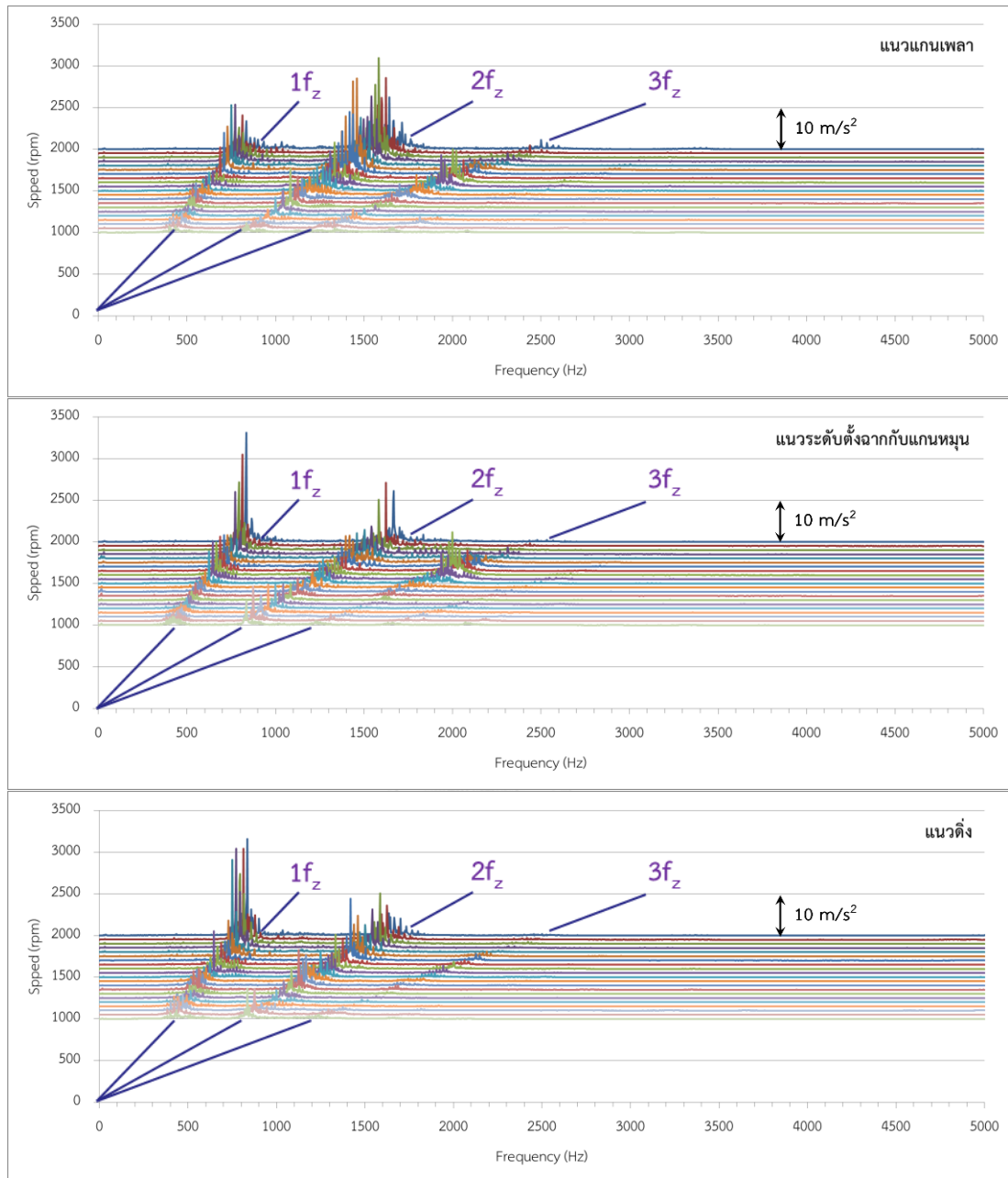
6.3 ผลการทดลองวัดค่าการสั่นสะเทือนของเฟือง

ในการวัดค่าการสั่นสะเทือนของเฟืองนั้นจะใช้เซนเซอร์วัดค่าแรงตึงที่ห้องเฟือง และทำการวัดทั้งหมด 3 แนวแกน โดยข้อมูลขนาดของความเร่งที่ได้ในโดเมนเวลาจะถูกแปลงให้อยู่ในโดเมนความถี่ด้วยวิธีการ FFT (fast furrier transform) โดยเครื่องวิเคราะห์สัญญาณ จากนั้นจะนำข้อมูลดังกล่าวมาเปรียบเทียบกันระหว่างชุดเฟือง

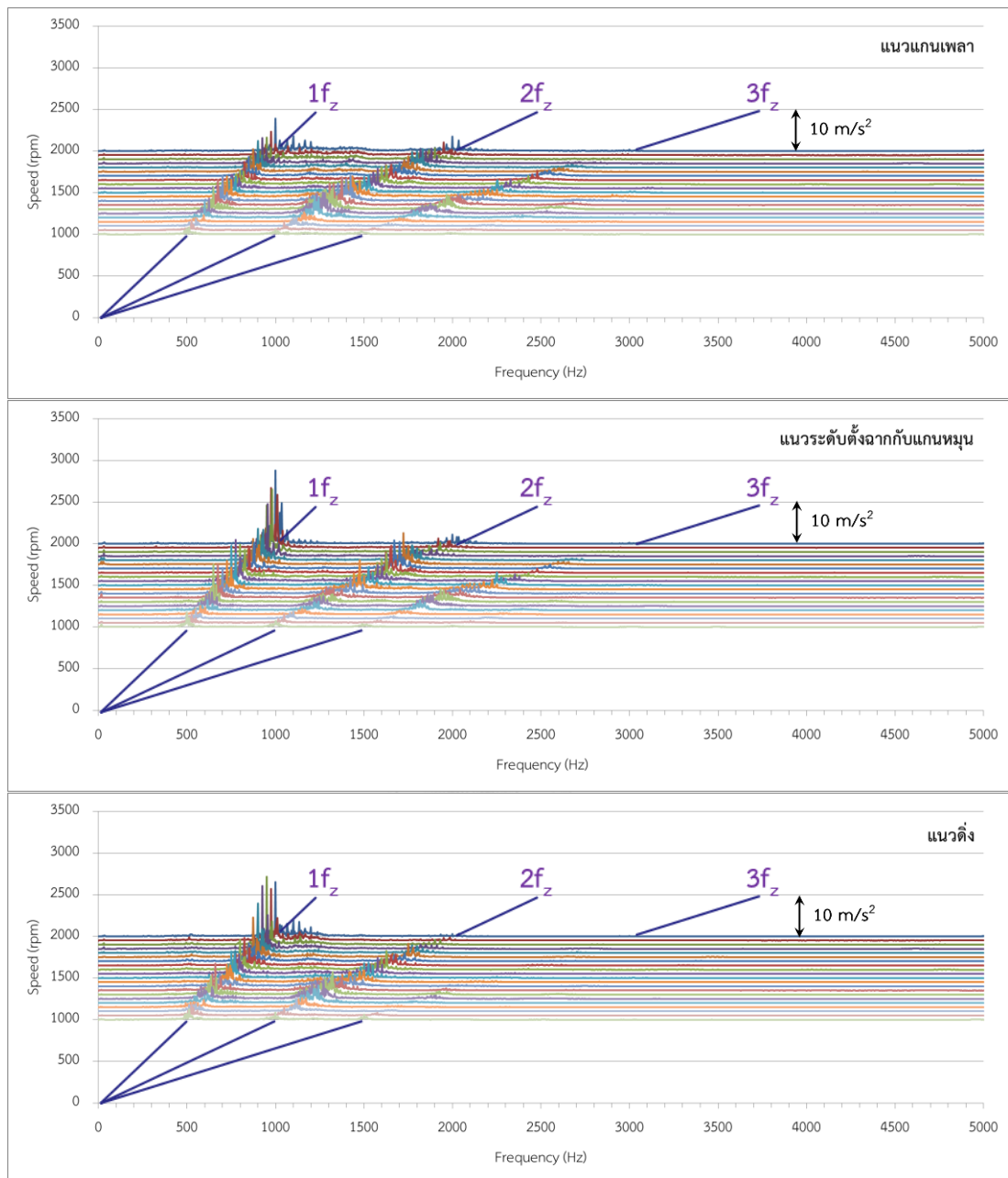
รูปที่ 6.12 - รูปที่ 6.14 แสดงการสั่นสะเทือนในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟือง A, B และ C ตามลำดับ และในแต่ละรูปจะแสดงผลการวัดในทิศทางตามแกนเพลลา แนวระดับตั้งฉากกับแกนหมุน และแนวดิ่ง รูปแบบของ waterfall spectrum นั้นคือการนำสเปกตรัมที่ความถี่รอบต่าง ๆ มาเรียงซ้อนกัน โดยความถี่รอบต่ำอยู่ด้านล่าง ส่วนความถี่รอบสูงอยู่ด้านบน การแสดงผลในรูปแบบ waterfall spectrum แสดงให้เห็นภาพรวมของการสั่นสะเทือนและความสัมพันธ์ของความถี่รอบและความถี่การขบ

จะเห็นว่าขนาดการสั่นสะเทือนจะมีค่ามากที่ความถี่ซึ่งสอดคล้องกับการขบ ดังแสดงด้วยแนวเส้นตรง f_z , $2f_z$ และ $3f_z$ สำหรับความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์ที่ 2 และ 3 ตามลำดับ โดยขนาดของฮาร์มอนิกส์ที่ 3 จะมีค่าน้อยกว่าที่ฮาร์มอนิกส์ที่ 1 และ 2 มาก ส่วนฮาร์มอนิกส์ที่มากกว่านี้ไม่สามารถสังเกตได้จาก waterfall spectrum จากชุดเฟืองตรงอ้างอิง A จะมีขนาดความเร่งโดยรวมสูงที่สุด และชุดเฟือง C ซึ่งเป็นเฟืองเฉียงมีขนาดของความเร่งน้อยโดยรวมที่สุด นอกจากนี้ยังจะเห็นว่าชุดเฟือง B และ C มีแนวความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์ต่างจากชุดเฟืองตรงอ้างอิง A เนื่องจากจำนวนฟันแตกต่างกันในขั้นตอนการออกแบบ

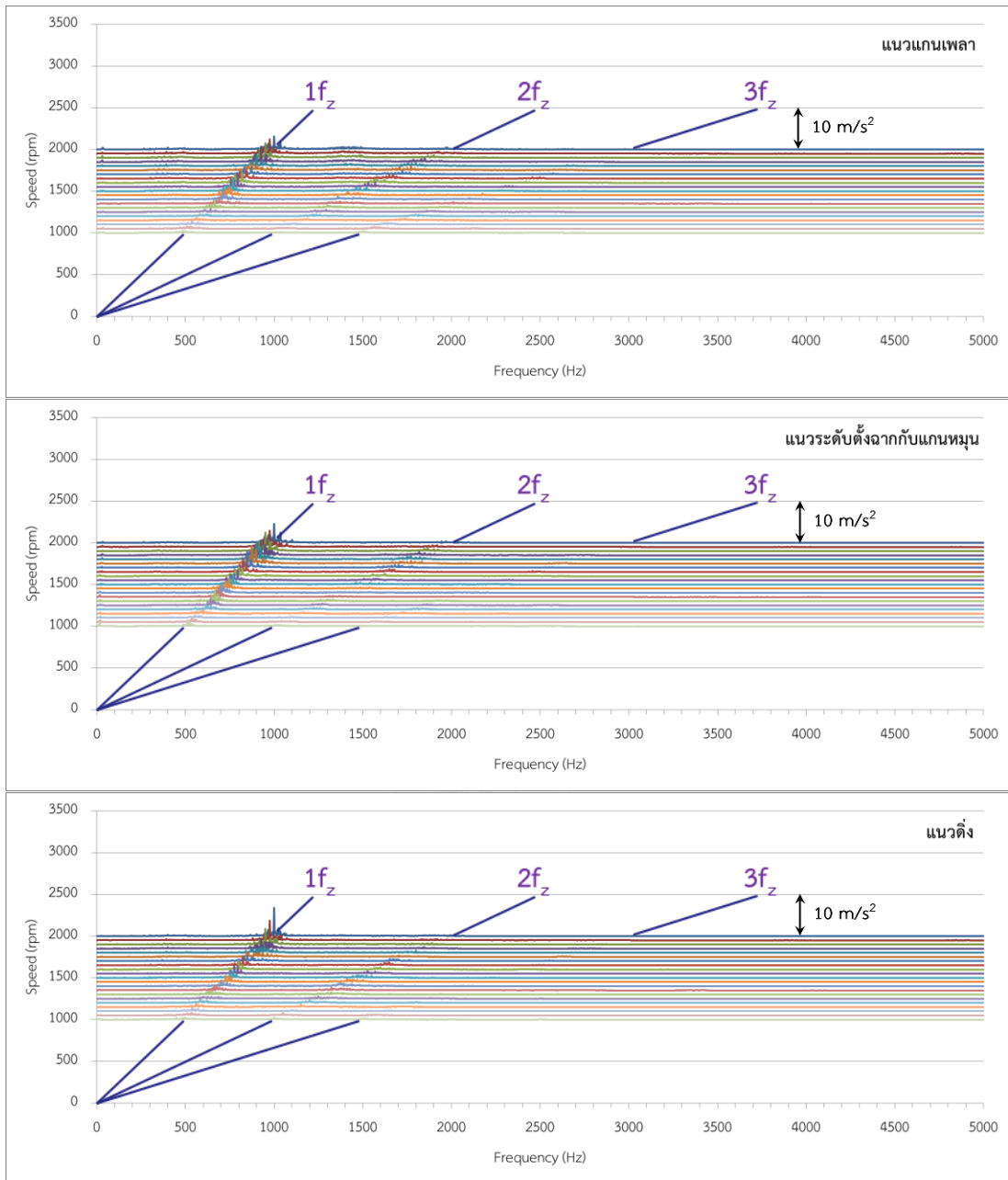
ลำดับต่อมาจะนำขนาดของความเร่งที่ความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์ที่ 2 และ 3 ของแต่ละชุดเฟืองมารวมกันแบบ rms และเปรียบเทียบกันในแต่ละแนวแกน จะได้ผลลัพธ์แสดงดังรูปที่ 6.15 จะเห็นว่าชุดเฟืองชุดเฟืองตรงอ้างอิง A มีขนาดความเร่งมากที่สุดในทุกแนวแกน รองลงมาคือชุดเฟือง B และ C ตามลำดับ



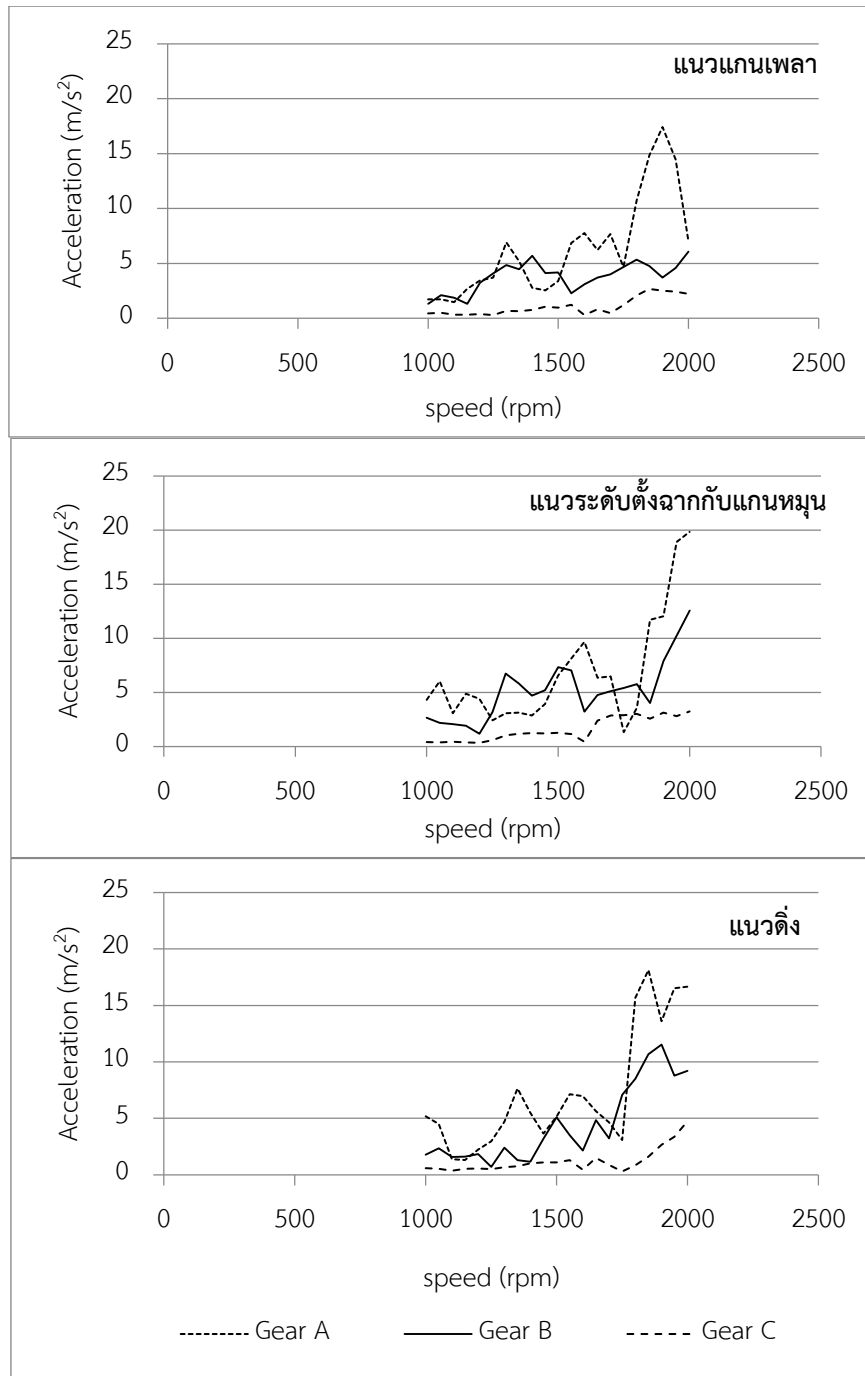
รูปที่ 6.12 การสั่นสะเทือนในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟืองตรงอ้างอิง A



รูปที่ 6.13 การสันสะท้อนในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟือง B



รูปที่ 6.14 การสัมพันธ์กันในภาพรวมในรูปแบบของ waterfall spectrum ของชุดเฟือง C

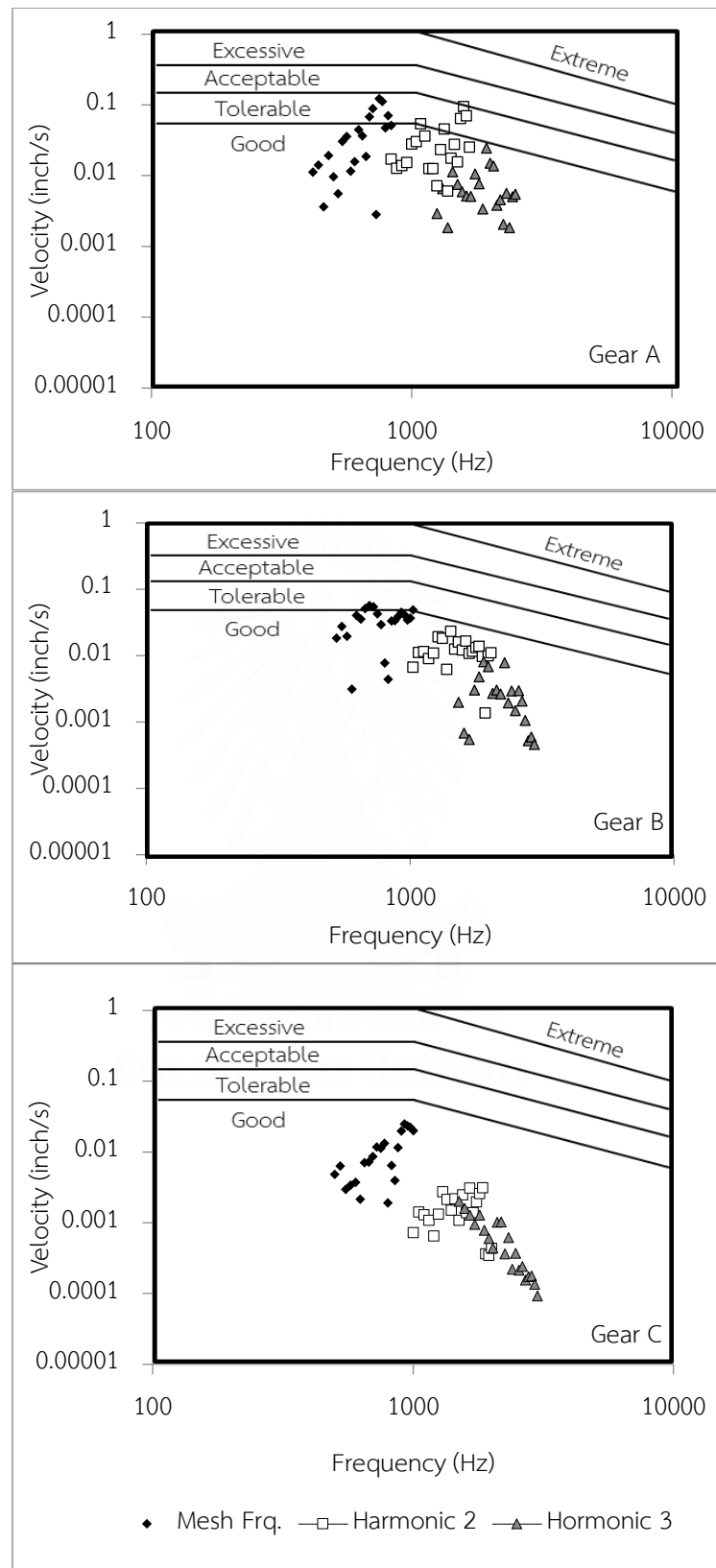


รูปที่ 6.15 ค่าเฉลี่ยกำลังสองของขนาดความเร่งที่ความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์ที่ 2 และ 3

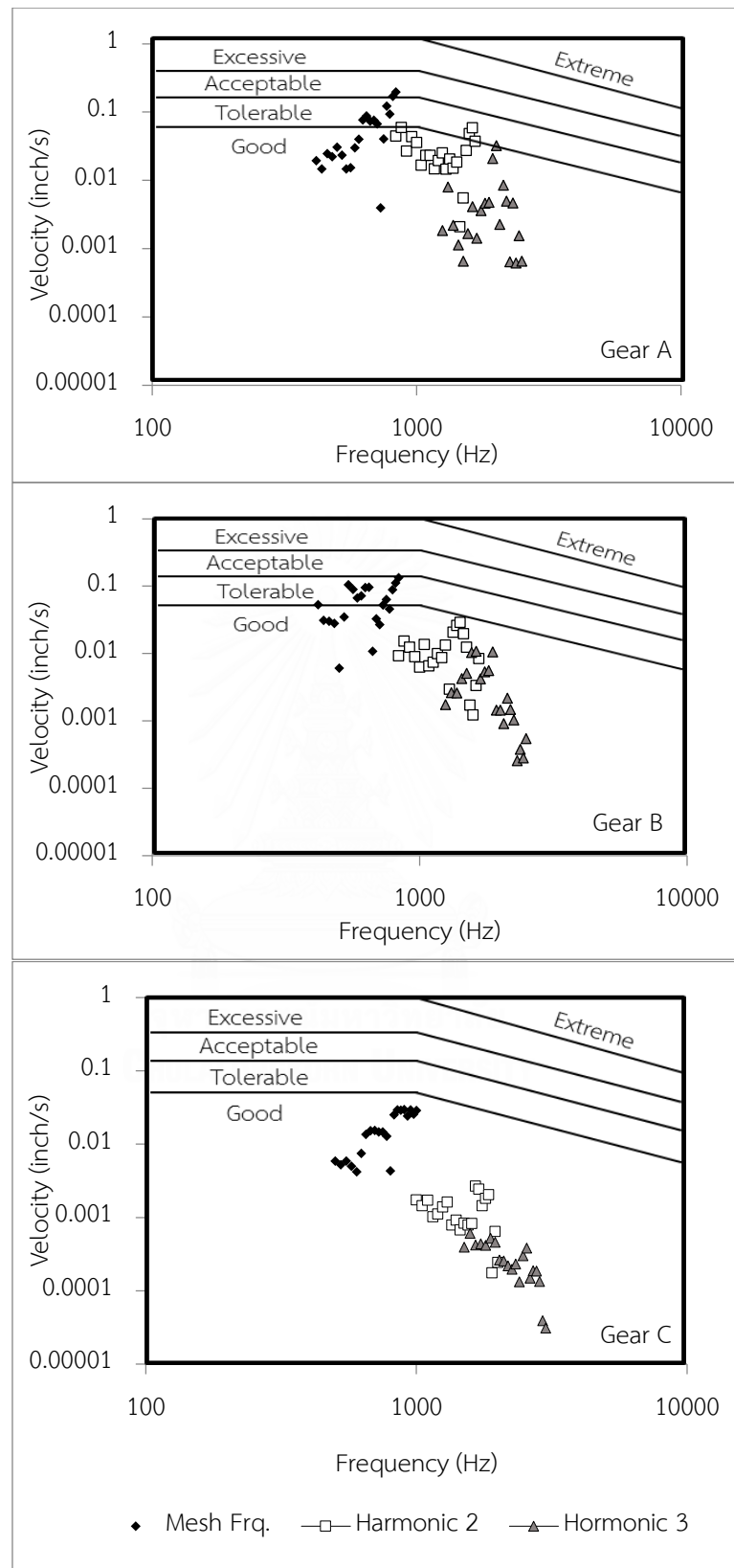
ในส่วนของการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนแบบแยกความถี่ สามารถทำได้โดยการนำขนาดของความเร่งที่ความถี่การขบ และฮาร์มอนิกส์ที่ 2 และ 3 มาพล็อตลงบนกราฟประเมินความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนดังแสดงในรูปที่ 6.16 -รูปที่ 6.18 สำหรับในทิศทางตามแนวแกนเพลลา แนวระดับตั้งฉากกับแกนหมุน และแนวตั้ง ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าในทุกแนวแกน ขนาดความเร่งของชุดเฟืองตรงอ้างอิง A กระจายตัวอยู่ในเกณฑ์ที่สูงกว่าชุดเฟืองตรง B และชุดเฟืองเฉียง C โดยขนาดความเร่งของชุดเฟืองเฉียง C จะกระจายตัวอยู่ในเกณฑ์ที่ดีที่สุดในทุกแนวแกนวัด และจะเห็นได้ว่าชุดเฟืองตรง B และชุดเฟืองเฉียง C มีความถี่การขบและฮาร์มอนิกส์สูงกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง A เล็กน้อย

จากการเปรียบเทียบและวิเคราะห์ลักษณะการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดนี้ จะเห็นว่าชุดเฟืองตรง B และชุดเฟืองเฉียง C ซึ่งออกแบบตามแนวทางการออกแบบเฟืองเพื่อประหยัดพลังงานนั้นมีลักษณะการสั่นสะเทือนที่น้อยกว่า และจะมีการกระจายตัวในย่านความถี่ที่สูงกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง A ซึ่งที่ขนาดความเร่งเท่ากัน แต่ความถี่สูงกว่าตำแหน่งของกราฟจะอยู่ในช่วงที่อันตรายน้อยกว่า

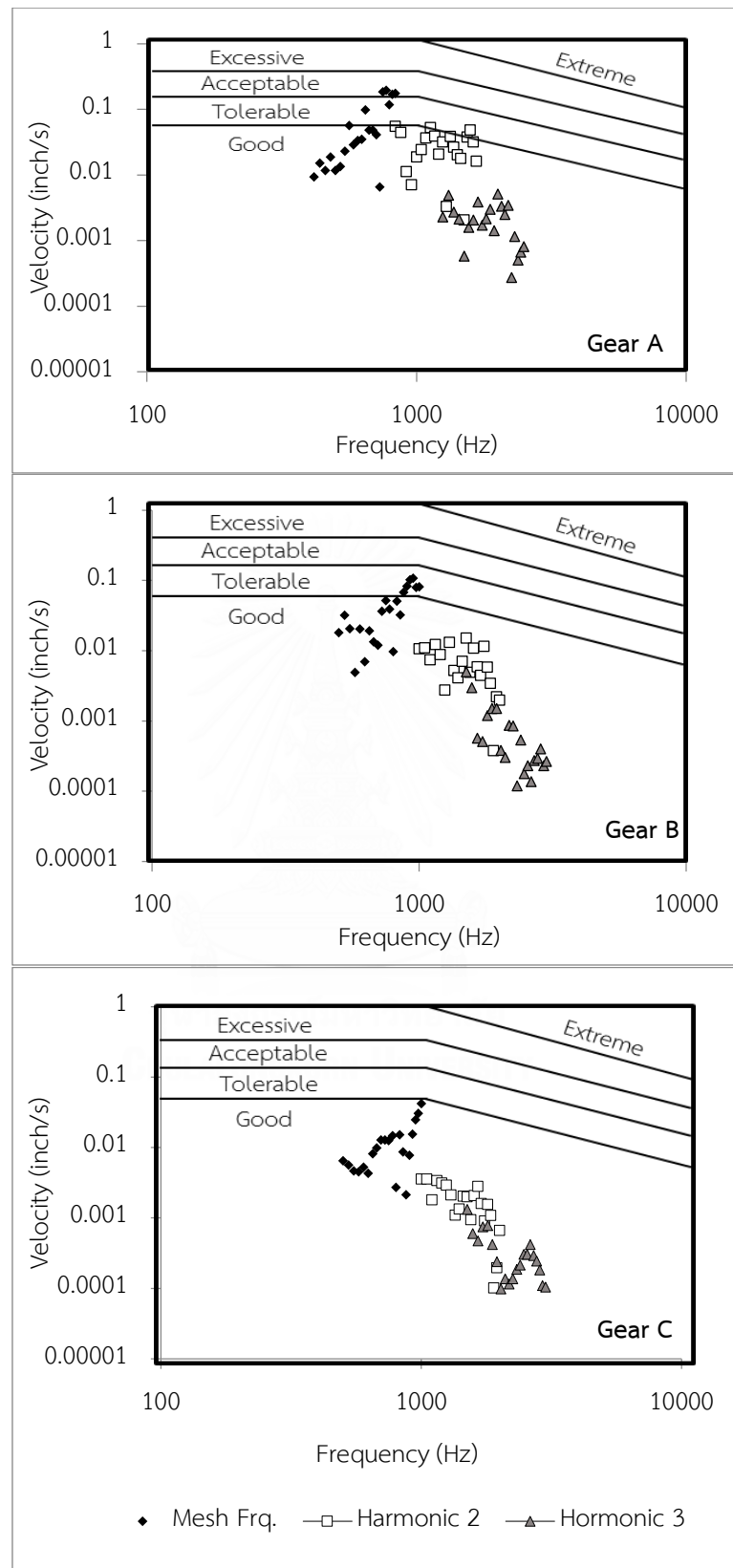




รูปที่ 6.16 กราฟประเมินความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนในแนวแกนเพลลา



รูปที่ 6.17 กราฟประเมินความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนในแนวระดับตั้งฉากกับแกนเพลลา



รูปที่ 6.18 กราฟประเมินความรุนแรงจากการสั่นสะเทือนในแนวดิ่ง

6.4 สรุปท้ายบท

ในบทนี้ได้กล่าวถึงผลการทดลอง โดยเริ่มจากผลการตรวจสอบ การสัมผัสของผิวหน้าพื้นเพื่อง ซึ่งพบว่าการสัมผัสเต็มพื้น แสดงให้เห็นว่าการประกอบเพื่องมีความแม่นยำ หลังจากนั้นได้กล่าวถึงผลการทดลองวัดกำลังสูญเสีย ผลการทดลองซ้ำ และผลการวิเคราะห์การสั่นสะเทือน ตามลำดับ ผลที่ได้พบว่าเพื่องตรง B และชุดเพื่องเฉียง C นั้นมีกำลังสูญเสียรวม กำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสีย เนื่องจากการไถลน้อยกว่าชุดเพื่องตรงอ้างอิง A ประเมินไว้ในตัวอย่างการออกแบบเพื่องในบทก่อนหน้า ในส่วนของผลการทดลองซ้ำพบว่า กำลังสูญเสียรวม กำลังสูญเสียทางกล และกำลังสูญเสีย เนื่องจากการไถลของการวัดครั้งแรกและกรณีทำซ้ำ มีค่าใกล้เคียงกัน ซึ่งแสดงถึงความน่าเชื่อถือของผลการทดลอง

สำหรับผลการวัดการสั่นสะเทือนของชุดเพื่องนั้นทั้งผลแสดงภาพรวมของการในรูป waterfall spectrum และค่าเฉลี่ยกำลังสองของขนาดความเร่งที่ความถี่การขบ พบว่า ชุดเพื่องตรง B และชุดเพื่องเฉียง C มีขนาดการสั่นสะเทือนน้อยกว่าชุดเพื่องตรง A ในทุกทิศทาง อย่างไรก็ตามความถี่การขบของชุดเพื่องทั้งสองจะสูงกว่าชุดเพื่อง A เนื่องจากจำนวนฟันของเพื่อง B และ C มากกว่าชุดเพื่อง A อันเป็นผลจากการลดค่าโมดูลในการออกแบบ เมื่อเปรียบเทียบผลกับกราฟประเมินความรุนแรงของการสั่นสะเทือนจะพบว่า ที่ขนาดของความเร่งเท่ากัน หากความเร่งนั้นเกิดในช่วงความถี่ที่สูงกว่า จะอยู่ในช่วงประเมินความรุนแรงที่ต่ำกว่า แสดงให้เห็นว่า การออกแบบโดยการลดโมดูลซึ่งส่งผลให้ความถี่การขบสูงขึ้นนั้น ส่งผลดีต่อการประเมินการสั่นสะเทือน

บทที่ 7

สรุป

ในบทนี้เป็นการสรุปสาระสำคัญทั้งหมดในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ซึ่งเป็นรวบรวมเนื้อหาสำคัญในแต่ละบท รวมถึงข้อเสนอแนะเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาในด้านของกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองต่อไป

7.1 สาระสำคัญของวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาแนวการออกแบบเฟืองเพื่อให้มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุด โดยมีพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตในการพิจารณาได้แก่ โมดูล มุมกด มุมฮีลิกซ์ และความกว้างหน้าฟัน รวมถึงศึกษาผลกระทบต่อลักษณะการสั่นสะเทือน ซึ่งวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาต่อจากงานวิทยานิพนธ์ของชาคริต [19], ภูวดล [20], เจษฎา [21], และณัชชา [22] การศึกษาทำโดยการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA (American Gear Manufacturer Association) และประเมินกำลังสูญเสียด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จากนั้นเลือกพารามิเตอร์ของชุดเฟืองที่ออกแบบบางส่วนไปผลิตและนำมาทดลอง เพื่อตรวจสอบผลการออกแบบ นอกจากนี้ยังศึกษาผลกระทบต่อลักษณะการสั่นสะเทือนด้วย

วิทยานิพนธ์ในบทที่ 1 เริ่มจากการกล่าวที่มาของการศึกษาแนวทางการออกแบบเฟืองในปัจจุบันซึ่งสามารถเลือกพารามิเตอร์ของฟันเฟืองได้หลายชุดในการรองรับภาระงานเดียวกัน ซึ่งการเลือกพารามิเตอร์ที่แตกต่างกันย่อมมีประสิทธิภาพในการส่งกำลังแตกต่างกัน และอาจทำให้ได้ชุดเฟืองที่มีประสิทธิภาพน้อยลงโดยไม่จำเป็น ดังนั้นหากนำแนวทางการออกแบบเฟืองประกอบกับความรู้อีกเกี่ยวกับกำลังสูญเสียในการส่งกำลังมาประกอบกันแล้ว จะสามารถออกแบบเฟืองซึ่งมีประสิทธิภาพในการส่งกำลังสูงขึ้นแต่ยังสามารถรองรับภาระงานที่ต้องการได้

การทบทวนวรรณกรรมในอดีตที่เกี่ยวข้องนั้น จะไม่กล่าวถึงงานวิจัยเกี่ยวกับการออกแบบเฟืองเนื่องจากการออกแบบเฟืองตามคำแนะนำของ AGMA มีการเผยแพร่และใช้งานอย่างแพร่หลายแล้ว ส่วนการทบทวนวรรณกรรมของงานวิจัยด้านกำลังสูญเสียจะแบ่งออกได้เป็นสองประเภทได้แก่ การศึกษาโดยการทดลองวัดกำลังสูญเสีย และการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย ในส่วนของงานวิจัยที่ทำการทดลอง ผู้วิจัยส่วนใหญ่มักใช้ชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back gear system ในการศึกษาผลของพารามิเตอร์ต่าง ๆ ต่อกำลังสูญเสีย และในส่วนของงานวิจัยที่สร้างแบบจำลองนั้น ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานเป็นตัวแปรสำคัญในการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสีย เนื่องจากกำลังสูญเสียหลักในการส่งกำลังมีผลมาจากแรงเสียดทานระหว่างผิวของฟันเฟืองในขณะ

งานวิจัยของ Höhn [2] ได้นำเสนอแนวทางการเพิ่มประสิทธิภาพในห้องเพื่องโดยมีปัจจัยศึกษาเป็นชุดเพื่อง 2 ชุดประกอบด้วยชุดเพื่องตรงมาตรฐานและชุดเพื่องเฉียงซึ่งออกแบบให้มีกำลังสูญเสียในระหว่างส่งกำลังด้วย และปัจจัยอื่น ๆ ในห้องเพื่อง ผลการศึกษาพบว่า ชุดเพื่องเฉียงที่มีโมดูลขนาดเล็ก มุมกดมาก และความกว้างหน้ามาก จะมีกำลังสูญเสียน้อย แต่ในงานวิจัยของ Höhn ไม่ได้พิจารณาความสามารถในการรับภาระของเพื่อง ดังนั้นหากนำมาใช้งานทดแทนกันโดยตรงอาจก่อให้เกิดความเสียหายต่อผิวและฟันเพื่องได้

ในวิทยานิพนธ์นี้จะทำการศึกษาวิธีการออกแบบเพื่องตามคำแนะนำของ AGMA ประกอบด้วยความรู้พื้นฐานด้านกำลังสูญเสียในการส่งกำลังเพื่อง เพื่อจะเสนอแนวทางการออกแบบเพื่องเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดโดยยังมีความสามารถในการรับภาระมากกว่าหรือเท่ากับชุดเพื่องตรงอ้างอิง และจะนำพารามิเตอร์ของชุดเพื่องที่ออกแบบมาผลิตเพื่อทดลองวัดกำลังสูญเสีย และศึกษาผลกระทบทางด้าน การสั่นสะเทือนของชุดเพื่อง และเนื่องจากแนวทางการออกแบบนี้อาจส่งผลกระทบต่อลักษณะการทำงานบางอย่างของเพื่องได้ ในวิทยานิพนธ์จึงศึกษาผลกระทบของวิธีการออกแบบนี้ต่อการสั่นสะเทือนของชุดเพื่องด้วย

ในบทที่ 2 กล่าวถึงสาเหตุการเกิดกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล รวมถึงการสร้างแบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถล และวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ นอกจากนี้ยังได้กล่าวถึงผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของเพื่องว่ามีแนวโน้มต่อกำลังสูญเสียทั้งสองประเภทอย่างไร

ในบทที่ 3 กล่าวถึงวิธีการออกแบบเพื่องตามคำแนะนำของ AGMA ซึ่งพิจารณาความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดและความเค้นผิว และได้ประเมินแนวโน้มว่าพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตมีแนวโน้มต่อความสามารถในการรับภาระอย่างไร

ในบทที่ 4 กล่าวถึงสาเหตุการสั่นสะเทือนของของเพื่อง และแสดงให้เห็นว่าสาเหตุการสั่นสะเทือนที่มีผลมาก จากพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตส่งผลให้เกิดการสั่นสะเทือนที่สอดคล้องกับความถี่การขบ รวมถึงยังได้กล่าวถึงวิธีการวิเคราะห์การสั่นสะเทือนด้วยวิธีการต่าง ๆ

ในบทที่ 5 กล่าวถึงวิธีการออกแบบเพื่องเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดด้วยเพื่อนำไปเปรียบเทียบกับชุดเพื่องอ้างอิงที่เลือกจากแคตตาล็อก จากการพิจารณาแนวโน้มของพารามิเตอร์ต่อกำลังสูญเสียและความสามารถในการรับภาระ จะได้ว่าชุดเพื่องที่มีกำลังสูญเสียน้อยและมีความสามารถในการรับภาระมากกว่าหรือเท่ากับชุดเพื่องตรงอ้างอิง ควรมีขนาดโมดูลขนาดเล็ก มุมกดมีค่ามาก ความกว้างหน้าฟันมาก และมีมุมฮิลิกซ์ในช่วง 10° - 20° โดยได้เลือกพารามิเตอร์ของชุดเพื่องเพื่อนำมาผลิตและทดสอบจริงทั้งหมด 3 ชุดเพื่องได้แก่ชุดเพื่องตรงอ้างอิง ชุดเพื่องตรงและชุดเพื่องเฉียงซึ่งมีกำลังสูญเสียน้อยอย่างละ 1 ชุดเพื่อง

นอกจากนี้ยังได้กล่าวถึงหลักการทำงานและส่วนประกอบของชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ซึ่งใช้วัดค่ากำลังสูญเสียในการส่งกำลัง รวมถึงการวัดการสั่นสะเทือนและการตั้งค่าเครื่องวิเคราะห์สัญญาณให้ได้ข้อมูลที่เหมาะสมกับการนำมาวิเคราะห์ผลกระทบต่อกระทบลักษณะการสั่นสะเทือนของชุดเฟืองได้

ในบทที่ 6 กล่าวถึงประเภทและวิธีการคำนวณกำลังสูญเสียต่าง ๆ จากกำลังสูญเสียรวมซึ่งวัดได้จากชุดทดสอบเฟืองแบบ back-to-back ของชุดเฟือง 3 ชุดเฟือง โดยจะพบว่ากำลังสูญเสียในสถานะที่ไม่มีภาระแรงบิดของชุดเฟืองทั้ง 3 ชุดมีค่าใกล้เคียงกัน แต่กำลังสูญเสียขณะที่มีภาระของชุดเฟืองซึ่งออกแบบใหม่ทั้งสองชุดเฟืองมีค่าน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง นอกจากนี้ยังได้คำนวณกำลังสูญเสียเนื่องจากการไหลของคู่เฟืองเพื่อเปรียบเทียบแนวโน้มกับผลประเมินจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของมนุษย์ด้วย ซึ่งพบว่ามีแนวโน้มสอดคล้องกัน

ในบทนี้ยังได้นำเสนอผลการวิเคราะห์ลักษณะการสั่นสะเทือนของทั้ง 3 ชุดเฟือง โดยจะพบว่าชุดเฟืองซึ่งออกแบบใหม่ทั้งสองชุดมีลักษณะการสั่นสะเทือนที่น้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง โดยชุดเฟืองเฉียงจะมีลักษณะการสั่นสะเทือนน้อยที่สุด ทั้งการวิเคราะห์ในภาพรวมของการสั่นสะเทือนและการวิเคราะห์แบบแยกความถี่

จากผลการทดลองนี้แสดงให้เห็นว่าชุดเฟืองซึ่งออกแบบตามแนวทางที่เสนอนี้สามารถรับภาระได้เท่าเดิม มีกำลังสูญเสียน้อยลงกว่าชุดเฟืองอ้างอิงได้ถึงร้อยละ 35 และมีลักษณะการสั่นสะเทือนที่น้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิง

7.2 ข้อเสนอแนะ

7.2.1 การทดลองวัดกำลังสูญเสีย

- ควรระมัดระวังเกี่ยวกับชุดน้ำมันหล่อลื่น ได้แก่ ควรตรวจสอบระดับปริมาณน้ำมันหล่อลื่นในถังเก็บ และอุณหภูมิของน้ำมันในถัง เมื่อทดลองเสร็จในแต่ละช่วงภาระควรปิดฮีตเตอร์เพื่อยืดอายุการทำงาน
- ควรตรวจสอบการฉีदन้ำมันว่าลงที่จุดกึ่งกลางในการการขบหรือไม่ เนื่องจากการออกแบบที่มีการปรับเปลี่ยนอัตราทดและความกว้างหน้าฟัน จะทำให้การฉีदन้ำมันหล่อลื่นมีการคลาดเคลื่อนไปจากจุดกึ่งกลางขบ ซึ่งอาจจะทำให้มีน้ำมันหล่อลื่นไม่เพียงพอในการขบและก่อให้เกิดความเสียหายต่อผิวฟันเฟืองได้
- ควรระมัดระวังเรื่องการต่อสายสัญญาณ และตรวจสอบความเรียบร้อยของสายสัญญาณ โดยเฉพาะจุดเชื่อมต่อต่าง ๆ ก่อนเริ่มการทดลองทุกครั้ง เนื่องจากหากมีสายสัญญาณหลวมในบางจุดอาจจะทำให้ค่ากำลังสูญเสียที่วัดได้ผิดไปจากเดิมมาก

- ควรมีการตรวจสอบ alignment ของเพลจากการประกอบชุดทดลองหากมีการเปลี่ยน bearing เนื่องจาก alignment ที่เปลี่ยนไปนี้อาจทำให้กำลังสูญเสียซึ่งไม่ขึ้นกับภาระแรงบิดและกำลังสูญเสียภายในระบบมีค่าเปลี่ยนไปจากเดิม รวมทั้งภาระแรงบิดภาระในระบบอาจเปลี่ยนแปลงไปเล็กน้อยในกรณีที่ต้องการทดลองซ้ำ

7.2.2 การประเมินกำลังสูญเสียแบบจำลอง

- ควรทำการวัดค่าความเรียบผิวของเฟืองแต่ละชุดที่ใช้ในการทดลองเพื่อใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานจากการใช้สูตรอย่างง่าย จากเดิมใช้ค่าความเรียบผิวพื้นที่เป็นค่าโดยประมาณ ดังนั้นหากต้องการค่าที่เป็นจริงและแม่นยำควรทำการทดลองวัด ความเรียบผิว

7.2.3 การวัดค่าการสั่นสะเทือน

- ควรมีการต่อสัญญาณจากเครื่องวัดความเร็ว (Tachometer) เข้าสู่เครื่องวิเคราะห์สัญญาณ เพื่อช่วยลดขนาดของความเร่งที่สอดคล้องกับความเร็วรอบหมุน
- ควรยึดติดเซนเซอร์วัดความเร่งด้วยกาวสองหน้าแบบโฟมซึ่งมีคุณภาพดี เนื่องจากจะทนทานต่อความร้อนของห้องเฟืองได้และไม่มีการหลุดลอกในระหว่างทำการวัด

รายการอ้างอิง

1. Mischke, J.E.S.a.C.R., *Mechanical Engineering Design*. 2001: McGraw-Hill.
2. Bernd-Robert Höhn, K.M.a.M.H., *OPTIMIZATION OF GEARBOX EFFICIENCY*.
Izvorni znanstveni rad, 2009: p. 462-480.
3. Haizuka, S., Kikusaki, T., and Naruse, C., *Studies on Friction Loss of Spur Gears (Effect of Viscosity of Lubricating Oils and Tooth Forms)*, in *Trans. Japan. Soc. Mech. Eng.* 1998. p. 292-299.
4. Haizuka, S., C. Naruse, and T. Yamanaka, *Study of Influence of Helix Angle on Friction Characteristics of Helical Gears*. *Tribology Transactions*, 1999. **42**(3): p. 570-580.
5. Petry-Johnson, T., Kahraman, A., Anderson, N.E., *Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency*, in *International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 2007: Las Vegas, USA.
6. A., V., *An Experimental Investigation of Helical Gear Efficiency*, in *Mechanical Engineering*. 2009, The Ohio State University.
7. Michlin, Y.a.M., V. , *Determination of Power Losses in Gear Transmissions with Rolling and Sliding Friction Incorporated*. *Mechanism and Machine Theory* 2002. **37**: p. 167-174.
8. และคณะ, ช.ร., แบบจำลองเพื่อประเมินกำลังสูญเสียจากการส่งกำลังด้วยเฟืองตรง, in การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22,. 2008: มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ ศูนย์รังสิต.
9. Anderson, N.E., and Lowenthal, S.H., *Effect of Geometry and Operating Conditions on Spur Gear System Power Loss*, in *Journal of Mechanical Design, the Century 2 International Power Transmission & Gearing Conference*. 1980: San Francisco, Calif.
10. Benedict, G.H., and Kelly, B.W., *Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction*. *ASLE Transactions*, 1961. **4**: p. 59-70.

11. Terauchi Y., N.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, 1991. **34**.
12. Heingartner, P., and Mba, D., *Determining Power Losses in the Helical Gear Mesh; Case Study*, in *Proceedings of DETC'03 ASEM 2003 Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. 2003: Chicago, USA.
13. Ratanasumawong C., A.P., Phongsupasamit S., Houjoh H. and Matsumura S., *Estimation of Sliding Loss in a Parallel-Axis Gear Pair*. Journal of advanced mechanical design, system and manufacturing 2012, 2012. **6**: p. 88-103.
14. Drozdov, Y.N., and Gavrikov, Y.A., *Friction and Scoring Under the Conditions of Simultaneous Rolling and Sliding of Bodies*. Wear, 1968. **11**: p. 291-302
15. *ISO TC 60, DTR 13989*.
16. 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, 1958: p. 159-164.
17. O'Donoghue, J.P., and Cameron, A, *Friction and Temperature in Rolling Sliding Contacts*. ASLE Transactions, 1966. **9**: p. 186-194.
18. 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, 2007. **129**.
19. Xu H.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, 2007. **129**.
20. เย็นที่, ช., การวัดและการประยุกต์ใช้แบบจำลองคณิตศาสตร์หาค่ากำลังสูญเสียของเฟืองตรง,. 2554, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
21. อัครวิษณุโชติ, ภ., การปรับปรุงแบบจำลองคณิตศาสตร์และการทดลองเพื่อประมาณค่ากำลังสูญเสียจากการไถลในการส่งกำลังด้วยเฟืองเฉียง. 2554, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

22. แพรกนันทะ, เ., ผลของพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตและการสัมผัสของหน้าฟันต่อกำลังสูญเสียของเฟืองตรงและเฟืองเฉียง. 2556, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
23. พรชัย, ณ., แบบจำลองกำลังสูญเสียจากการไถลในเฟืองตรงและเฟืองเฉียงที่พิจารณารูปแบบการกระจายภาระบนหน้าฟันเฟือง. 2557, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
24. D.W., D., *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. 2 ed. 2012: CRC Press.
25. ฤทธิไกรเกรียง, ธ., การกระจายความเค้นบนหน้าฟันเฟืองตรงโดยการใช้ผลเฉลยการสัมผัสของเฮิร์ตซ์และระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์. 2558, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
26. *KHK Gear Catalogue*
27. Harris, T.A., and Kotzalas,, M.N. *Rolling Bearing Analysis – Essential Concepts of Bearing Technology*. Boca Raton, CRC Press,, 2007.
28. Endevco, *Guide to adhesively mounting accelerometers*.



ภาคผนวก ก

ตัวอย่างการออกแบบด้วยชุดเฟืองอ้างอิงอื่น

ในบทนี้จะแสดงตัวอย่างการออกแบบเฟืองเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดเพิ่มเติม โดยจะใช้ชุดเฟืองตรงรหัส SSG4-30 จากแคตตาล็อกเฟืองของบริษัท KHK [26] เพื่อใช้เป็นชุดเฟืองตรงอ้างอิงในการออกแบบ ซึ่งชุดเฟืองตรงนี้มีขนาดโมดูล 4 มิลลิเมตร มุมกด 20° และความกว้างหน้าฟัน 40 มิลลิเมตร และมีความสามารถในการรับภาระแรงบิดตามที่แสดงไว้ในแคตตาล็อก เท่ากับ 499 นิวตัน-เมตร สำหรับภาระจากความเค้นดัด และ 313 นิวตัน-เมตร สำหรับภาระจากความเค้นสัมผัส โดยเมื่อนำพารามิเตอร์ทางเรขาคณิตของชุดเฟืองตรงอ้างอิงนี้มาคำนวณความสามารถในการรับภาระใหม่ด้วยวิธีการตามคำแนะนำของ AGMA ที่สภาวะการทำงานที่กำหนด จะได้ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัด 655.1 นิวตัน-เมตร และความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัส 358.8 นิวตัน-เมตร

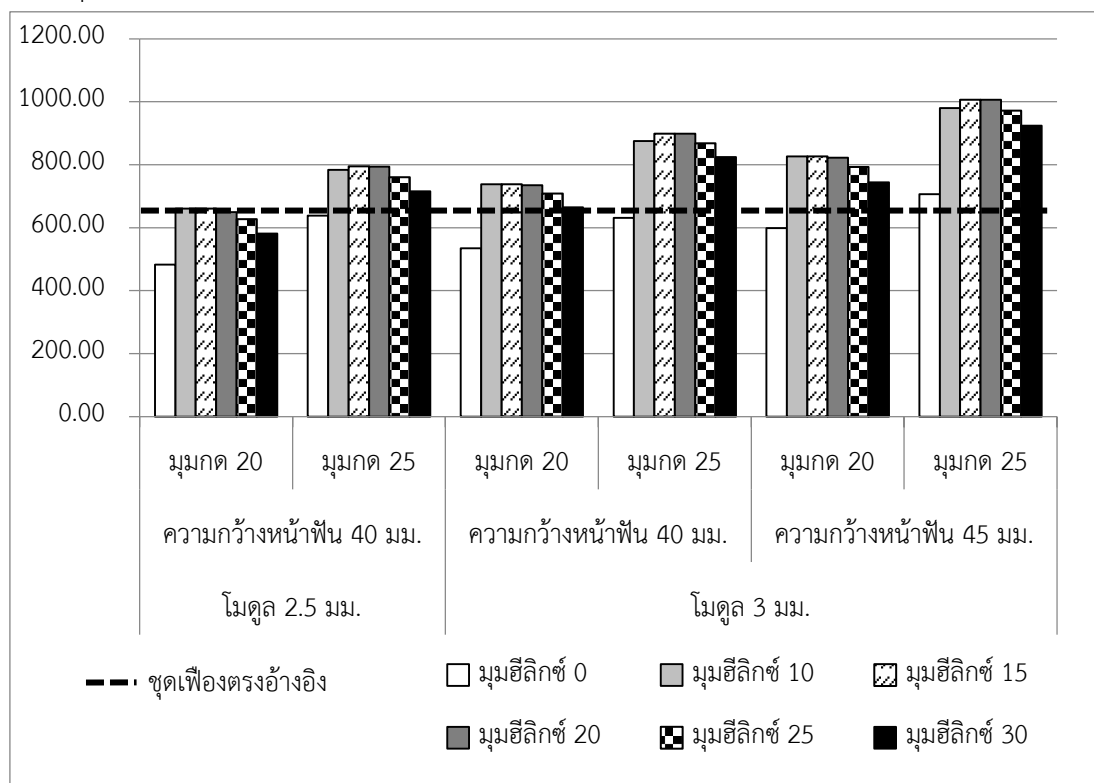
ตารางที่ ก.1 สภาวะการทำงานสำหรับออกแบบเพื่อหากลำลังสูญเสียน้อยที่สุดกรณีเพิ่มเติม

สภาวะการทำงาน	ค่าที่กำหนด
ความเร็วรอบหมุน	2500 รอบต่อนาที
แรงบิดภายในระบบ	100 นิวตัน-เมตร
ระยะห่างศูนย์กลางเพลลา	120 มม.
อัตราทด	1:1
อุณหภูมิภายในห้องเฟือง	70°C
จำนวนรอบหมุนสูงสุดตลอดอายุการใช้งาน	2×10^6 รอบ
วัสดุเฟือง	S45C

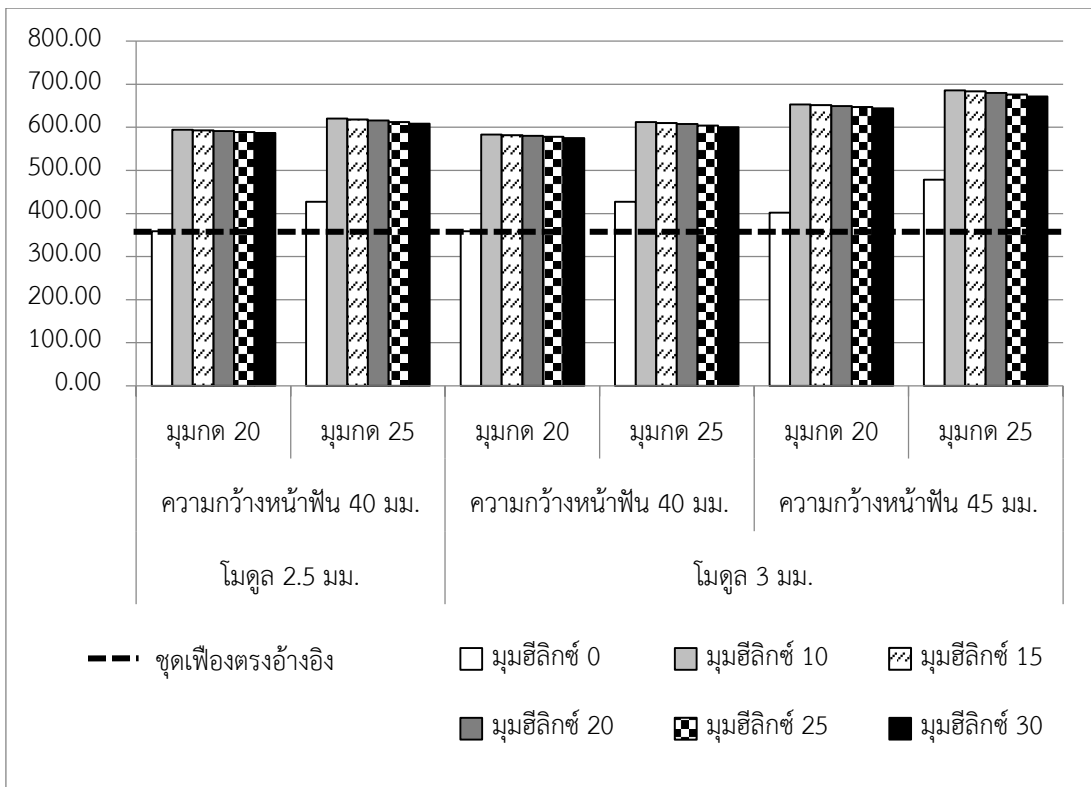
โดยเมื่อนำมาออกแบบตามแนวทางการออกเฟืองเพื่อมีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดจะมีความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดแสดงดังรูปที่ ก.1 และความเค้นผิวดังรูปที่ ก.2 จะเห็นว่าชุดเฟืองตรงส่วนใหญ่มีความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงมีเพียงชุดเฟืองตรงที่มีขนาดโมดูล 3 มิลลิเมตร มุมกด 25 องศา และความกว้างหน้าฟัน 45 มิลลิเมตรเท่านั้นที่มีความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดมากกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงสำหรับกรณีของเฟืองเฉียงนั้นจะมีทั้งหมด 3 ชุดเฟืองที่มีความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงคือชุดเฟืองเฉียงซึ่งมีขนาดโมดูล 2.5 มิลลิเมตร มุมกด 20 องศา ความกว้างหน้าฟัน 40 มิลลิเมตร และมุมฮิลิกซ์ 20, 25 และ 30 องศา ดังนั้นจะมีชุดเฟืองที่มีความสามารถในการรับภาระความเค้นดัด

น้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงทั้งหมด 8 ชุดเฟือง ในกรณีของความเค้นสัมผัสจะเห็นว่าทุกชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่มีความสามารถในการรับภาระมากกว่าหรือเท่ากับชุดเฟืองตรงอ้างอิงทุกชุดเฟือง

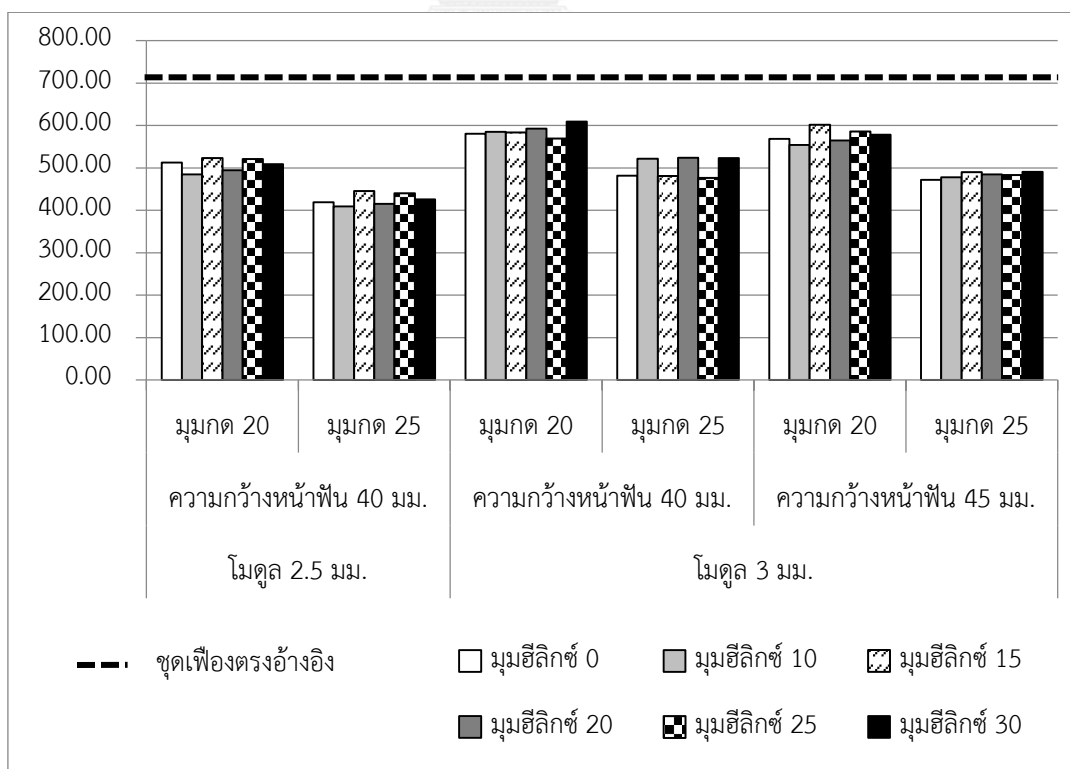
เมื่อนำพารามิเตอร์ของชุดเฟืองทุกชุดมาประเมินกำลังสูญเสียเนื่องจากการไถลด้วยแบบจำลองของณัชชาและรวมกับกำลังสูญเสียเนื่องจากการหมุนด้านอากาศ จะได้กำลังสูญเสียรวมแสดงดังรูปที่ ก.3 จะเห็นว่าชุดเฟืองที่ออกแบบใหม่ทุกชุดมีกำลังสูญเสียน้อยกว่าชุดเฟืองตรงอ้างอิงโดยชุดเฟืองที่มีกำลังสูญเสียน้อยที่สุดคือชุดเฟืองเฉียงซึ่งมีขนาดโมดูล 2.5 มิลลิเมตร มุมกด 25 องศา มุมฮิลิกซ์ 15 องศา และความกว้างหน้าฟัน 40 มิลลิเมตร



รูปที่ ก.1 ความสามารถในการรับภาระความเค้นดัดของเฟืองกรณีตัวอย่างเพิ่มเติม



รูปที่ ก.2 ความสามารถในการรับภาระความเค้นสัมผัสของเฟืองกรณีตัวอย่างเพิ่มเติม



รูปที่ ก.3 กำลังสูญเสียของเฟืองกรณีตัวอย่างเพิ่มเติม

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายกุลภัทร์ ธีระรังสฤษฎ์ เกิดเมื่อวันที่ 17 พฤศจิกายน พ.ศ. 2535 ที่จังหวัด กรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล จาก จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2556 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ที่คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2557

ผลงานทางวิชาการ

- K. Theerarangsarit and C. Ratanasumawong, Gear design for reducing power loss, the 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME 2014), Chiang mai, (2014.12).

- K. Theerarangsarit and C. Ratanasumawong, Parallel-axis gear design methodology for minimization of power loss and preliminary study of its effect on vibration characteristics, the 7th TSME International Conference on Mechanical Engineering (TSME-ICoME 2016), Chiang mai, (2016).