

การออกแบบเฟืองฟันตรงและเฟืองเฉียงส่งกำลังด้วยวิธีการทางอพติมัม
Optimum Design of Spur and Helical Gear Trains



นาย สิทธิชัย โพธิ์ทอง
นาย สิทธิชัย แซ่เตียว

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน..... 61912
วัน,เดือน,ปี 24 ก.ค. 2549

บ.....
เ.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบเฟืองฟันตรงและเฟืองเฉียงส่งกำลังด้วยวิธีการทางอพติมัม
Optimum Design of Spur and Helical Gear Trains

โดย

นาย สิทธิชัย โพธิ์ทอง

นาย สิทธิชัย แซ่เตียว



อาจารย์ที่ปรึกษา

ดร. มนต์ศักดิ์ พิณสาร

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2547

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบชุดเฟืองฟันตรงและฟันเฉียงส่งกำลังด้วยวิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุด

Optimum Design of Spur and Helical Gear Trains

ผู้จัดทำ

1. นาย สิริรัชชัช โปธิ์ทอง รหัสประจำตัว 44010862

2. นาย สิริรัชชัช แซ่เตียว รหัสประจำตัว 44010863



อาจารย์ที่ปรึกษา
(ดร. มนต์ศักดิ์ พิมสาร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบเฟืองฟันตรงและเฟืองเฉียงส่งกำลังด้วยวิธีการทางอพติ่ม

นายสิทธิชัย โพธิ์ทอง 44010862

นายสิทธิชัย แซ่เตียว 44010863

ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2547

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอวิธีการออกแบบชุดเฟืองส่งกำลังของเฟืองฟันตรงและเฟืองฟันเฉียงด้วยวิธีอพติ่ม เป้าหมายที่ใช้ในการออกแบบมี 2 ชนิดคือ ให้ได้ชุดเฟืองที่มีระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองที่สั้นที่สุด หรือมีปริมาตรน้อยที่สุด โดยชุดเฟืองส่งกำลังที่ได้จะต้องผ่านกฎเกณฑ์เงื่อนไขของ ค่าความเค้นสัมผัส การขัดกันของเฟือง และค่าความเค้นค้ำที่โคนฟัน จากผลการออกแบบโปรแกรมที่ถูกพัฒนาขึ้นพบว่า เมื่อเลือกสมการเป้าหมายเป็นปริมาตรที่น้อยที่สุดจะส่งผลให้ชุดเฟืองที่ได้มีระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางที่ไม่สั้นที่สุด ในทางตรงกันข้ามเมื่อเป้าหมายในการออกแบบเป็นระยะระหว่างจุดศูนย์กลางที่สั้นที่สุดจะส่งผลให้ชุดเฟืองที่ได้มีปริมาตรที่ไม่น้อยที่สุด



Optimum Design of Spur and Helical Gear Trains

Mr.Sittichai Potong 44010862

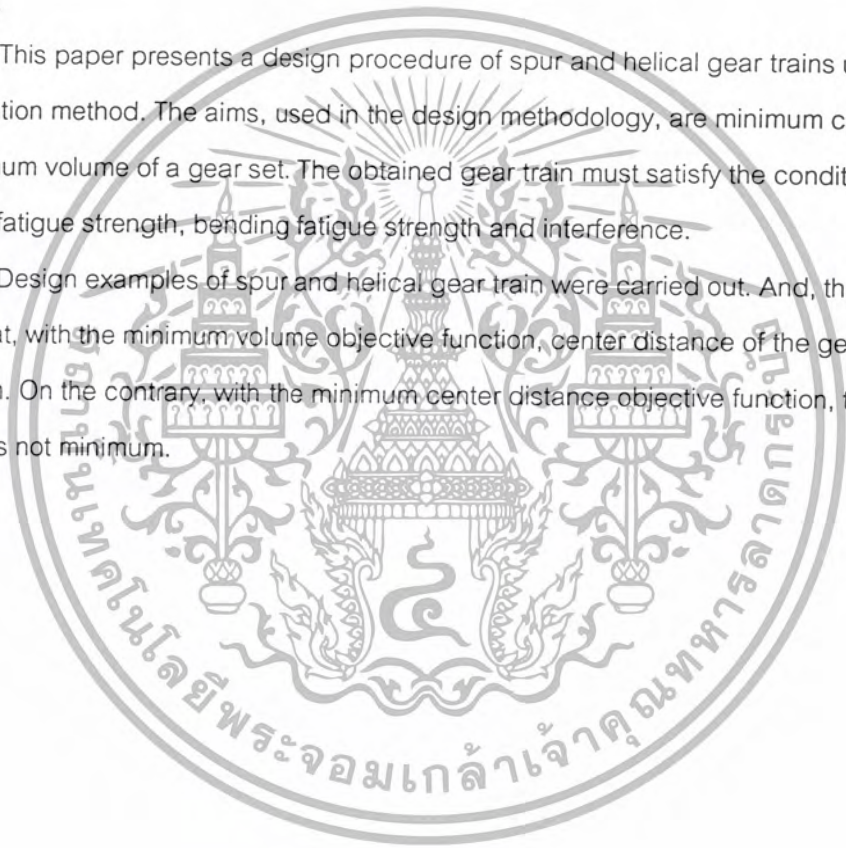
Mr.Sittichai Sae-tieo 44010863

Dr.Monsak Pimsarn Adviser

Abstract

This paper presents a design procedure of spur and helical gear trains using an optimization method. The aims, used in the design methodology, are minimum center distance or minimum volume of a gear set. The obtained gear train must satisfy the conditions of surface fatigue strength, bending fatigue strength and interference.

Design examples of spur and helical gear train were carried out. And, the results show that, with the minimum volume objective function, center distance of the gear set is not minimum. On the contrary, with the minimum center distance objective function, the gear set volume is not minimum.



กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้จะสำเร็จไปไม่ได้ หากไม่ได้รับความช่วยเหลือจากบุคคลหลายฝ่ายอันประกอบด้วย

ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร อาจารย์ที่ปรึกษาที่คอยให้คำปรึกษาและข้อมูลที่สำคัญ ตลอดจนการดูแลเอาใจใส่ที่ดีเสมอมา ทูมเทวลาอันมีค่าแก่ข้าพเจ้า ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณอาจารย์อย่างสูง บิดา มารดา ญาติพี่น้อง และเพื่อน ๆ ที่คอยให้กำลังใจ สนับสนุน ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณทุกท่านอย่างสิ้นพัน

สิทธิชัย โปธิทอง
สิทธิชัย แซ่เตียว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูปภาพ	VI
สารบัญตาราง	VII
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
บทที่ 2 ทฤษฎีพื้นฐานของฟันเฟืองตรง	
2.1 คำจำกัดความของเฟือง	2
2.2 มาตรฐานในการกำหนดขนาดของฟันเฟือง	3
2.3 เส้นโค้งอินโวลูท (Involute Spur Gear)	4
2.4 ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของ Involute	6
2.5 ลักษณะการสัมผัสกันของเฟือง	8
2.6 การขัดกันของเฟือง (Interference)	11
2.7 เฟืองฟันเฉียง (Helical Gear)	13
2.8 การวิเคราะห์แรงในเฟืองฟันเฉียง	16
2.9 ผลกระทบทางพลวัต (Dynamic Effects)	17
2.10 ความทนทานของพื้นผิว (Surface Durability)	19
2.11 สมการความเค้นของ AGMA	20
2.12 ตัวประกอบความแข็งแรงของการดัดทางเรขาคณิต (Bending-Strength Geometry Factor, J)	21
2.13 ตัวประกอบความแข็งแรงของการสัมผัสทางเรขาคณิต (Surface-Strength Geometry Factor, I)	23
2.14 ตัวประกอบพลวัต (Dynamic Factor, K_v)	24
บทที่ 3 สมการคณิตศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ	
3.1 การหาขนาดที่เหมาะสมที่สุดของเฟืองฟันตรง	25
3.1.1 ตัวแปรที่เกี่ยวข้อง	25

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.1.2 สมการจุดประสงค์ (Objective Function)	25
3.1.3 สมการบังคับ (Constraints)	25
3.2 การหาขนาดที่เหมาะสมที่สุดของเฟืองเฉียง	31
3.2.1 ตัวแปรที่เกี่ยวข้อง	31
3.2.2 สมการจุดประสงค์ (Objective function)	31
3.2.3 สมการบังคับ (Constraints)	32
บทที่ 4 การทำงานของโปรแกรม	
4.1 การทำงานของโปรแกรมเฟืองฟันตรง	35
4.2 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมเฟืองเฉียง	36
4.3 การทำงานของโมดูลส่วนวิเคราะห์ (Analyze Design)	38
4.4 การทำงานของโมดูลเพิ่มจำนวนฟัน (Add Teeth)	39
4.5 การทำงานของโมดูลลดจำนวนฟัน (Sub Teeth)	39
4.6 การทำงานของส่วนโมดูลหาจำนวนฟันสองจำนวนสุดท้าย (Find N)	39
4.7 การทำงานหน้าต่างเมนู	42
4.8 การพิสูจน์ความถูกต้องของโปรแกรม (Program validation)	43
บทที่ 5 การประยุกต์ใช้งานจริง	
5.1 การประยุกต์ใช้กับการออกแบบเฟืองฟันตรง (Spur Gear)	45
5.2 การประยุกต์ใช้กับการออกแบบเฟืองฟันเฉียง (Helical Gear)	47
บทที่ 6 สรุปและวิจารณ์ผลการออกแบบ	
6.1 สรุปผลการออกแบบ	49
6.2 งานวิจัยต่อเนื่อง	49
ภาคผนวก	
บรรณานุกรม	

สารบัญรูป

	หน้า
รูปที่ 2-1 ลักษณะต่าง ๆ ของเฟือง	2
รูปที่ 2-2 (a) การต่อโยงด้วยลวดที่มีลักษณะไขว้กัน	4
(b) จุด Q เคลื่อนที่ตามลักษณะของ Involute เมื่อเทียบกับรอกหนึ่ง	4
(c) จุด Q เคลื่อนที่ตามลักษณะของ Involute เมื่อเทียบกับรอกสอง	4
รูปที่ 2-3 (a) เส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่และวงกลมฐาน	5
(b) เส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่และวงกลมพิตช์ (Pitch circle)	5
รูปที่ 2-4 ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของ Involute	6
รูปที่ 2-5 ลักษณะที่สมบูรณ์ของฟันแบบ Involute	7
รูปที่ 2-6 มุม Approach กับมุม Recess	8
รูปที่ 2-7 ระยะ Base Pitch	10
รูปที่ 2-8 Involute Pressure Angle	11
รูปที่ 2-9 ระบบเฟืองที่มีการขัดกัน	12
รูปที่ 2-10 มุมต่าง ๆ ในเฟืองเฉียง	14
รูปที่ 2-11 Oblique plane	15
รูปที่ 2-12 แรงที่กระทำบนฟันเฟืองเฉียง	17
รูปที่ 2-13 การเปรียบฟันเฟืองเสมือนคาน	19
รูปที่ 2-14 กราฟตัวประกอบความแข็งแรงของการตัดทางเรขาคณิต J ของเฟืองตรง	22
รูปที่ 2-15 กราฟตัวประกอบความแข็งแรงของการตัดทางเรขาคณิต J ของเฟืองเฉียง	22
รูปที่ 2-16 กราฟตัวคูณแก้ไขค่า J	23
รูปที่ 3-1 Roll Angle	26
รูปที่ 4-1 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_m เป็นตัวเลข	35
รูปที่ 4-2 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_m เป็น 10^6	36
รูปที่ 4-3 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_m เป็นตัวเลข	37
รูปที่ 4-4 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_m เป็น 10^6	38
รูปที่ 4-5 ผังการทำงานของโปรแกรมหลัก	40
รูปที่ 4-6 ผังการทำงานของการเลือกจำนวนฟันครั้งสุดท้าย	41
รูปที่ 4-7 ผังการทำงานของ โมดูล Analyze Design	42
รูปที่ 4-8 หน้าต่างเมนู	43

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 5-1 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองฟันตรง โดยการหาระยะ ระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด	46
ตารางที่ 5-2 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองฟันตรง โดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ	46
ตารางที่ 5-3 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียง โดยการหาระยะระหว่าง ศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด	47
ตารางที่ 5-4 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียง โดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ	48



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

การออกแบบเฟืองให้มีมวล(ปริมาตร)ที่น้อยที่สุด ส่งผลให้ได้เฟืองที่มีขนาดเหมาะสม กว้างสุด ต่ำลง แรงเฉื่อยน้อยลง ในขณะที่การออกแบบเฟืองให้มีขนาดเล็กที่สุด(ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองน้อยที่สุด)จะส่งผลให้ได้เปลือกหุ้มของชุดเฟืองมีขนาดเล็ก แต่ขนาดที่เล็กลงนั้น(หรือมีน้ำหนักน้อยลง)ยังสามารถรับภาระที่ต้องการได้สอดคล้องกับขีดจำกัดของความเค้นสัมผัส,การขัดกันของเฟือง และความเค้นดัดที่โคนฟัน

โดยปกติแล้วการคำนวณเพื่อหาขนาดของเฟืองจะใช้วิธีของ AGMA (American Gear Manufacturers Association) [1] ซึ่งเป็นวิธีที่มีการสุ่มค่าโคมิทรอลพิตซ์ และความกว้างของหน้าฟัน สำหรับเฟืองตรง หรือมุมเฉียงสำหรับเฟืองเฉียง จากนั้นทำการตรวจสอบความเป็นไปได้ จึงจะได้ผลลัพธ์ออกมาอีกทั้งผลลัพธ์ที่ได้ออกมานั้นยังไม่ใช้ขนาดเฟืองที่เล็กที่สุดหรือมีปริมาตรที่น้อยที่สุดอีกด้วย เพียงแต่สามารถใช้ได้เท่านั้น

จากงานของ Carroll และ Johnson [2] ได้นำเสนอวิธีการทางออปติ้มัมเฟืองตรงให้ได้ขนาดเล็กที่สุดตามหลักการของ AGMA โดยมีการเปลี่ยนค่าโคมิทรอลพิตซ์ตามที่ AGMA ได้แนะนำ โดยมีจำนวนตัวแปรที่ใช้ในการออกแบบสองตัวคือ จำนวนฟันเฟืองขับ และ โคมิทรอลพิตซ์

Jog และ Pande [3] ได้เสนอวิธีการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองเฉียง โดยเป็นการออกแบบ 3 ตัวแปร คือ คำนึงถึง จำนวนฟันเฟืองขับ นอมอลโคมิทรอลพิตซ์ และมุมเฉียง ด้วยวิธีการเพินอลตี (Penalty Method)

ในงานวิจัยนี้จะช่วยผลงานของ Carroll และ Johnson สำหรับเฟืองตรง โดยการคำนึงถึงความกว้างของหน้าฟันสำหรับเฟืองตรงเพิ่มด้วยเพื่อให้ลดขนาดหรือปริมาตรของชุดเฟืองให้ได้มากที่สุด และประยุกต์ใช้วิธีการออกแบบที่ได้กับการออกแบบเฟืองฟันเฉียง

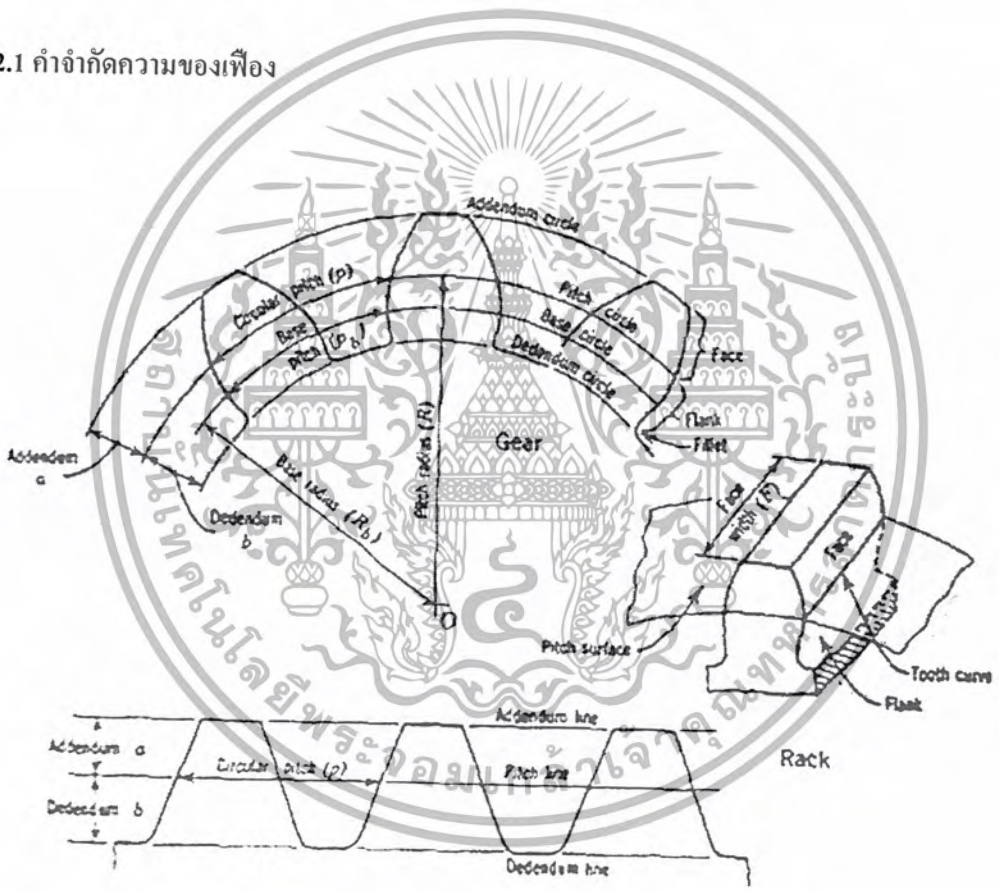
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

เพื่อสร้างโปรแกรมการออกแบบชุดเฟืองฟันตรงและเฟืองเฉียง ให้ได้ขนาดเล็กที่สุดหรือมวล (ปริมาตร)น้อยที่สุด โดยใช้หลักการของออปติ้มัม

บทที่ 2 ทฤษฎีพื้นฐานของเฟือง

เฟืองเป็นส่วนประกอบที่สำคัญชนิดหนึ่งในการส่งถ่ายกำลัง ในปัจจุบันเฟืองส่งกำลังมีบทบาทมากในงานอุตสาหกรรมเนื่องจากสามารถทำงานที่ความเร็วรอบสูง ๆ ได้ดีกว่าโซ่หรือสายพาน เฟืองที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันมีหลายชนิดเช่น เฟืองตรง เฟืองเฉียง เฟืองก้างปลา เฟืองหนอน โดยส่วนมากเฟืองขับ (Driving Gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (Driven Gears) และเฟืองขับนี้มีชื่อว่า พินเนียน (Pinion) เฟืองตัวตามเรียกเฟืองตาม (Gears) แต่การใช้งานบางโอกาสอาจใช้เฟืองที่มีขนาดใหญ่กว่าตัวขับก็ได้ซึ่งโครงการนี้จะให้ความสำคัญกับเฟืองฟันตรงสมมาตร (Spur Gears)

2.1 คำจำกัดความของเฟือง



รูปที่ 2-1 ลักษณะต่างๆ ของเฟือง

วงกลมพิทช์ (Pitch circle, D) เป็นมิติหลักในการบอกขนาดของเฟืองปกติแล้วเฟืองที่ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสที่วงกลมพิทช์

โมดูล (Module, m) เป็นอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์กับจำนวนฟันเฟืองในหน่วยเอสไอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไดเมทริคพิทช์ (Diametral pitch, P_d) เป็นส่วนกลับของโมดูลใช้ในหน่วยอังกฤษ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แอดเดนดัม (Addendum, a) เป็นระยะที่วัดตามแนวรัศมีของวงกลมพิทช์ถึงยอดฟัน
 ดีเดนดัม (Dedendum, b) เป็นระยะที่วัดตามแนวรัศมีของวงกลมพิทช์ถึง โคนฟัน
 เคลียร์นซ์ (Clearance) เป็นผลต่างระหว่างดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งกับแอดเดนดัมของอีกเฟือง
 หนึ่ง

แบคแลช (Backlash) เป็นผลต่างระหว่างช่องว่างของฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันอีก
 เฟืองหนึ่ง

เซอกิวลาพิทช์ (Circular pitch, P_c) ระยะจากจุดหนึ่งบนเฟืองไปยังจุดหนึ่งที่ตำแหน่งเดียวกัน
 บนวงกลมพิทช์

วงกลมฐาน (Base circle, R_b) เป็นวงกลมที่ใช้ในการสร้าง Involute Curve

รัศมีโคนฟัน (Fillet radius, R_f) เป็นส่วนโค้งระหว่างวงกลมดีเดนดัมกับ Involute Curve

ความหนาของฟัน (Thickness, t_f) เป็นความหนาของฟันเฟืองจะวัดที่วงกลมพิทช์

แฟล็งก์ (Flank) คือผิวด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิทช์กับวงกลมดีเดนดัม

อัตราทด (Velocity ratio) คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุม
 ของเฟืองตาม จะกำหนดให้ “1” และ “2” แทนเฟืองขับและเฟืองตามแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$m_g = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \tag{2.1}$$

เมื่อ

ω = ความเร็วเชิงมุม (rad/s)

n = ความเร็วรอบ (rpm)

d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ (in)

N = จำนวนฟัน

อัตราส่วนเฟือง (Gear ratio) คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองตามต่อจำนวนฟันของ
 เฟืองขับ

$$m_g = \frac{N_2}{N_1} \tag{2.2}$$

2.2 มาตรฐานในการกำหนดขนาดของฟันเฟือง

เครื่องจักรที่ผลิตในรุ่นก่อนๆ ถูกสร้างมาด้วยระบบอังกฤษก็จะใช้ไดมิทรอลพิทช์เป็นตัวกำหนด
 ขนาดแต่ในปัจจุบันจะพยายามใช้มาตรฐานเดียวกัน (SI UNIT) โดยกำหนดเฟืองด้วยโมดูล

ไดมิทรอลพิทช์ (1/in) $P = \frac{N}{d}$ (2.3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{โมดูล (mm)} \quad m = \frac{d}{N} \quad (2.4)$$

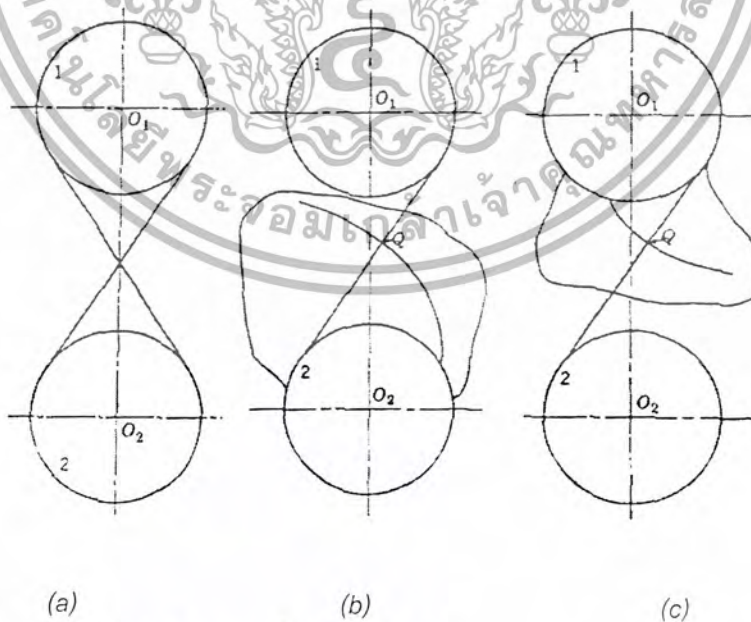
$$\text{เซอร์คิวลาพิทช์} \quad p = \frac{\pi d}{N} = \pi m \quad (2.5)$$

$$\text{จะได้} \quad Pp = \pi \quad (2.6)$$

2.3 เส้นโค้งอินวอลูท (Involute Spur Gear)

เมื่อผิวโค้งสองผิวสัมผัสกันโดยตรง ความเร็วเชิงมุมจะเป็นสัดส่วนกลับกันกับส่วนของเส้นเชื่อมจุดศูนย์กลางที่ถูกตัดกัน โดยเส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่ และถ้าเส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่ตัดเส้นเชื่อมจุดศูนย์กลางที่จุดคงที่ซึ่งได้อัตราส่วนความเร็วเชิงมุมคงที่ หลักการนี้จะเป็นการขบกัน (meshing) ของเฟือง 2 เฟือง

ลักษณะของฟันเฟืองมี 2 แบบ แต่ที่นิยมโดยทั่วไปมี 2 แบบคือ Cycloidal และ Involute ในปัจจุบันนิยมแบบ Involute เพราะทำการผลิตง่ายกว่าและระยะระหว่างจุดศูนย์กลาง (Center Distance) อาจจะเปลี่ยนแปลงได้โดยไม่ทำให้สัดส่วนความเร็วเชิงมุมเปลี่ยนไป



รูปที่ 2-2 (a) การต่อโยงด้วยลวดที่มีลักษณะไขว้กัน

(b) จุด Q เคลื่อนที่ตามลักษณะของ Involute เมื่อเทียบกับบรอกหนึ่ง

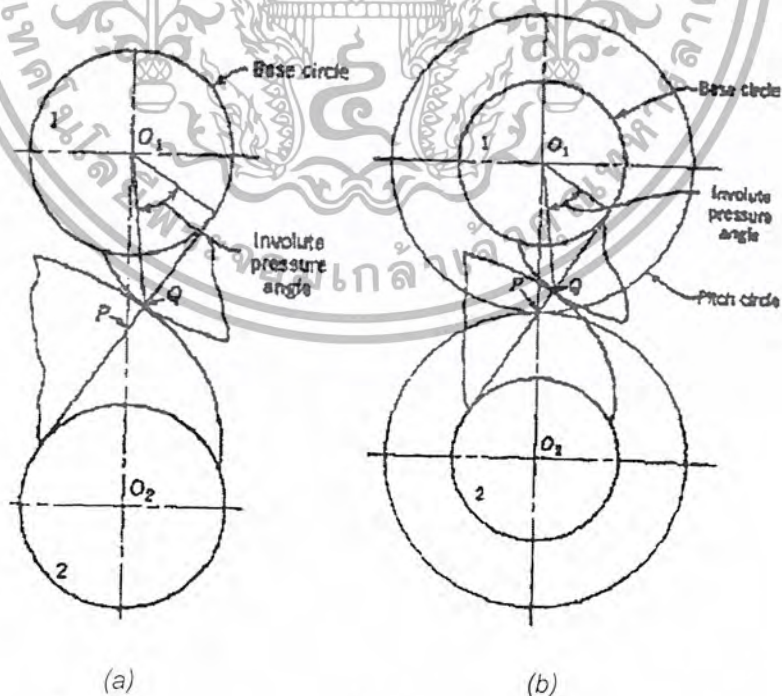
(c) จุด Q เคลื่อนที่ตามลักษณะของ Involute เมื่อเทียบกับบรอกสอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ที่รณรงค์ให้ประชาชนคนไทยทุกคนนำเอาไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณา รอก 1 และ 2 ต่อโยงอยู่ด้วยลวดในลักษณะไขว้กันตามรูปที่ 2-2 รอกทั้งสองจะหมุนในทิศทางตรงข้ามกัน และอัตราส่วนความเร็วเชิงมุมจะมีค่าคงที่เมื่อเส้นลวดไม่ไถล (No Slip) และค่าของความเร็วเชิงมุมนี้จะเป็นสัดส่วนกลับกับเส้นผ่านศูนย์กลางของรอกทั้งสอง และไม่่ว่าระยะศูนย์กลางจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างไรก็ตาม จะไม่มีผลต่ออัตราส่วนความเร็วเชิงมุม

สมมติให้ลวดด้านหนึ่งถูกนำออกไปและนำกระดาษมาติดไว้กับรอก 1 ดังรูป 2-3 ถ้านำดินสอมาไว้ที่จุด Q และหมุนรอก 2 ในทิศทางเข็มนาฬิกา จุด Q จะเคลื่อนที่เป็นเส้นตรงเทียบกับพื้นที่อยู่กับที่ และจุด Q จะเคลื่อนที่เป็นลักษณะของ Involute บนแผ่นกระดาษเมื่อเทียบกับรอก 1 (ถ้าใช้วิธีตัดเส้นลวดและคลี่เส้นลวดนั้นออกจากรอกที่หยุดอยู่กับที่โดยเส้นลวดตั้งอยู่ตลอดก็จะได้เส้นโค้ง Involute เหมือนกัน) และในทำนองเดียวกัน ถ้านำกระดาษไปติดบนรอก 2 และหมุนรอก 1 ในทิศทางเข็มนาฬิกา ก็จะได้ลักษณะของ Involute บนกระดาษเช่นเดียวกันดังรูป 2-4

ถ้าตัดแผ่นกระดาษทั้งสองตามลักษณะ Involute และนำ Involute บนรอก 1 มาดัน Involute บนรอก 2 จะเห็นว่าอัตราส่วนความเร็วเชิงมุมจะคงที่เนื่องจากเส้นส่งถ่ายแรง (Line of Action) ซึ่งตั้งฉากกับ Involute ที่จุดสัมผัส Q จะตัดเส้นเชื่อมจุดศูนย์กลางที่จุดคงที่ ถ้าระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางเปลี่ยนไป Involute 1 ก็ยังคงดัน Involute 2 ในลักษณะเดียวกัน สิ่งต่างที่ออกไปก็คือส่วนของ Involute ทั้งสองที่จะมาสัมผัสกันจะเปลี่ยนไปเท่านั้น ลักษณะของทั้งสองตามรูปที่ 2-3 (a) และ (b) จะถูกนำไปใช้เป็นส่วนหนึ่งของฟันแบบ Involute นั้นเอง



รูปที่ 2-3 (a) เส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่และวงกลมฐาน

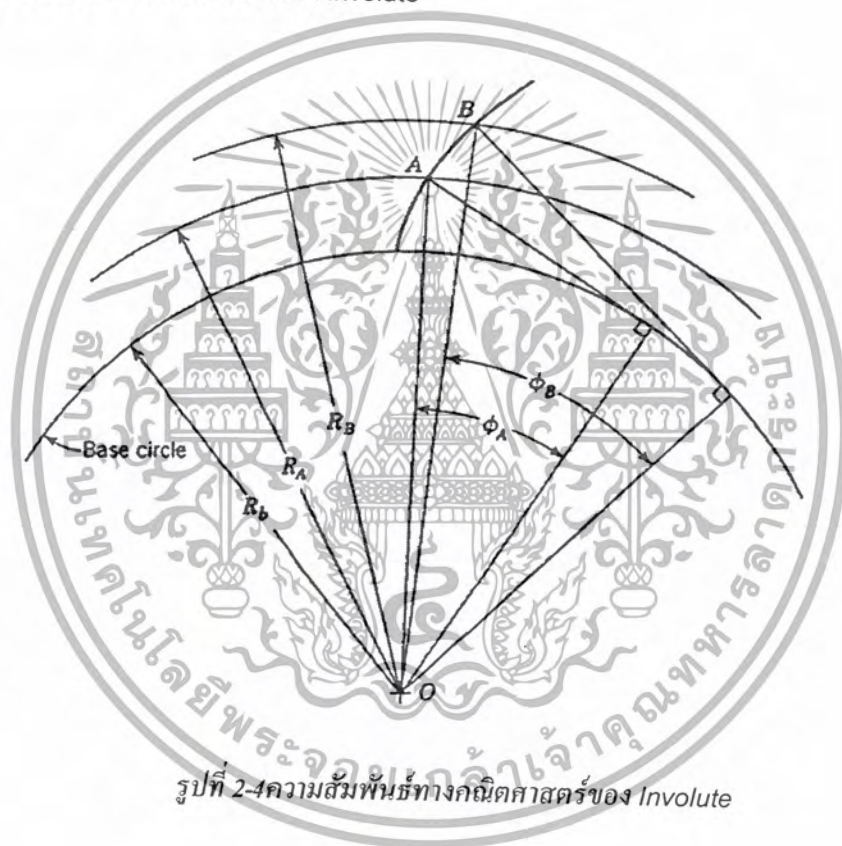
(b) เส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่และวงกลมพิทช์ (Pitch circle)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวรอกหรือวงกลมหลักที่ใช้เป็นหลักในการสร้าง Involute ขึ้นมาเรียกว่า วงกลมฐาน (base circle, R_b) Involute Pressure Angle คือมุมระหว่างเส้นตั้งฉากกับเส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่ที่ลากจากจุดศูนย์กลาง O_1 ของวงกลมฐานและเส้นเชื่อม O_1 กับ Q ซึ่งเป็นจุดสัมผัส (รูปที่ 2-5) เส้นส่งถ่ายแรงตัดกับเส้นเชื่อมจุดศูนย์กลางที่จุด P

วงกลมที่ใช้ O_1 (หรือ O_2) เป็นจุดศูนย์กลางและมีรัศมี O_1P (หรือ O_2P) เรียกว่าวงกลมพิทช์ (pitch circle) ดังรูปที่ 2-6 และในที่ Involute 1 ดัน Involute 2 วงกลมพิทช์ทั้งสองจะมีการเคลื่อนที่เป็นแบบ Pure Rolling ซึ่งเป็นหลักการของการส่งถ่ายกำลังด้วยเฟือง

2.4 ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของ Involute



รูปที่ 2-4 ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์ของ Involute

$$R_b = R_A \cos \phi_A \quad (2.7)$$

$$R_b = R_B \cos \phi_B \quad (2.8)$$

$$\cos \phi_B = \frac{R_A}{R_B} \cos \phi_A \quad (2.9)$$

$R_A, R_B =$ รัศมีที่จุด A และจุด B

$\phi_A, \phi_B =$ Involute Pressure Angle ที่จุด A และจุด B

จากสมการที่ 2.9 จะสามารถหาค่า Involute Pressure Angle ที่จุดใด ๆ เมื่อรู้รัศมีได้

จากรูป 2-5 เป็นรูปที่แสดงลักษณะที่สมบูรณ์ของฟันแบบ Involute สามารถใช้ความสัมพันธ์ทางคณิตศาสตร์หาความหนาของฟันได้ดังนี้

$$D\hat{O}G = \frac{\widehat{DG}}{OG} = \frac{BG}{OG}$$

$$\tan \phi_B = \frac{BG}{OG}$$

$$D\hat{O}G = \tan \phi_B$$

$$D\hat{O}B = D\hat{O}G - \phi_B = \tan \phi_B - \phi_B = \text{inv} \phi_B$$

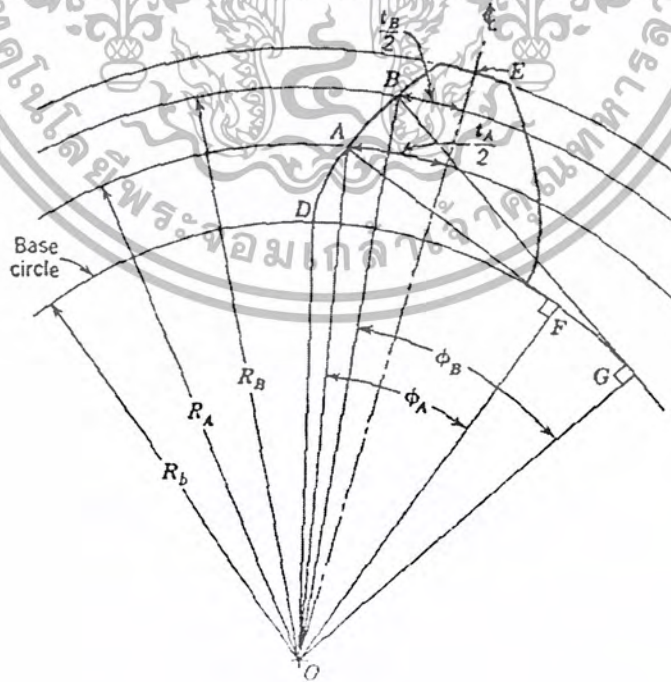
(2.10)

ในลักษณะเดียวกัน

$$D\hat{O}A = \tan \phi_A - \phi_A = \text{inv} \phi_A$$

ค่าของ $\tan \phi - \phi$ เรียกว่า Involute Function และเขียนแทนด้วย $\text{inv} \phi$ ซึ่งมุม ϕ มีหน่วยเป็น

เรเดียน



รูปที่ 2-5 ลักษณะที่สมบูรณ์ของฟันแบบ Involute

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$D\hat{O}E = D\hat{O}B + \frac{1}{2} \frac{t_B}{R_B} = \text{inv}\phi_B + \frac{t_B}{2R_B} \tag{2.11}$$

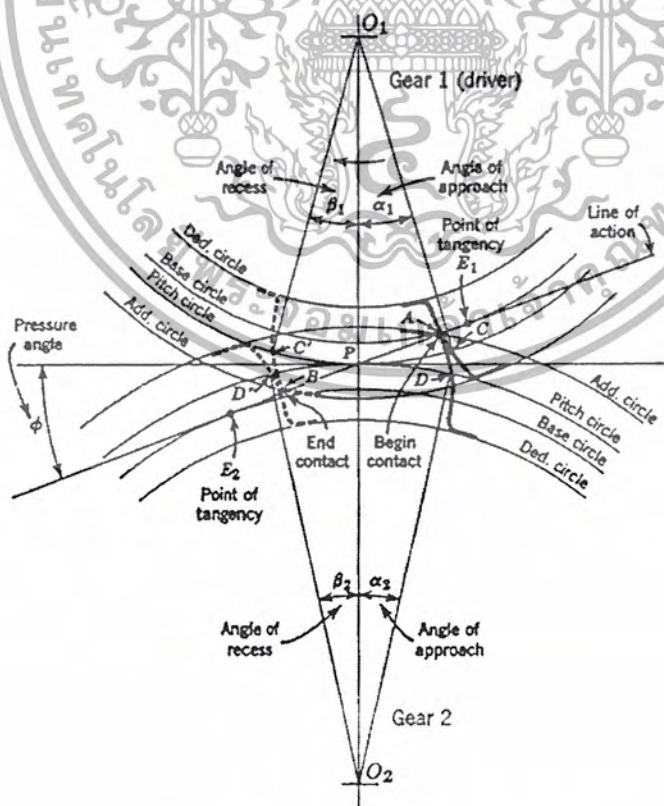
$$D\hat{O}E = D\hat{O}A + \frac{1}{2} \frac{t_A}{R_A} = \text{inv}\phi_A + \frac{t_A}{2R_A} \tag{2.12}$$

จากสมการ (2.11) และ (2.12) จะได้

$$t_B = 2R_B \left[\frac{t_A}{2R_A} + \text{inv}\phi_A - \text{inv}\phi_B \right] \tag{2.13}$$

2.5 ลักษณะการสัมผัสกันของเฟือง

จากลักษณะการสร้าง Involute จะเห็นว่าเส้นตั้งฉากร่วมของผิว Involute ทั้งสองจะสัมผัสกับวงกลมฐานของเฟืองทั้งสอง เส้นตั้งฉากร่วมนี้คือเส้นส่งถ่ายแรง (Line of Action)



รูปที่ 2-6 มุม Approach กับมุม Recess

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เฟืองทั้งสองที่กำลังขบกันอยู่ตามรูปที่ 2-6 จุดเริ่มการสัมผัส (Beginning of Contact) ของฟันของเฟืองทั้งคู่ คือ จุด A ซึ่งเป็นจุดที่เส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่ตัดกับวงกลมนอกสุดของเฟืองตัวตาม

จุดสุดท้ายของการสัมผัส (End of Contact) คือจุด B ซึ่งเป็นจุดที่เส้นส่งถ่ายแรงตัดกับวงกลมนอกสุดของเฟืองตัวตาม

เส้นตรง APB คือแนวทางการเคลื่อนที่ของจุดสัมผัส (Line of Action)

จุด P คือพิชพอยท์ (Pitch Point) ซึ่งเป็นจุดที่วงกลมพิชซ์ของเฟืองทั้งสองสัมผัสกัน

จุด C คือจุดที่แนวเส้นฟัน (Tooth Profile) ของตัวขับเคลื่อนวงกลมพิชซ์ในช่วงเริ่มต้นการสัมผัส

จุด C' คือจุดที่แนวเส้นฟันของตัวขับเคลื่อนวงกลมพิชซ์ในช่วงเริ่มต้นการสัมผัส

จุด D คือจุดที่แนวเส้นฟันของตัวตามวงกลมพิชซ์ในช่วงเริ่มต้นการสัมผัส

จุด D' คือจุดที่แนวเส้นฟันของตัวตามวงกลมพิชซ์ในช่วงสุดท้ายการสัมผัส

CC' และ DD' เรียกว่าส่วนโค้งของการสัมผัส (Arcs of Action) และจะต้องเท่ากันเนื่องจากการเคลื่อนที่เป็นแบบ Pure Rolling

มุมในช่วงการสัมผัสแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ α เรียกว่ามุมในช่วงเข้าใกล้ (Angle of Approach) และ β เรียกว่ามุมในช่วงแยกจากกัน (Angle of Recess) ซึ่งโดยทั่วไปแล้ว α ไม่จำเป็นต้องเท่ากับ β

เพื่อให้การเคลื่อนที่เป็นไปอย่างต่อเนื่องส่วนโค้งของการสัมผัสจะต้องเท่ากัน หรือเรียกว่า Circular Pitch ซึ่งจะส่งผลให้ฟันคู่ใหม่เริ่มเข้ามาสัมผัสกันก่อนที่คู่เก่าจะแยกจากกันไป

จุด E, และ E₂ เรียกว่า Points of Tangency ซึ่งเป็นจุดที่เส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่สัมผัสกับวงกลมฐานของเฟือง 1 และ 2 ตามลำดับ

อัตราส่วนระหว่างส่วนโค้งของการสัมผัสกับ Circular Pitch เรียกว่าอัตราส่วนการสัมผัส (Contact Ratio, m_c) ซึ่งจะมีค่าเท่ากับอัตราส่วนระหว่างระยะการสัมผัส (Length of Action) ซึ่งเป็นระยะจากจุดเริ่มต้นสัมผัส (length of Action) (ซึ่งเป็นระยะจากจุดเริ่มสัมผัสไปยังจุดสุดท้ายของการสัมผัสโดยวัดไปบนเส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่) กับ Base Pitch

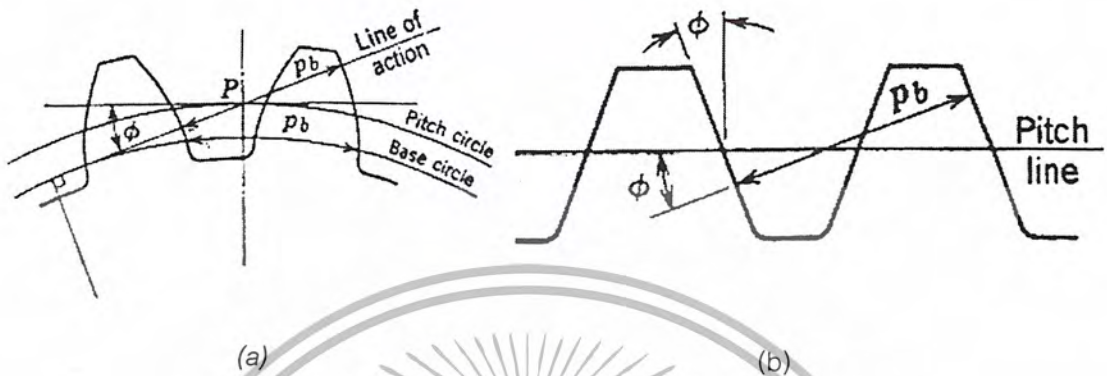
อัตราส่วนการสัมผัสเป็นค่าเฉลี่ยของจำนวนฟันที่กำลังขบกันอยู่ ตัวอย่างเช่น ถ้าอัตราส่วนการสัมผัสเป็น 1.6 ไม่ได้หมายความว่า มีฟัน 1.6 คู่ที่สัมผัสกันอยู่ แต่หมายความว่า จำนวนคู่ฟันที่สัมผัสกันจะอยู่ระหว่าง 1 คู่ หรือ 2 คู่ และหาค่าเฉลี่ยออกมาแล้วจะได้ค่าเป็น 1.6 ตามทฤษฎีอัตราส่วนการสัมผัสกันจะมีค่าต่ำสุด 1.0 แต่ในทางปฏิบัติจะต้องเพิ่มค่าเข้าไปอีก โดยทั่วไปค่าต่ำสุดคือ 1.4 และจะลดลงได้มากที่สุดถึง 1.2 ข้อสังเกตก็คืออัตราส่วนการสัมผัสมีค่าน้อยลงเท่าไร จะต้องเพิ่มความเที่ยงตรงในการกัดเฟืองมากขึ้นเท่านั้น

$$p_b = \frac{2\pi R_b}{N} \quad (2.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$m_p = \frac{Z}{p_b} = \frac{CC'}{p} = \frac{DD'}{p} \quad (2.15)$$

เมื่อ Z คือระยะการสัมผัส

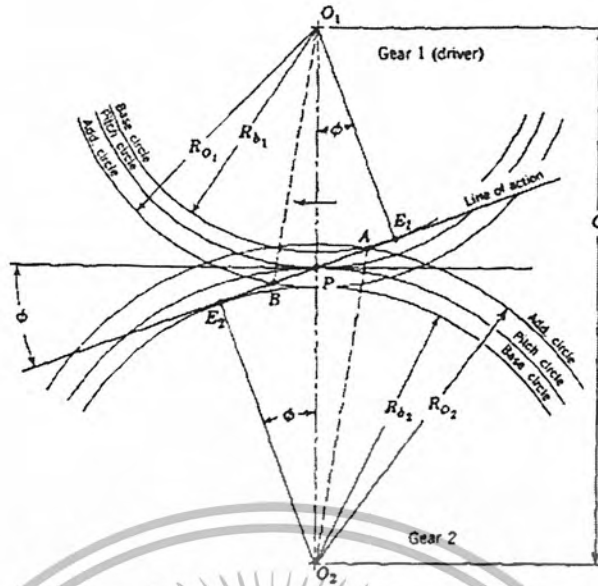


รูปที่ 2-7 (a) ระยะ Base Pitch ของเฟือง

(b) ระยะ Base Pitch ของ rack cutter

สมการที่ 2.15 เป็นการนำเอาระยะความแนวเส้นตรงกับระยะความแนวเส้นโค้งมาเป็นอัตราส่วนกัน แต่ตามรูปที่ 2-7 (a) จะเห็นได้ว่า p_b ตามแนวเส้นโค้งจะเท่ากับ p ตามแนวเส้นตรงส่วนในรูปที่ 2-7 (b) เป็นการแสดงให้เห็น Base Pitch ของ Rack มุม ϕ คือมุมกด (Pressure Angle) ของเฟืองทั้งสองที่ขบกัน ซึ่งเป็นมุมระหว่างเส้นส่งผ่านการเคลื่อนที่ และเส้นตั้งฉากกับเส้นเชื่อมจุดศูนย์กลาง (ซึ่งก็คือเส้นสัมผัสรวม) ข้อสังเกตก็คือ Pressure Angle ไม่เหมือนกับ Involute Pressure Angle

Pressure Angle จะเท่ากับ Involute Pressure Angle เมื่อจุดสัมผัสของเฟืองทั้งสองทับกับจุดพิทซ์ดังรูปที่ 2-8



รูปที่ 2-8 Involute Pressure Angle

การหาระยะสัมผัสหาได้ดังนี้

$$Z = AB = E_1B + E_2A - E_1E_2$$

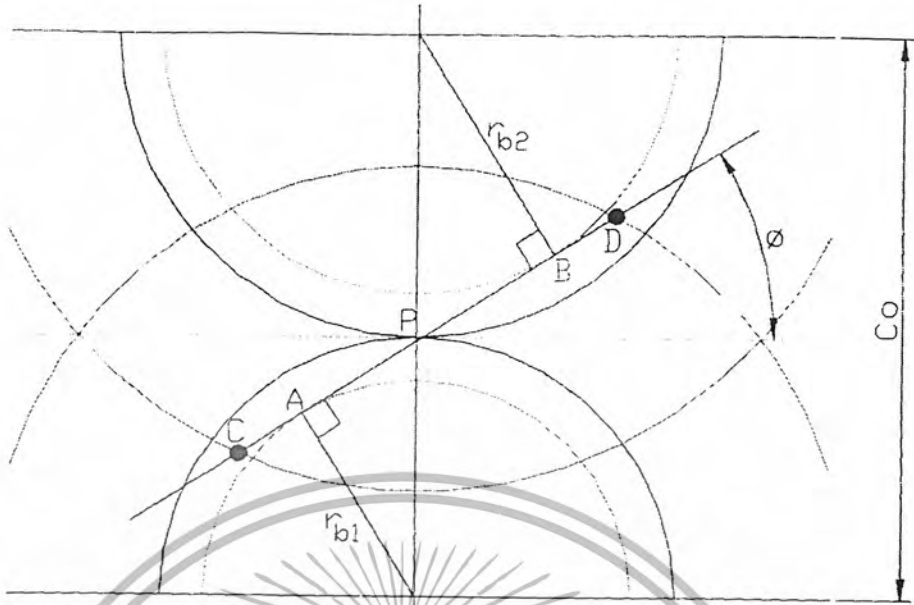
$$Z = \sqrt{(R_{o_1})^2 - (R_{b_1})^2} + \sqrt{(R_{o_2})^2 - (R_{b_2})^2} - C \sin \phi \tag{2.16}$$

เมื่อ R_o = รัศมีของวงกลมนอกสุด
 R_b = รัศมีของวงกลมฐาน

2.6 การขัดกันของเฟือง (Interference)

ในการสร้างฟันเฟือง Involute curve จะเริ่มจากวงกลมฐาน ฉะนั้นส่วนของฟันเฟืองที่อยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานจึงไม่เป็น Involute curve นั่นก็จะเป็นการใช้การขบของเฟืองส่วนนี้ไม่ได้ ดังนั้นถ้ามีการขบระหว่างฟันเฟืองที่ระยะต่ำกว่าวงกลมฐาน ก็อาจจะทำให้เกิดการขัดกัน (Interference) ได้ ในรูปที่ 2-9 เป็นเฟืองที่มีการขัดกัน

จุด A และจุด B เรียกว่าจุดขัดกัน (Interference point) ถ้ามีการสัมผัสระหว่างฟันนอกจุดนี้ (ถ้าวงกลมแอดเดนคัมตัดแนวแรงกดนอกจุดนี้) ก็จะเกิดการขัดกันขึ้น เฟืองในรูปที่ 2-9 มีการขัดกันเพราะว่าจุด C และ D อยู่นอกจุด A และ B



รูปที่ 2-9 ระบบเฟืองที่มีการขัดกัน

การจะดูเฟืองคู่หนึ่งมีการขัดกันหรือไม่ให้คำนวณหาระยะรัศมีของวงกลมแอดเคนคัม r_a ของเฟืองในรูป 2-9 ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$r_a = \sqrt{(r \cos \phi)^2 + (c_o \sin \phi)^2}$$

$$= \sqrt{r_b^2 + (c_o \sin \phi)^2} \tag{2.17}$$

- เมื่อ r = รัศมีวงกลมพิตซ์
- r_a = รัศมีของวงกลมแอดเคนคัม
- c_o = ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง

ถ้ารัศมีของวงกลมแอดเคนคัม (หาได้จากขนาดมาตรฐานของเฟือง) มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้จากสมการ 2.17 แสดงว่ามีการขัดกันเกิดขึ้น ถ้าการขัดกันนี้จะลดลงเมื่อขนาดของเฟืองทั้งสองแตกต่างกันน้อยลง วิธีการที่จะป้องกันมิให้เกิดการขัดกันขึ้น ทำได้หลายวิธีดังนี้

1. ลงใช้วิธีตัดเนื้อโลหะส่วนที่ต่ำกว่าวงกลมฐานออกบ้าง (Undercutting) ทั้งนี้เพื่อมิให้มีการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองในบริเวณนี้ ข้อเสียในการทำเช่นนี้คือ ทำให้อัตราส่วนการขบคลงและทำให้ฟันเฟืองบอบบาง
2. ใช้วิธีตัดปลายฟันเฟืองให้สั้นลง (Stubbed teeth) ข้อเสียที่ตามมาคือทำให้อัตราส่วนการขบคลง

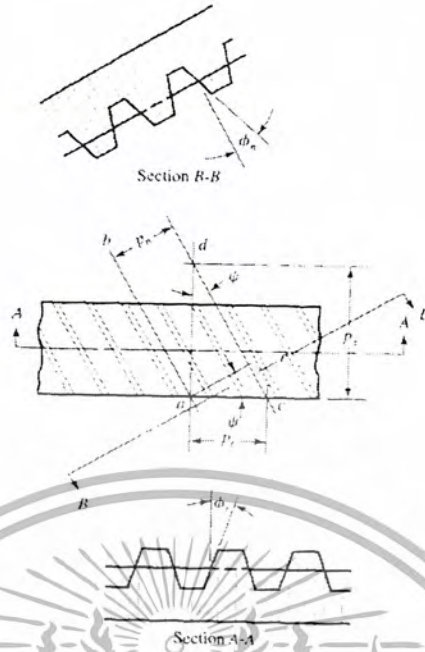
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เพิ่มมุมกด ϕ จะลดขนาดของฐานวงกลม วิธีนี้จะทำให้ส่วนที่เป็น Involute curve ของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น จึงสามารถกำจัดการขัดกันได้ แต่การเพิ่มมุม ϕ จะทำให้แรงปฏิกิริยาที่ฟันเฟืองในแนวรัศมีของฟันเฟือง (Separation force) เพิ่มขึ้น ทำให้การขบกันระหว่างฟันเฟืองมีความราบเรียบน้อยลง
4. การใช้เฟืองที่ไม่เป็นมาตรฐาน (Non-interchangeable) กล่าวคือให้เฟืองเล็กมีแอดเดนดัมเพิ่มขึ้น (โดยลดคิเดนมตามส่วนที่เพิ่มขึ้น) ทำให้การขบกันระหว่างเฟืองมีความราบเรียบน้อยลง

การเลือกเทคนิคในการจัดปัญหาเรื่องการจัดกันขึ้นกับลักษณะของงานและความชำนาญของช่าง

2.7 เฟืองเฉียง (Helical Gear)

เฟืองฟันเฉียงถูกใช้สำหรับส่งกำลังระหว่างเพลาที่ขนานกัน ซึ่งเฟืองทั้งสองตัวต้องมีมุมเอียง (helix angle) ที่เท่ากันแต่มุมจะต้องเอียงไปด้านตรงข้ามกันถ้าตัวหนึ่งมุมเอียงซ้ายอีกตัวหนึ่งก็ต้องมีมุมเอียงขวา ในเฟืองฟันเฉียงเส้นของการสัมผัส (line of contact) จะเป็นเส้นทแยงมุมซึ่งลากไปตามหน้าของฟัน จากการทำฟันของเฟืองเฉียงนั้นจะค่อยๆ เลื่อนเข้ามาขบกันและการถ่ายทอดแรงที่ค่อนข้างราบเรียบจากฟันหนึ่งไปสู่อีกฟันหนึ่งทำให้เฟืองฟันเฉียงนั้นสามารถที่จะส่งผ่านกำลังมากๆ ที่ความเร็วรอบสูงๆ ได้ เนื่องจากธรรมชาติของการสัมผัสกันของเฟืองฟันเฉียงที่เป็นดังนี้ทำให้ความสำคัญของอัตราส่วนการสัมผัส (contact ratio) ลดลง แต่จะให้ความสำคัญกับเนื้อที่ในการสัมผัสกันบริเวณหน้าเฟืองมากกว่า เฟืองฟันเฉียงต้องใช้ร่วมกับคลัทช์ที่ตามารถรับแรงได้ทั้งในแนวแกนและในแนวรัศมี และเมื่อต้องใช้ส่งผ่านกำลังมากๆ แนะนำให้ใช้เฟืองฟันเฉียงสองตัวนำมาติดตั้งอยู่ติดกันบนเพลาเส้นเดียวกัน โดยให้มุมของเฟืองแต่ละตัวนั้นเอียงคนละด้านกันซึ่งเฟืองลักษณะนี้จะเรียกว่า Herringbone โดยเฟืองแต่ละตัวจะสร้างแรงปฏิกิริยาในแนวแกนที่มีทิศทางสวนกันซึ่งจะหักล้างกันไปเองทำให้เหลือแรงในแนวแกนน้อยมาก



รูปที่ 2-10 มุมต่างๆ ในเฟืองเฉียง

ในรูป 2-10 แสดงบางส่วนของเฟืองแบบสะพาน (rack) ที่มีฟันเฉียง จากรูปเส้น ab และ cd เป็นเส้นกึ่งกลางของฟันสองฟันที่อยู่ติดกันบนระนาบพิทช์ (pitch plane) เดียวกัน มุม ψ คือมุมเอียง (helix angle) ระยะ ac คือทรานส์เวิร์สเซอร์กิวลาพิทช์ (transverse circular pitch, p_t) หรือเซอร์กิวลาพิทช์ (circular pitch) และระยะ nomอลเซอร์กิวลาพิทช์ (normal circular pitch, p_n) ซึ่งมีความสัมพันธ์กันดังสมการ 2.18

$$p_n = p_t \cos \psi \tag{2.18}$$

ระยะ ad เรียกว่าแอกเซียลพิทช์ (axial pitch, p_x) มีความสัมพันธ์กับ p_t ดังสมการ 2-19

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} \tag{2.19}$$

เนื่องจาก $p_n P_N = \pi$ ดังนั้น nomอลไดเมทริคัลพิทช์ (normal diametral pitch) คือ

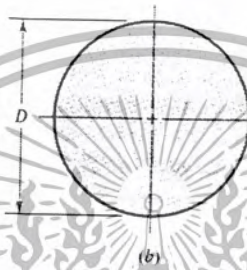
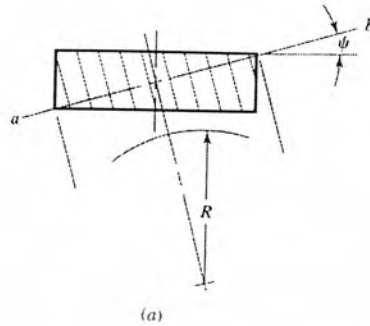
$$P_N = \frac{P_t}{\cos \psi} \tag{2.20}$$

ถ้ามุมกคในทิศทางตั้งฉาก ϕ_n จะแตกต่างกับมุมกคในแนวสัมผัส ϕ_t เป็นผลเนื่องมาจากมุมเอียงของฟัน

ψ ซึ่งมุมต่างๆเหล่านี้มีความสัมพันธ์กันดังสมการ 2.21

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_n}{\tan \phi_t} \tag{2.21}$$



รูปที่ 2-11 Oblique plane

ระนาบเอียง (Oblique plane) ab ที่มีมุม ψ ส่วนที่ถูกตัดออกมาเป็นส่วนโค้งมีรัศมีความโค้งเป็น R ที่ $\psi = 0$ จะได้ $R = D/2$ ถ้าลองค่อยๆ เพิ่ม ψ จาก 0° ไปจนถึง 90° ค่าของ R ก็จะเพิ่มจาก $D/2$ ไปจนถึง ∞ รัศมี R ก็คือรัศมีพิทช์ของฟันของเฟืองเฉียง ในเฟืองที่มีพิทช์เท่ากันยิ่งค่า R มากจำนวนฟันก็จะยิ่งมากตามไปด้วย ซึ่งสิ่งนี้ถูกเรียกว่า “จำนวนฟันเสมือนจริง” ความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนฟันที่แท้จริงกับจำนวนฟันเสมือนจริงนั้นเป็นไปดังสมการ 2.22

$$N' = \frac{N}{\cos^3 \psi} \tag{2.22}$$

เมื่อ $N' =$ จำนวนฟันเสมือนจริง

$N =$ จำนวนฟันที่แท้จริง

จำนวนฟันเสมือนจริงนี้เป็นสิ่งที่จำเป็นต้องรู้เมื่อต้องการออกแบบด้านความแข็งแรงให้กับเฟือง

ในเฟืองฟันเฉียงก็สามารถเกิดการขัดกันของเฟืองได้เหมือนกับเฟืองฟันตรง ดังนั้นจึงต้องคำนึงถึงจำนวนฟันของเฟืองขับที่น้อยที่สุดที่ทำให้ไม่เกิดการขัดกันของเฟืองซึ่งหาได้ดังสมการ 2.23

$$N_p = \frac{4k \cos \psi}{6 \sin^2 \phi_t} \left(1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2 \phi_t} \right) \tag{2.23}$$

เมื่อมีอัตราส่วนเฟือง (gear ratio) เข้ามาเกี่ยวข้อง $m_G = \frac{N_G}{N_p} = m$ จำนวนฟันที่น้อยที่สุดของเฟืองขับที่ไม่ทำให้เกิดการขัดกันของเฟืองคำนวณได้จากสมการ 2.24

$$N_p = \frac{2k \cos \psi}{(1 + 2m) \sin^2 \phi_t} \left[m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \sin^2 \phi_t} \right] \quad (2.24)$$

เมื่อนำไปใช้กับเฟืองแบบสะพาน (rack) ค่าจำนวนฟันน้อยที่สุดของเฟืองขับที่ไม่ทำให้เกิดการขัดกันจะมีค่าดังสมการ 2.25

$$N_p = \frac{4k \cos \psi}{2 \sin^2 \phi_t} \quad (2.25)$$

จำนวนฟันของเฟืองตามที่ใช้กับเฟืองขับที่มีฟันน้อยที่สุดที่ไม่ทำให้เกิดการขัดกันของเฟืองเป็นดังสมการ 2.26

$$N_G = \frac{N_p^2 \sin^2 \phi_t - 4k^2 \cos^2 \psi}{4k \cos \psi - 2N_p \sin^2 \phi_t} \quad (2.26)$$

ด้วยการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการสัมผัส (contact ratio) และการที่ค้อยูเคลื่อนเข้ามาสัมผัสกันของฟันเฟืองทำให้เฟืองฟันเฉียงนี้จะให้ความเรียบกว่าเฟืองฟันตรงเวลาที่ใช้งาน

2.8 การวิเคราะห์แรงในเฟืองฟันเฉียง

ในรูปที่ 2-12 เป็นรูปสามมิติที่แสดงให้เห็นแรงที่กระทำกับฟันของเฟืองฟันเฉียง จุดที่แรงมากระทำจะอยู่ที่ระนาบพิตซ์และศูนย์กลางของหน้าฟัน ด้วยลักษณะนี้ทำให้เกิดแรงขึ้นที่ฟันของเฟืองดังนี้

$$W_r = W \sin \phi_n \quad (2.27)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \cos \psi \quad (2.28)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi \quad (2.29)$$

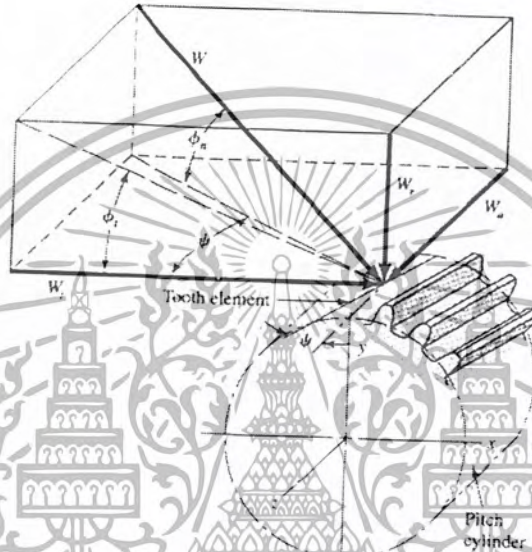
เมื่อ W = แรงรวมทั้งหมด
 W_r = แรงในแนวรัศมี
 W_t = แรงในแนวสัมผัสหรือแรงที่ส่งผ่าน
 W_a = แรงในแนวแกน

แต่ในการคำนวณในความเป็นจริงมักจะใช้ W_t ในการคำนวณหาค่าแรงอื่นๆ ดังนั้นสมการที่ใช้จึงเปลี่ยนเป็นดังนี้

$$W_r = W_t \tan \phi_t \tag{2.30}$$

$$W_a = W_t \tan \psi \tag{2.31}$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi} \tag{2.32}$$



รูปที่ 2-12 แรงที่กระทำบนฟันเฟืองเดียว

2.9 ผลกระทบทางพลวัต (Dynamic Effects)

เมื่อเฟืองคู่หนึ่งถูกขับเคลื่อนด้วยความเร็วรอบปานกลางหรือรอบสูงก็จะต้องเกิดผลกระทบทางพลศาสตร์เกิดขึ้นด้วยแน่นอน ดังนั้นจึงมีผู้คิดวิธีสำหรับวัดค่าของภาระที่เพิ่มขึ้นอันเนื่องมาจากความเร็วรอบที่เพิ่มขึ้น โดยการนำเฟืองที่มีขนาดเท่ากัน ลักษณะเหมือนกัน ใช้วัสดุชนิดเดียวกัน ความแข็งแรงเท่ากัน หลากๆอัน นำมาขบกันทีละคู่ที่ความเร็วรอบต่างกันจนเฟืองพังแล้วนำค่าภาระสูงสุดที่ทำให้เฟืองพังมาคำนวณหาค่า ตัวประกอบทางพลวัต (K_v) สมมติว่าได้ค่า K_v ออกมาเป็น 2 แสดงว่าเฟืองคู่ที่ถูกขับอยู่ที่ความเร็วรอบเท่านี้จะรับภาระเป็น 2 เท่าของภาระที่ส่งผ่าน ปัจจุบันสมการที่ใช้หาค่า K_v ที่ใช้กันแพร่หลายคือสมการของ AGMA ดังที่แสดงด้านล่าง

$$K_v = \frac{50 + \sqrt{V}}{50} \tag{2.33}$$

$$K_v = \sqrt{\frac{78 + \sqrt{V}}{78}} \tag{2.34}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ $V =$ ความเร็วเชิงเส้นในแนวสัมผัส (ft/min)

แล้วสามารถนำค่า K_v ไปใช้หาค่าความเค้นตัด (σ) ได้ดังสมการ 2.35

$$\sigma = \frac{K_v W_t P}{FY} \quad (2.35)$$

เมื่อ $\sigma =$ ความเค้นตัด (psi)

$W_t =$ แรงในแนวสัมผัส (lb.)

$F =$ หน้ากว้างของฟันเฟือง (in)

$P =$ โดมิทรอลพิทช์ (diametral pitch, teeth/in)

$Y =$ ตัวประกอบรูปร่าง (form factor)

นอกจากนี้ยังมีผลกระทบที่มาจากความเค้นสะสมอีกด้วยซึ่งคำนวณได้จากสมการ 2.36

$$K_f = H + \left(\frac{L}{r}\right)^L \left(\frac{t}{l}\right)^M \quad (2.36)$$

$$H = 0.34 - 0.4583662\phi$$

$$L = 0.316 - 0.4583662\phi$$

เมื่อ $M = 0.290 + 0.4583662\phi$

$$r = \frac{(b - r_f)^2}{(d/2) + b - r_f}$$

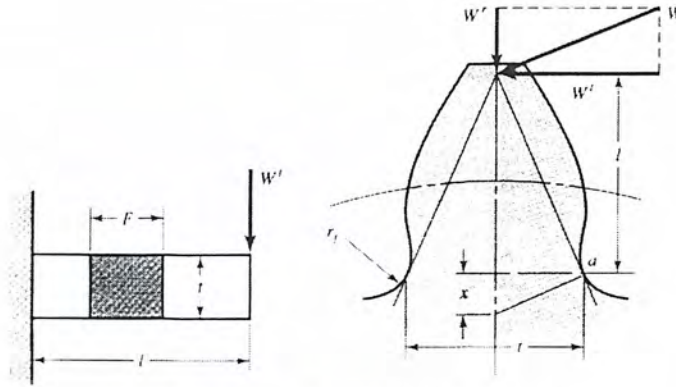
โดย $\phi =$ มุมกด

$r_f =$ รัศมีของโกลนฟัน (fillet radius)

$b =$ ดิเดนดัม

$d =$ เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์

$l, t =$ มาจากรูป 2-13



รูปที่ 2-13 การเปรียบเทียบพื้นเฟืองเสมือนคาน

2.10 ความทนทานของพื้นผิว (Surface Durability)

หัวข้อนี้จะเกี่ยวกับความเสียหายของพื้นผิวฟันของเฟืองซึ่งมักจะถูกเรียกว่าการสึกหรอ (wear) และการกะเทาะ (pitting) ของพื้นผิวซึ่งเป็นผลมาจากภาระที่ฟันของเฟืองรับความเค้นสัมผัสติดต่อกันเป็นเวลานาน นอกจากนี้ยังมีการเสียหายในรูปแบบอื่นอีกเช่น รอยขีด (scoring) เกิดจากการหล่อลื่นที่ไม่ดีพอ รอยขีดรอยถลอก (abrasion) อันเนื่องมาจากสิ่งแปลกปลอมที่เข้าไป จากตัวอย่างที่กล่าวมาจะเห็นได้ว่าสิ่งที่ทำให้เกิดการเสียหายของพื้นผิวก็คือ ความเค้นสัมผัสที่พื้นผิว ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

2.37

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos \phi} \left[\frac{(1/\nu_1) + (1/\nu_2)}{E_1} + \frac{(1/\nu_1) + (1/\nu_2)}{E_2} \right] \tag{2.37}$$

- เมื่อ σ_c = ความเค้นอัดบนพื้นผิว (psi)
- W_t = แรงในแนวสัมผัส (lbf)
- ν_1, ν_2, E_1, E_2 = ค่าคงที่ยืดหยุ่น (elastic constants)
- F = หน้ากว้างฟัน (in)
- r_1, r_2 = รัศมีความโค้งของเส้นแนวฟันของเฟืองตามและเฟืองขับ (in)

หาค่าได้ดังสมการ 2.38, 2.39

$$r_1 = \frac{d_p \sin \phi}{2} \tag{2.38}$$

$$r_2 = \frac{d_G \sin \phi}{2} \tag{2.39}$$

โดย d_p, d_G = เส้นผ่าศูนย์กลางพิตซ์ของเฟืองตามและเฟืองขับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สังเกตได้ว่าในสมการ 2.37 นั้นมีค่าคงที่มากมายจึงได้รวมไว้เป็นค่าคงที่ตัวเดียวคือ C_p มีค่าดังสมการ 2.40

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} + \frac{1-\nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \quad (2.40)$$

หลังจากที่ได้แทนค่าคงที่ด้วย C_p และเพิ่มค่า K_v เข้าไปด้วยแล้วจะได้สมการสุดท้ายออกมาดังนี้

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{K_v W_t}{F \cos \phi} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \right]^{1/2} \quad (2-41)$$

2.11 สมการความเค้นของ AGMA

สมการความเค้นตามวิธีของ AGMA จะมีอยู่ 2 สมการหลักๆ คือ สมการความเค้นค้ำ และสมการความเค้นสัมผัส มีรูปแบบของสมการดังนี้

ความเค้นค้ำ

$$\sigma = W_t K_0 K_v K_s \frac{P_d K_m K_B}{F J} \quad (2.42)$$

ความเค้นสัมผัส

$$\sigma_c = \sqrt{W_t K_0 K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F I}} \quad (2.43)$$

เมื่อ W_t = แรงในแนวสัมผัส (lbf)

K_0 = ตัวประกอบเกินกำลัง (overload factor)

K_v = ตัวประกอบทางพลวัต (dynamic factor)

K_s = ตัวประกอบขนาด (size factor)

P_d = ไดมิตรอลพิทช์ (diametral pitch)(tooth/in)

F = ความกว้างหน้าฟัน (in)

K_m = ตัวประกอบกระจายภาระ (load-distribution factor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

K_b = ตัวประกอบความหนาขอบเฟือง (rim-thickness factor)

J = ตัวประกอบทางเรขาคณิตสำหรับการดัดของเฟือง (geometry factor for bending strength)

I = ตัวประกอบทางเรขาคณิตสำหรับการสัมผัสของเฟือง (geometry factor for contact strength)

C_p = สัมประสิทธิ์ความยืดหยุ่น ($\sqrt{lb_f/in^2}$)

C_f = ตัวประกอบสภาพพื้นผิว (surface condition factor)

d_p = เส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์ของเฟืองขับ (in)

2.12 ตัวประกอบความแข็งแรงของการดัดทางเรขาคณิต (Bending-Strength Geometry Factor, J)

ค่า J นี้เป็นค่าที่ทาง AGMA ดัดแปลงมาจากตัวประกอบรูปร่างของ Lewis

$$J = \frac{Y}{Km_N} \quad (2.44)$$

เมื่อ Y = ตัวประกอบรูปร่าง (form factor)

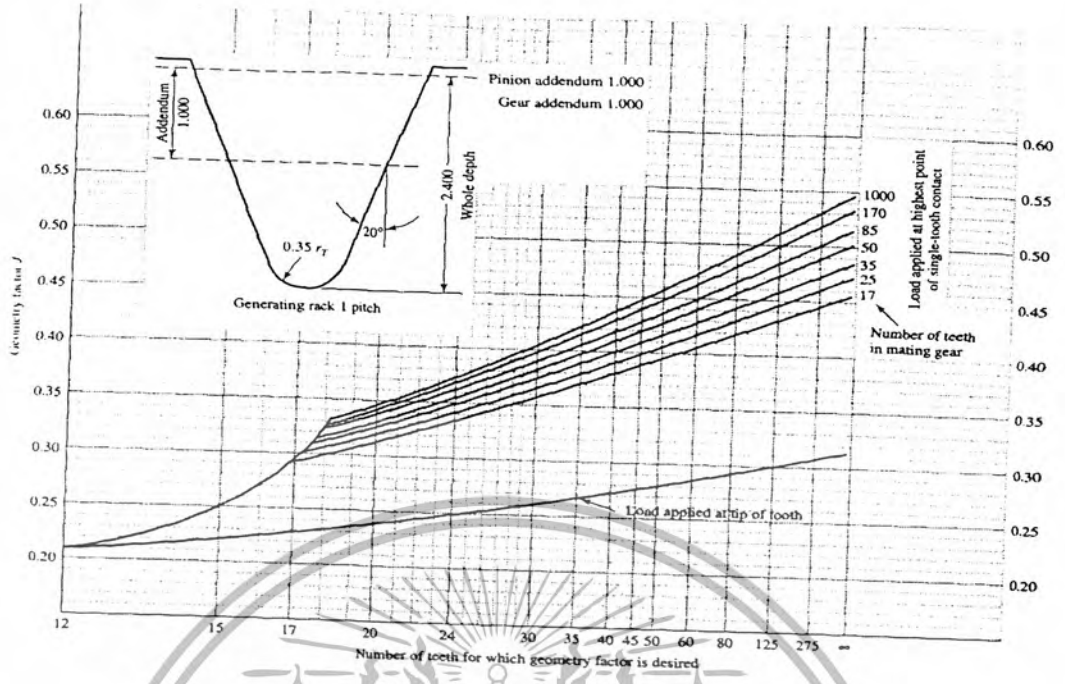
K_f = ตัวประกอบแก้ไขความเค้น (stress correction factor)

m_N = อัตราส่วนการแบ่งภาระ (load sharing ratio)

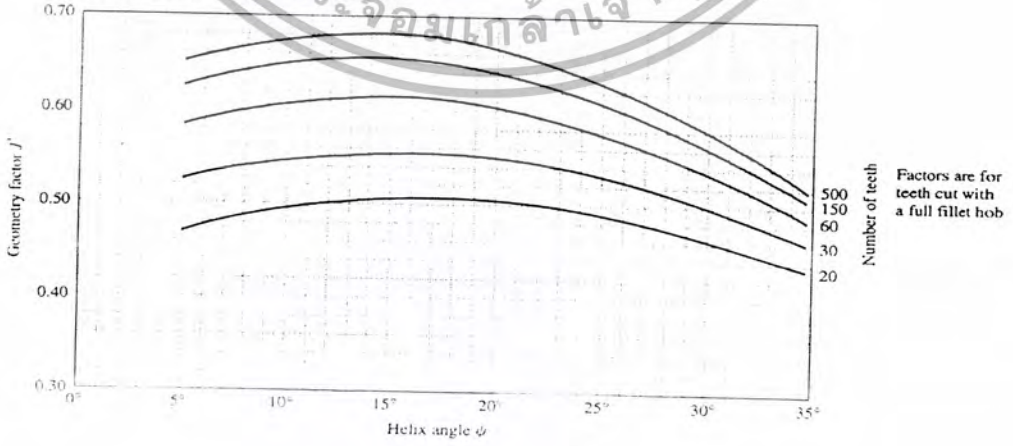
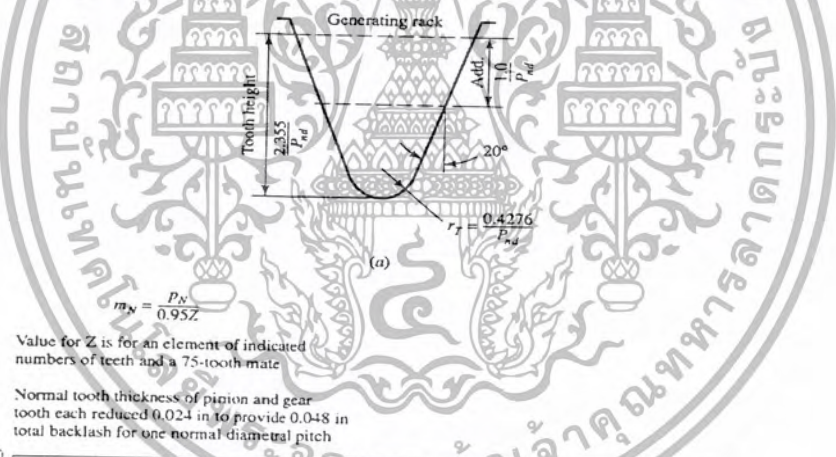
โดย m_N สามารถหาค่าได้จากสมการ 2.45

$$m_N = \frac{p_n}{0.95Z} \quad (2.45)$$

เพื่อความสะดวกในการใช้ AGMA จึงได้สร้างเป็นกราฟขึ้นมาดังรูป 2-14, 2-15 และ 2-16

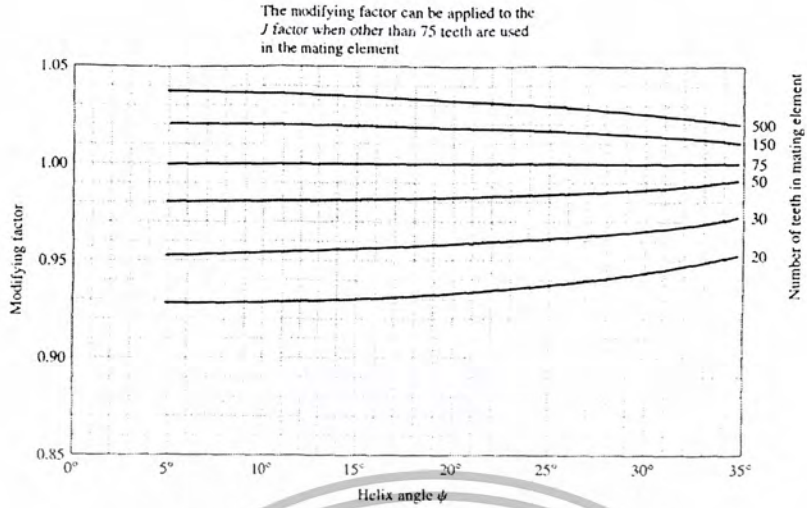


รูปที่ 2-14 กราฟตัวประกอบความแข็งแรงของการตัดทางเรขาคณิต J ของเฟืองตรง



รูปที่ 2-15 กราฟตัวประกอบความแข็งแรงของการตัดทางเรขาคณิต J ของเฟืองเฉียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-16 กราฟตัวคูณแก้ไขค่า J ของเฟืองเฉียง

2.13 ตัวประกอบความแข็งแรงของการสัมผัสทางเรขาคณิต (Surface-Strength Geometry Factor, I)

AGMA ได้ให้สมการของค่า I ไว้ดังนี้

$$I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t m_G}{2m_N m_G + 1} \quad \text{for external gears} \quad (2.46)$$

$$I = \frac{\cos \phi_t \sin \phi_t m_G}{2m_N m_G - 1} \quad \text{for internal gears} \quad (2.47)$$

ถ้าเป็นเฟืองฟันตรงให้ $m = 1$ สำหรับเฟืองแบบอื่นให้คำนวณค่า m_N จากสมการ 2.45

เมื่อ $P_N = p_n \cos \phi_n$ (2.48)

$$Z = \left[(r_p + a)^2 - r_{bp}^2 \right]^{1/2} + \left[(r_G + a)^2 - r_{bG}^2 \right]^{1/2} - (r_p + r_G) \sin \phi_t \quad (2.49)$$

โดยที่ r_p, r_G = รัศมีพิทช์ของเฟืองขับและเฟืองตาม

r_{bp}, r_{bG} = รัศมีวงกลมฐานของเฟืองขับและเฟืองตาม

ซึ่ง $r_b = r \cos \phi_t$

2.14 ตัวประกอบพลวัต (Dynamic Factor, K_v)

ค่า K_v เป็นค่าที่ไว้ใช้แก้ความคลาดเคลื่อนอันเนื่องมาจากผลของความเร็วเชิงมุมซึ่งมีได้หลายรูปแบบ เช่น การสั่นของฟันเมื่อเฟืองขบกัน เฟืองเอียงศูนย์กลางกัน ความไม่สมดุล เป็นต้น ข้อผิดพลาดเหล่านี้เกิดจากขบวนการผลิตเฟืองที่ไม่ดีพอ ดังนั้น AGMA จึงได้กำหนดค่าระดับความแม่นยำในการส่งกำลัง (transmission accuracy-level number, Q_v) ขึ้นมาเพื่อควบคุมข้อผิดพลาดเหล่านี้ เมื่อใช้ Q_v ในการหาค่า K_v ก็จะทำให้ค่าที่คำนวณได้เที่ยงตรงขึ้นดังสมการ 2.50

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B \quad (2.50)$$

เมื่อ V = ความเร็วพิตช์ในแนวสัมผัส (ft / min)

$$A = 50 + 56(1-B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2.3}$$



บทที่ 3

สมการคณิตศาสตร์ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบ

3.1 การหาขนาดที่เหมาะสมที่สุดของเฟืองฟันตรง

วัตถุประสงค์เพื่อหาขนาดที่เล็กที่สุดของเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับหรือระยะห่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามหรือปริมาตรของเฟืองขับที่สอดคล้องกับสมการบังคับ (Constraints) คือ

- การขัดกันของเฟือง (Involute interference)
- ความเค้นสัมผัส (Contact stress)
- ความเค้นดัด (Bending stress) โดยพิจารณาเป็นเฟืองแบบมาตรฐาน

3.1.1 ตัวแปรที่เกี่ยวข้อง

ตัวแปรที่พิจารณาในการออกแบบเฟืองฟันตรงคือ

- จำนวนฟันของเฟืองขับ (N_1)
- ไดมิตริลพิตช์ (P)
- ความกว้างหน้าฟัน (F)

มุมกดที่ใช้คือ 20° โดยใช้เหล็กเป็นวัสดุ

3.1.2 สมการจุดประสงค์ (Objective Function)

- เพื่อหาระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด

$$C = \frac{N_1}{2P} (1 + m_g) \quad (3.1)$$

- เพื่อหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

$$V = \frac{\pi d_1^2 F}{4} \quad (3.2)$$

โดยที่ $\frac{3\pi}{P} \leq F \leq \frac{5\pi}{P}$ ตามที่ AGMA แนะนำ

3.1.3 สมการบังคับ

ในการคำนวณสมการบังคับจำเป็นต้องทราบค่ามุมที่หมุนไป (Roll Angle) ของเฟืองซึ่งมี

ประโยชน์ในการคำนวณค่าต่าง ๆ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- จำนวนฟันที่น้อยที่สุดที่ป้องกันการขัดกันของเฟือง
- ตัวประกอบทางเรขาคณิต (Geometry Factor, J) ซึ่งใช้ในการคำนวณหาความเค้นดัดในฟันเฟืองที่จุดสุดท้ายของการสัมผัส (Final Point of Contact, FPC) หรือจุดสูงสุดของการสัมผัสเพียงหนึ่งฟัน (Highest Point of Single Tooth Contact, HPSTC)
- รัศมีความโค้งของเฟืองขับและเฟืองตามซึ่งใช้ในการคำนวณหาความเค้นสัมผัสที่จุดต่ำสุดของการสัมผัสเพียงหนึ่งฟัน (Lowest Point of Single Tooth Contact, LPSTC) และจุดเริ่มต้นของการสัมผัส (Initial Point of Contact, IPC)

มุมที่พิจารณาที่จุดต่างๆ แสดงดังรูป



รูปที่ 3-1 Roll Angle

สำหรับอัตราส่วนการสัมผัส (contact ratio) นั้นหาได้จากรูปที่ 3.1 โดยมีรูปสมการ [2] ดังนี้

$$m_p = \left(\frac{N_1}{2\pi} \right) (\alpha + \beta - \gamma) \tag{3.3}$$

เมื่อ

$$\alpha = \left[\left(1 + \frac{a_1}{R_1} \right)^2 - \cos^2 \phi \right]^{\frac{1}{2}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\beta = \frac{\left\{ \left[\left(m_g + \frac{a_2}{R_1} \right)^2 - m_g^2 \cos^2 \phi \right]^{\frac{1}{2}} \right\}}{\cos \phi}$$

$$\gamma = (1 + m_g) \tan \phi$$

ความยาวฐานกำหนดโดย

$$p_b = p_c \cos \phi = \left(\frac{2\pi}{N_1} \right) R_1 \cos \phi \quad (3.4)$$

โดยที่ P_c คือ ความยาวของส่วนโค้งต่อหนึ่งฟัน

$$\overline{BF} = m_p P_b = R_1 \cos \phi (\alpha + \beta - \gamma) \quad (3.5)$$

จากสามเหลี่ยม O_1AF สามารถหาระยะ \overline{AF} ได้ดังนี้

$$\overline{AF} = \left[(R_1 + a_1)^2 - R_1^2 \cos^2 \phi \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.6)$$

ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$\overline{AF} = (R_1 \cos \phi) \alpha \quad (3.7)$$

จากสมการ (3.5) และ (3.7) จะได้

$$\overline{AB} = \overline{AF} - \overline{BF} = R_1 (\gamma - \beta) \cos \phi \quad (3.8)$$

เช่นเดียวกัน ระยะ \overline{AC} หาได้จาก

$$\overline{AC} = \overline{AF} - p_b = R_1 \left(\alpha - \frac{2\pi}{N_1} \right) \cos \phi \quad (3.9)$$

และ

$$\overline{AE} = \overline{AB} + p_b = R_1 \left(\gamma - \beta + \frac{2\pi}{N_1} \right) \cos \phi \quad (3.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หารสมการที่ (3.7)-(3.10) ด้วยรัศมีฐานของวงกลมเฟืองขับจะได้มุมที่หมุนไปที่จุดต่าง ๆ ดังนี้

$$\theta_{IPC} = \gamma - \beta \quad (3.11)$$

$$\theta_{LPSTC} = \alpha - \frac{2\pi}{N_1} \quad (3.12)$$

$$\theta_{HPSTC} = \gamma - \beta + \frac{2\pi}{N_1} \quad (3.13)$$

$$\theta_{FPC} = \alpha \quad (3.14)$$

จากสามเหลี่ยม O_1AD จะได้

$$AD = [R_1^2 - R_1^2 \cos^2 \phi]^{1/2} = R_1 \sin \phi \quad (3.15)$$

ทำให้ได้มุมที่หมุนไปที่จุดพิคท์พอยท์ดังนี้

$$\theta_{pp} = \tan \phi$$

3.1.3.1 สมการบังคับป้องกันการขัดกันของเฟือง (Involute Interference Constraint)

จากรูปที่ 3-1 สามารถหาจำนวนฟันที่น้อยที่สุดที่ป้องกันการขัดกันของเฟือง เนื่องจากการขัดกันเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อวงกลมแอกเคินดัมของเฟืองที่ถูกขับตัดกับเส้นส่งถ่ายแรง (Line of Action) หลังจุดที่เกิดจากเส้นส่งถ่ายแรงสัมผัสกับวงกลมฐานของเฟืองขับ ในรูปที่ 3-1 ซึ่งจะเป็นจริงเมื่อ $\theta_{IPC} \geq 0$ จากสมการที่ 3.11 จะได้จำนวนฟันที่น้อยที่สุดดังนี้

$$N_1 \geq \frac{\left[\frac{2a_c}{m_g} \right]}{\left\{ 1 - \left[\cos^2 \phi + \left[\left(\frac{1}{m_g} \right) + 1 \right]^2 \sin^2 \phi \right]^{1/2} \right\}} \quad (3.16)$$

จากสมการที่ 3.16 สังเกตเห็นว่าทอมด้านขวาของสมการล้วนเป็นตัวเลขที่ต้องทราบก่อนการออกแบบอยู่

แล้วดังนั้นค่าที่น้อยที่สุดของจำนวนฟันเฟืองขับจะมีเพียงค่าเดียวในการออกแบบเฟืองหนึ่งคู่

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.3.2 สมการบังคับกับความเค้นสัมผัส (Contact Stress Constraint)

ความเค้นสัมผัส (Hertzian contact stress) พิจารณาที่สองจุดคือจุดเริ่มต้นของการสัมผัส (Initial Point of Contact, IPC) และจุดต่ำสุดของการสัมผัสเพียงหนึ่งฟัน (Lowest Point of Single Tooth Contact, LPSTC) เป็นจุดที่เกิดความเค้นสัมผัสมากกว่าจุดพิทช์พอยท์ (Pitch Point) โดยมีสมการของความเค้นสัมผัสของ Hertzian ดังนี้

$$\sigma_H = C_p \left[\left(\frac{W_t}{F \cos \phi} \right) \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

รัศมีส่วนโค้งของฟันแสดงโดย

$$\rho_1 = \theta R_1 \cos \phi \quad (3.18)$$

จากรูปที่ 3-1 ผลรวมของรัศมีความโค้งของเฟืองขับและเฟืองตามจะคงที่เสมอคือ

$$\rho_1 + \rho_2 = C \sin \phi \quad (3.19)$$

จาก $C = R_1(m_g + 1)$ สามารถคำนวณหารัศมีความโค้งของเฟืองตามได้ดังนี้

$$\rho_2 = R_1 \left[(1 + m_g) \sin \phi - \theta \cos \phi \right] \quad (3.20)$$

ดังนั้นจะได้

$$\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) = \left[\frac{1}{(R_1 \theta \cos \phi)} \right] \left[\frac{(1 + m_g) \sin \phi}{[(1 + m_g) \sin \phi - \theta \cos \phi]} \right] \quad (3.21)$$

ถ้าพิจารณาที่จุดพิทช์พอยท์โดยนำค่ามุมที่หมุนไป (θ_{pp}) ดังนั้นจะได้

$$\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)_{pp} = \left[\frac{1}{(R_1 \sin \phi)} \right] \left[\frac{(m_g + 1)}{m_g} \right]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \left[\frac{2}{(d_1 \sin \phi)} \right] \left[\frac{(m_g + 1)}{m_1} \right] \tag{3.22}$$

แทนสมการที่ 3.22 กลับไปในสมการที่ 3.17 จะได้

$$\sigma_{H_{rp}} = C_p \left[\frac{W_t}{Fd_1 I} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.23}$$

เมื่อ I คือ AGMA durability geometry factor

$$I = \left[\frac{\sin \phi \cos \phi}{2} \right] \left[\frac{m_g}{(m_g + 1)} \right] \tag{3.24}$$

สมการความเค้นสัมผัสของ AGMA จะมีตัวประกอบพลวัต (K_v) เพื่อเพิ่มผลกระทบจากแรงพลวัต (Dynamic Load Effects) ดังนี้

$$\sigma_H = C_p \left[\frac{\delta W_t}{(C_d F)} \right] \left[\frac{1}{\theta \cos^2 \phi} \frac{1}{(\sin \phi (1 + m_g))} \right]^{\frac{1}{2}} \tag{3.25}$$

เมื่อ $\delta = 2$ สำหรับจุดต่ำสุดของการสัมผัสเพียงหนึ่งฟัน (LPSTC)

$\delta = 1$ สำหรับจุดเริ่มต้นของการสัมผัส (IPC)

สมการที่ 3.25 ใช้ในการคำนวณหาความเค้นสัมผัสบนตำแหน่งใดๆของเส้นส่งถ่ายแรงโดย δ คือตัวประกอบแบ่งภาระ (load sharing factor) ถ้า $\delta = 1$ หมายถึงมีจำนวนคู่ฟันที่ขบกันอยู่ 2 คู่ และถ้า $\delta = 2$ จะมีจำนวนคู่ฟันเท่ากับ 1 คู่ที่ขบกันอยู่ในที่นี้จะพิจารณาที่สองจุดคือ จุดเริ่มต้นของการสัมผัส $\delta = 1$ สำหรับ $\theta = \theta_{IPC}$ และจุดต่ำสุดของการสัมผัสเพียงหนึ่งฟัน $\delta = 2$ สำหรับ $\theta = \theta_{LPSTC}$ ซึ่งความเค้นสัมผัสที่สองจุดนี้ต้องน้อยกว่าความเค้นสัมผัสสูงสุดที่วัสดุยอมรับได้ โดยสมมติว่าไม่มีผลจากการกระตุกของแรง อุณหภูมิ และอายุการใช้งาน

3.1.3.3 สมการบังคับกับความเค้นดัด (Bending Stress Constraint)

สมการความเค้นดัดของ AGMA ดังนี้

$$\sigma_B = \frac{W_t P}{K_F J} \tag{3.26}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ K_v คือ ตัวประกอบพลวัต และ J คือ ตัวประกอบทางเรขาคณิตที่ขึ้นกับรูปร่างของฟัน ผลจากแรงในแนวรัศมีและแนวสัมผัส และความเข้มของความเค้นที่โคนฟัน

$$C_v = K_v = \frac{50}{\left[50 + (V)^{1/2}\right]} \quad (3.27)$$

ค่าตัวประกอบทางเรขาคณิต (J) สามารถหาได้จากตารางที่ AGMA แนะนำ [1] โดยเป็นเพียงมาตรฐาน โดยปกติแล้วเฟืองขับจะมีความต้านทานต่อความเค้นดัดน้อยกว่าเฟืองตาม ดังนั้นจะใช้เฟืองขับในการพิจารณาความเค้นดัด อย่างไรก็ตามหากเฟืองตามใช้วัสดุที่อ่อนแอกว่าเฟืองขับก็อาจใช้เฟืองตามในการพิจารณาความเค้นดัดแทน

3.2 การหาขนาดที่เหมาะสมที่สุดของเฟืองเฉียง

3.2.1 ตัวแปรที่เกี่ยวข้อง

ตัวแปรที่พิจารณาในการออกแบบเฟืองฟันเฉียงประกอบด้วย

- จำนวนฟันของเฟืองขับ (N_1)
- โดมิทรีลพิทช์ในแนวตั้งฉาก (Normal Diametral Pitch, P_n)
- มุมกด (Pressure Angle, ϕ_n)
- มุมเฉียง (Helix Angle, ψ)
- ความกว้างหน้าฟัน (Face Width, F)

โดยพิจารณาที่มุมกด (ϕ_n) เท่ากับ 20° ใช้หลักเป็นวัสดุในการทำเฟืองและกำหนดให้อัตราส่วนสัมผัสในราบ (Axial Contact Ratio, m_f) มากกว่า 2 ซึ่งเป็นค่าที่ใช้ในเฟืองฟันเฉียงมาตรฐานทั่วไป โดยมีตัวแปรออกแบบ (Design Variable) คือจำนวนฟันของเฟืองขับ (N_1), โดมิทรีลพิทช์ในแนวตั้งฉาก (P_n), และมุมเฉียง (Helix Angle, ψ)

3.2.2 สมการจุดประสงค์ (Objective function)

มี 2 สมการจุดประสงค์ที่กล่าวมาคือ

- เพื่อหาระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด

$$C = \frac{N_1 (1 + m_g)}{2P_n \cos \psi} \quad (3.28)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะสังเกตเห็นว่าจากสมการที่ 3.28 หากค่ามุมเฉียง (ψ) ลดลง จะทำให้ค่า C (Center Distance) ลดลงด้วย

- เพื่อหาค่าปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองเฉียง

$$V = \pi R_1^2 F \quad (3.29)$$

v คือปริมาตรโดยประมาณ

จาก

$$R_1 = \frac{N_1}{2P_N \cos \psi} \quad (3.30)$$

และความกว้างของหน้าฟันตามที่ AGMA แนะนำ

$$F = \frac{m_F \pi}{P_N \sin \psi} \quad (3.31)$$

จะได้

$$V = \frac{\pi^2 N_1^2 m_F}{4 P_N^3 \sin \psi \cos^2 \psi} \quad (3.32)$$

3.2.3 สมการบังคับ (Constraints)

3.2.3.1 ความเค้นดัด (Bending Stress Constraint)

สำหรับสมการที่ (3.33) เมื่อ m_F มากกว่า 1 (ซึ่งเป็นเฟืองมาตรฐานทั่วไป) จะไม่มีจุดที่สัมผัสกับ 1 ฟัน (Single Tooth Contact) ดังนั้นจะพิจารณาที่จุดสุดท้ายของการสัมผัสกัน (Final Point of Contact, FPC) สมการความเค้นดัดของ AGMA คือ

$$\begin{aligned} \sigma_B &= \frac{W_t P_N \cos \psi}{K_t \cdot FJ} \\ &= \frac{H P_N^3 \sin \psi \cos^2 \psi}{N_1 n K_v m_F \pi^2 J} \end{aligned} \quad (3.33)$$

K_v คือ ตัวประกอบพลวัต

J คือ ตัวประกอบทางเรขาคณิต (Geometry Factor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า โดยค่า J นี้ได้จากรายที่ AGMA ได้สรุปไว้แล้ว [1] ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลจากการแบ่งภาระกำลังที่ส่งถูกกำหนดโดยอัตราส่วนสัมผัส (Contact Ratio, m_p) ซึ่งกำหนดได้ [2]

$$m_p = P_N \frac{1.011R_f}{\pi} \left[\left\{ \left(1 + \frac{a_1}{R_1} \right)^2 - \cos^2 \phi_t \right\}^{\frac{1}{2}} + \left\{ \left(m_g + \frac{a_2}{R_1} \right)^2 - m_g^2 \cos^2 \phi_t \right\}^{\frac{1}{2}} - (1 + m_g) \sin \phi_t \right] \quad (3.34)$$

ค่าความเค้นดัด (Bending Stress, σ_b) ต้องไม่เกินค่าที่วัสดุยอมรับได้

3.2.3.2 ความเค้นสัมผัส (Surface Stress Constraint)

สมการความเค้นสัมผัสที่ AGMA แนะนำ [1] คือ

$$\sigma_H = C_p \left[\frac{W_t}{C F D_1 I} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.35)$$

โดยที่ตัวประกอบทางเรขาคณิตของการสัมผัส (I) จะพิจารณาที่จุดเริ่มต้นของการสัมผัสเนื่องจากเพื่อจะไม่มีจุดที่สัมผัสกันเพียงหนึ่งฟัน ที่จุดเริ่มต้นของการสัมผัสจะเกิดความเค้นสัมผัสมากกว่าที่จุดพิชซ์พอยท์ (pitch point) ตัวประกอบทางเรขาคณิตของการสัมผัส (I) แสดงดังสมการที่ 3.36

$$I = m_p \theta_{IPC} \cos^2 \phi_t \left[\frac{1 - (\theta_{IPC} \cos \phi_t)}{\sin \phi_t (1 + m_g)} \right] \quad (3.36)$$

เมื่อ m_p แสดงดังสมการที่ 3.34 และ θ_{IPC}

$$\theta_{IPC} = (1 + m_g) \tan \phi_t - \frac{\left\{ \left(\frac{m_g + a_2}{R_2} \right)^2 - m_g^2 \cos^2 \phi_t \right\}^{\frac{1}{2}}}{\cos \phi_t} \quad (3.37)$$

โดยที่
$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \psi} \right) \quad (3.38)$$

ถ้าจำนวนฟันของเฟืองขับลดลงจะทำให้เพิ่มความเค้นสัมผัสที่จุดเริ่มต้นของการสัมผัส ซึ่งจะต้องไม่เกินค่าที่วัสดุยอมรับได้

3.2.3.3 การขัดกันของเฟือง (Constraint on Involute Interference)

จากงานวิจัยของ Carroll และ Johnson[2] ซึ่งให้เห็นว่าการป้องกันการขัดกันของเฟืองต้องทำให้มุมที่หมุนไปที่จุดเริ่มต้น (θ_{IPC}) ต้องมากกว่าหรือเท่ากับ 0 ($\theta_{IPC} \geq 0$) ซึ่งจะได้จำนวนฟันที่น้อยที่สุดที่สามารถป้องกันการขัดกันของเฟืองข้างเคียงสมการที่ 3.39

$$N_1 \geq \frac{2 \cos \psi}{\sin^2 \phi_1} \quad (3.39)$$

ϕ_1 แสดงในสมการที่ 3.38

หากจำนวนฟันของเฟืองข้างน้อยกว่าที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.39 จะเกิดการขัดกันของเฟืองซึ่งหมายถึงความเสียหายที่จะเกิดขึ้นที่โคนของฟันและส่งผลต่อความแข็งแรงของฟันเฟือง



บทที่ 4

การทำงานของโปรแกรม

4.1 การทำงานของโปรแกรมเฟืองฟันตรง

4.1.1. รับข้อมูลดังนี้

- ภาระที่ต้องการให้เฟืองขับเป็นแรงม้า (HP)
- อัตราทดของเฟือง (m_g)
- ความเร็วรอบของเฟืองขับ (n) มีหน่วยเป็นรอบต่อนาที (RPM)

4.1.2. โปรแกรมจะเลือกจำนวนฟันของเฟืองขับด้วยตัวเอง (N_o) และนำไปวิเคราะห์ในส่วน Analyze Design เพื่อวิเคราะห์ว่าใช้ได้หรือไม่

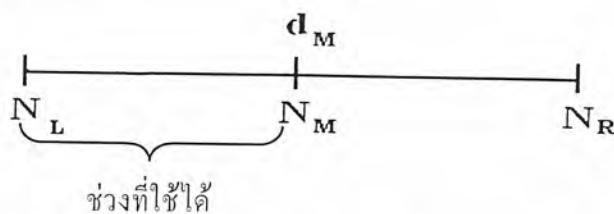
- หากใช้ได้ Analyze Design จะส่งค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับ (d_f) ออกมาเป็นตัวเลข
- หากใช้ไม่ได้แสดงว่า (N_o) เล็กเกินไป ในโมดูล Analyze Design จะส่งค่า $d_f = 10^6$ จะทำการเพิ่มจำนวนฟันของเฟืองขับเป็นเลขคู่ ($\Delta N = 2^2 = 4$ เป็นต้น) ในส่วน Addteeth จนกว่าจะใช้ได้

4.1.3. การบวกเป็นจำนวนคู่หรือใช้ (N_o) เป็นค่าเริ่มต้นอาจทำให้จำนวนฟันของเฟืองขับมากเกินไป ขั้นตอนนี้จะทำการลดจำนวนฟันอย่างรวดเร็ว ในส่วนของ Subteeth โดยรอบแรกจะลดลง

$\Delta N = 2^1 = 2$ แล้วตรวจสอบว่ายังใช้ได้หรือไม่ ในโมดูล Analyze Design หากใช้ได้ก็จะทำการลดจำนวนฟันลงไปเรื่อย ๆ รอบที่สองลดลงอีก $\Delta N = 2^2 = 4$ ฟัน และอีกต่อ ๆ ไป $\Delta N = 2^3 = 8$, $\Delta N = 2^4 = 16$, $\Delta N = 2^5 = 32$ หากไม่สามารถลดจำนวนฟันลงได้แล้วจะทำให้ได้ช่วงของจำนวนฟันที่สามารถใช้งานได้เป็น $N_L = 19$, $N_R = 35$ ฟัน เป็นต้น

4.1.4. ทำการหาค่าของจำนวนฟันเฟืองขับที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการแบ่งครึ่งช่วง (Bisection) ที่โมดูล FindN โดยจะทำการหาค่าจำนวนฟันซึ่งอยู่ตรงกลางของช่วงแล้วนำมาพิจารณาว่าสามารถใช้งานได้หรือไม่

- ถ้าใช้ได้ โมดูล Analyze Design จะให้ค่า d_M เป็นตัวเลข ซึ่ง d_M จะน้อยกว่าค่า d_R ซึ่งหมายความว่าจำนวนฟันตั้งแต่ N_M ลงมายังสามารถใช้ได้อยู่ ดังรูปที่ 4-1

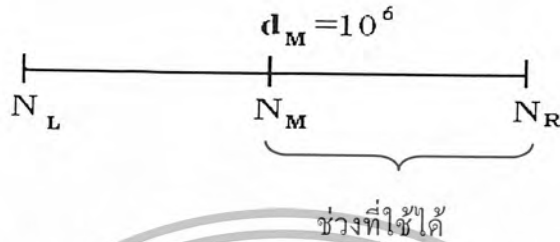


รูปที่ 4-1 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_M เป็นตัวเลข

เปลี่ยนค่า $N_R = N_M$

$$d_R = d_M$$

- ถ้าใช้ไม่ได้ โมดูล Analyze Design จะให้ค่า $d_M = 10^6$ ซึ่งจะมากกว่า d_R แสดงว่าต้องใช้งานฟันมากกว่านี้ขึ้นไปจึงจะใช้ได้ดังรูป 4-2



รูปที่ 4-2 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_M เป็น 10^6

เปลี่ยนค่า $N_L = N_M$

$$D_L = d_M$$

ทำซ้ำจนกว่าค่า ΔN จะมีค่าเท่ากับ 1 ก็จะมีเหลือเพียงจำนวนฟันสองค่าเท่านั้นที่เลือกได้

4.1.5. ทำการเลือกจำนวนฟันสองค่าที่เหลือ โดยนำจำนวนค่าน้อย N_L มาพิจารณาอีกครั้งที่โมดูล Analyze Design ถ้าใช้ได้ก็เลือกจำนวนฟันเพียงซบเป็น N_L ถ้าใช้ไม่ได้แสดงว่าจำนวนฟันที่เหมาะสมคือ N_R นั่นเอง

4.1.6. เปลี่ยนค่าความกว้างของหน้าฟัน (F) จนครบตามที่ AGMA แนะนำ $\frac{3\pi}{P} \leq F \leq \frac{5\pi}{P}$ โดยแบ่งช่วงความละเอียดดังนี้

$$F = \frac{5\pi}{P}, \frac{4.5\pi}{P}, \frac{4\pi}{P}, \frac{3.5\pi}{P}, \frac{3\pi}{P}$$

เมื่อครบแล้วก็ทำการเปลี่ยนค่าไดมิตรัลพิทซ์ดังนี้

$$P = 2, 2.25, 2.5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20$$

ดังนั้นในแต่ละไดมิตรัลพิทซ์จะมีผลลัพธ์ของแต่ละความกว้างหน้าฟันทั้ง 5 ค่ารวมอยู่

4.2 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมเพียงเดียว

4.2.1. รับข้อมูลดังนี้

- ภาระที่ต้องการให้เฟืองซบเป็นแรงม้า (HP)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งไปส่วนราชการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 - อัตราทดของเฟือง (m_g)
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ความเร็วรอบของเฟืองขับ (n) มีหน่วยเป็นรอบต่อนาที (RPM)

4.2.2. โปรแกรมจะเลือกจำนวนฟันของเฟืองขับด้วยตัวเอง (N_o) และนำไปวิเคราะห์ใน ส่วนโมดูล Analyze Design เพื่อวิเคราะห์ว่าใช้ได้หรือไม่

- หากใช้ได้โมดูล Analyze Design จะส่งค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับ (d_f) ออกมาเป็นตัวเลข

- หากใช้ไม่ได้แสดงว่า (N_o) เล็กเกินไป ในโมดูล Analyze Design จะส่งค่า $d_f = 10^\circ$ จะทำการเพิ่มจำนวนฟันของเฟืองขับเป็นเลขคู่ ($\Delta N = 2^2 = 4$) ในส่วนโมดูล Addteeth จนกว่าจะใช้ได้

4.2.3. การบวกเป็นจำนวนคู่หรือใช้ (N_o) เป็นค่าเริ่มต้นอาจทำให้จำนวนฟันของเฟืองขับมากเกินไป ขั้นตอนนี้จะทำการลดจำนวนฟันอย่างรวดเร็ว ในส่วนของโมดูล Subteeth โดยรอบแรกจะลดลง $\Delta N = 2^1 = 2$ แล้วตรวจสอบว่ายังใช้ได้หรือไม่ ในโมดูล Analyze Design หากใช้ได้ก็ จะทำการลดจำนวนฟันลงไปเรื่อยๆ รอบที่สองลดลงอีก $\Delta N = 2^2 = 4$ ฟัน และอีกต่อ ๆ ไป $\Delta N = 2^3 = 8$, $\Delta N = 2^4 = 16$, $\Delta N = 2^5 = 32$ หากไม่สามารถลดจำนวนฟันลงได้แล้วจะทำให้ได้ช่วงของจำนวนฟันที่สามารถใช้งานได้เป็น $N_L = 19$, $N_R = 35$ ฟันเป็นต้น

4.2.4. ทำการหาค่าของจำนวนฟันเฟืองขับที่เหมาะสมที่สุดด้วยวิธีการแบ่งครึ่งช่วง (Bisection) ที่โมดูล FindN โดยจะทำการหาค่าจำนวนฟันซึ่งอยู่ตรงกลางของช่วง $N_M = N_L + \frac{\Delta N}{2}$ แล้วนำมาพิจารณาว่าสามารถใช้งานได้หรือไม่

- ถ้าใช้ได้ โมดูล Analyze Design จะให้ค่า d_M เป็นตัวเลข ซึ่ง d_M จะน้อยกว่าค่า d_R ซึ่งหมายความว่าจำนวนฟันตั้งแต่ N_M ลงมายังสามารถใช้ได้อยู่ ดังรูปที่ 4-3



รูปที่ 4-3 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_M เป็นตัวเลข

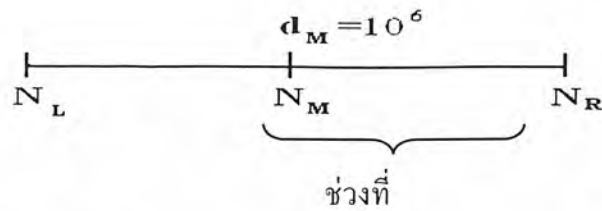
d_M เป็นตัวเลข

โดยเปลี่ยนค่า $N_R = N_M$

$$d_R = d_M$$

- ถ้าใช้ไม่ได้ โมดูล Analyze Design จะให้ค่า $d_M = 10^\circ$ ซึ่งจะมากกว่า d_R แสดงว่าต้องใช้จำนวนฟันมากกว่านี้ขึ้นไปจึงจะใช้ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-4 ช่วงที่ใช้ได้เมื่อโมดูล Analyze Design ให้ค่า d_M เป็น 10^6

โดยเปลี่ยนค่า $N_L = N_M$

$$D_L = d_M$$

ทำเช่นนี้จนกว่าค่า ΔN จะมีค่าเท่ากับ 1 ก็จะเหลือเพียงจำนวนฟันสองค่าเท่านั้นที่เลือกได้

4.2.5. ทำการเลือกจำนวนฟันสองค่าที่เหลือโดยนำจำนวนค่าน้อย N_L มาพิจารณาอีกครั้งที่โมดูล Analyze Design ถ้าใช้ได้ก็เลือกจำนวนฟันเพียงขั้นเป็น N_L ถ้าใช้ไม่ได้แสดงว่าจำนวนฟันที่เหมาะสมคือ N_R นั้นเอง

4.2.6. เปลี่ยนค่ามุมเฉียง (Helix Angle, Ψ) จนครบตามที่ AGMA แนะนำ $\Psi = 10-35^\circ$ เมื่อครบแล้วทำการเปลี่ยนค่านอมอลโคไดมิทรีลพิทช์ (Normal Diametral Pitch) ดังนี้ $P_N = 2, 2.5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20$ ดังนั้นในแต่ละโคไดมิทรีลพิทช์จะมีผลลิพธ์ของแต่ละมุมเฉียงทั้งหมดรวมอยู่

4.3 การทำงานของโมดูลส่วนวิเคราะห์ (Analyze Design)

4.2.1 รับค่าจำนวนฟันของเฟืองขับเข้ามาแล้วทำการเปรียบเทียบกับค่าจำนวนฟันที่น้อยที่สุด N_{min} ที่ป้องกันการเกิดการขัดกันของเฟือง (Interference) หากจำนวนฟันที่รับเข้ามาน้อยกว่า N_{min} แสดงว่าเกิดการขัดกันของเฟือง ซึ่งจะทำให้จำนวนฟันนี้ใช้ไม่ได้ก็จะส่งค่า $d_c = 10^6$ ออกมาและไม่ต้องคำนวณขั้นต่อไป ถ้าจำนวนฟันที่รับเข้ามามากกว่า N_{min} แสดงว่าจะไม่เกิดการขัดกันของเฟือง ดังนั้นจะไปยังขั้นตอนตรวจสอบสมการบังคับตัวอื่นได้อีก

4.2.2 คำนวณค่าที่ต้องใช้ในการคำนวณดังนี้ W_v, V, K_v, m_p และมุมที่หมุนไป (roll angle)

4.2.3 จากนั้นคำนวณหาความเค้นสัมผัส (Contact stress) ของเฟืองขับของทั้ง 2 จุดที่พิจารณาคือจุดเริ่มต้นของการสัมผัสและจุดต่ำสุดของการสัมผัสเพียงหนึ่งฟัน ($\sigma_{H_{IPC}}, \sigma_{H_{LSTC}}$) และเปรียบเทียบกับความเค้นสัมผัสสูงสุดมีวัสดุทนได้ S_{surf}

- ถ้า $\sigma_{H_{IPC}}$ หรือ $\sigma_{H_{LSTC}}$ มากกว่า S_{surf} แสดงว่าใช้ไม่ได้ ดังนั้นจะส่งค่า d_c เป็น 10^6 และไม่ต้องคำนวณขั้นต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ถ้า σ_{HWC} และ $\sigma_{H_{LSTC}}$ มีค่าน้อยกว่า S_{surf} แสดงว่าใช้ได้ ดังนั้นจะส่งค่า d_1 เป็นตัวเลขและดำเนินการขั้นต่อไป

4.2.4 คำนวณหาค่าตัวประกอบทางเรขาคณิต (Geometry Factor, J) ด้วยการดึงค่าจากตารางที่เก็บข้อมูลไว้แล้ว จากนั้นนำค่า J ไปคำนวณหาค่าความเค้นดัด σ_B และเปรียบเทียบกับค่าความเค้นดัดสูงสุดที่วัสดุยอมรับได้ S_{bend}

- ถ้า $\sigma_B > S_{bend}$ แสดงว่าใช้ไม่ได้จะส่งค่า $d_1=10^6$ ออกมา

- ถ้า $\sigma_B \leq S_{bend}$ แสดงว่าใช้ได้จะส่งค่า d_1 เป็นตัวเลขออกมา

4.2.5 ดังนั้นจะสังเกตเห็นว่าโมดูล Analyze Design จะส่งค่า d_1 เป็นตัวเลขหรือค่า $d_1=10^6$ เท่านั้น เป็นเสมือนสัญญาณที่บอกว่าจำนวนฟันใดใช้ได้ก็จะส่งค่า d_1 เป็นตัวเลขไม่ใช่ 10^6 และถ้าใช้ไม่ได้ก็จะส่งค่า d_1 เป็น 10^6 โดยผังการทำงาน (Flow chart) แสดงดังรูปที่ 4-5, 4-6 และ 4-7

4.4 การทำงานของโมดูลเพิ่มจำนวนฟัน (Addteeth)

โปรแกรมจะรับค่าจำนวนฟันเข้ามาพิจารณาว่าสามารถใช้ได้หรือไม่หากขนาดยังเล็กเกินไปจะทำการเพิ่มจำนวนฟันจนกว่าจะผ่านสมการบังคับ (constraint) ทั้งสาม โดยการเพิ่มจะเพิ่มจำนวนฟันเป็นเลขคู่ส่งผลให้การเพิ่มนั้นหายับเนื่องจากต้องการความเร็วในการรู้เข้าหาค่าตอบ

4.5 การทำงานของโมดูลลดจำนวนฟัน (Subteeth)

โปรแกรมจะทำการลดจำนวนฟันเป็นเลขคู่ ($\Delta N = 2^u$) โดยการลดจำนวนฟันแต่ละรอบขึ้นอยู่กับค่า q_1 ที่เพิ่มขึ้นในทุกรอบจึงทำให้จำนวนฟันที่ต้องหักออก มีค่าเพิ่มขึ้นเป็นจำนวนคู่ในทุกรอบเช่น $\Delta N = 2, 4, 8, 16, 32, \dots$ เพื่อการรู้เข้าหาค่าตอบอย่างรวดเร็วที่สุดท้ายจะได้ช่วงของฟันที่เป็นไปได้ (N_L, N_R)

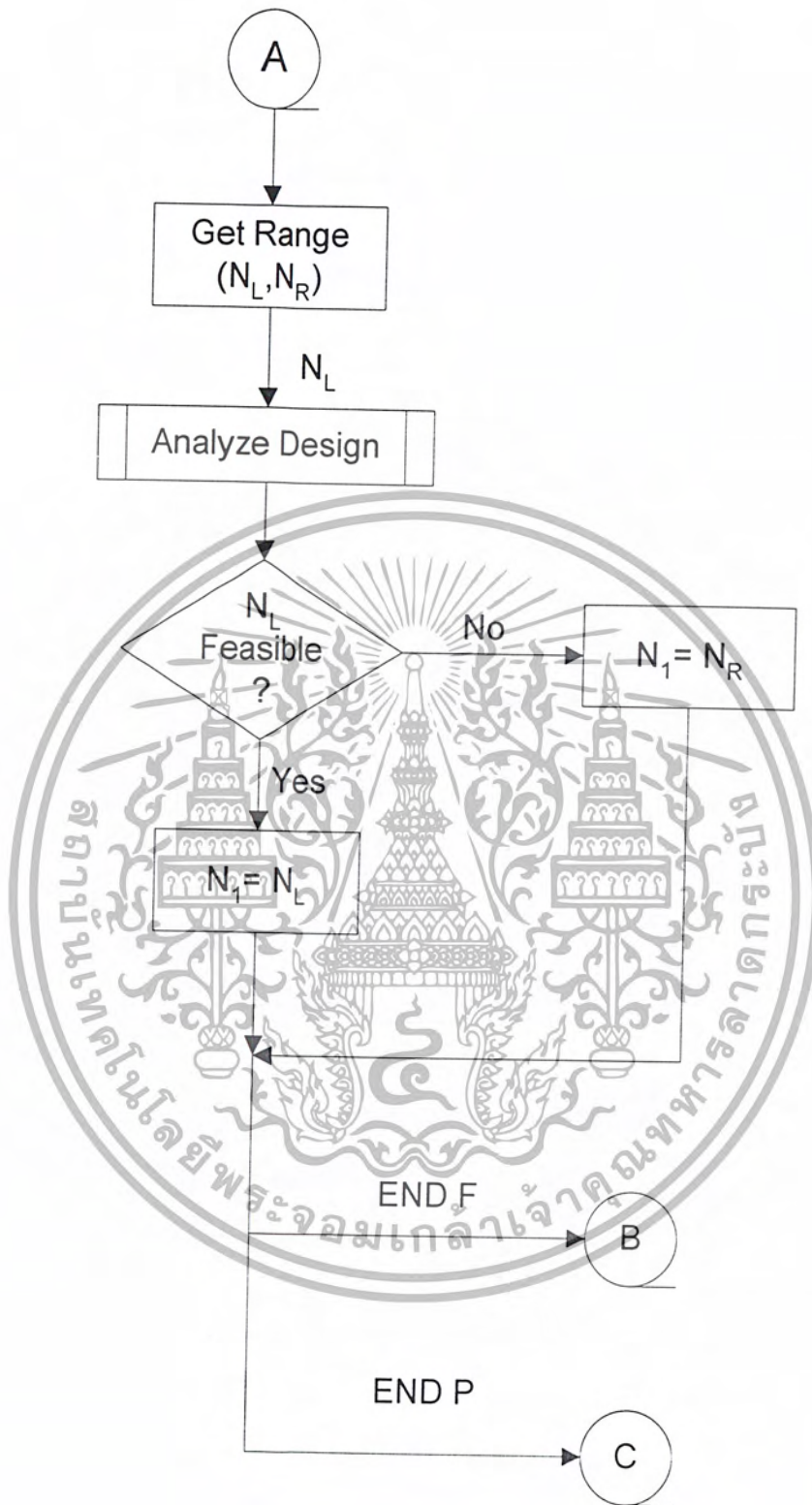
4.6 การทำงานของโมดูลหาจำนวนฟันสองจำนวนสุดท้าย (FindN)

ทำการลดช่วงของจำนวนฟันโดยใช้วิธีแบ่งครึ่งช่วง (Bisection) โดยนำจำนวนฟันที่อยู่กึ่งกลางช่วง (N_M) มาวิเคราะห์ว่าผ่านสมการบังคับทั้ง 3 หรือไม่ ถ้าผ่าน โมดูล Analyze Design จะส่งค่า d_1 เป็นตัวเลขซึ่งน้อยกว่า d_R (เส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับที่เกิดจากจำนวนฟัน N_R) แสดงว่าจำนวนฟันที่ใช้ได้อาจน้อยกว่า N_M ก็ได้ทำให้ได้ช่วงที่แคบลง แต่ถ้าผลการวิเคราะห์ N_M ไม่ผ่านสมการบังคับทั้งสาม แสดงว่าจำนวนฟันน้อยเกินไปดังนั้นจะได้ช่วงของฟันที่ใช้ได้มากกว่า N_M ขึ้นไปซึ่งเป็นช่วงที่แคบลงทำซ้ำจนกว่าจะเหลือจำนวนฟันเพียง 2 ค่าที่มีจำนวนฟันต่างกันอยู่ 1 ฟันจากนั้นทำการเลือกจำนวนฟันที่เหมาะสมโดยส่งไปตรวจสอบที่โมดูล Analyze Design ต่อไป



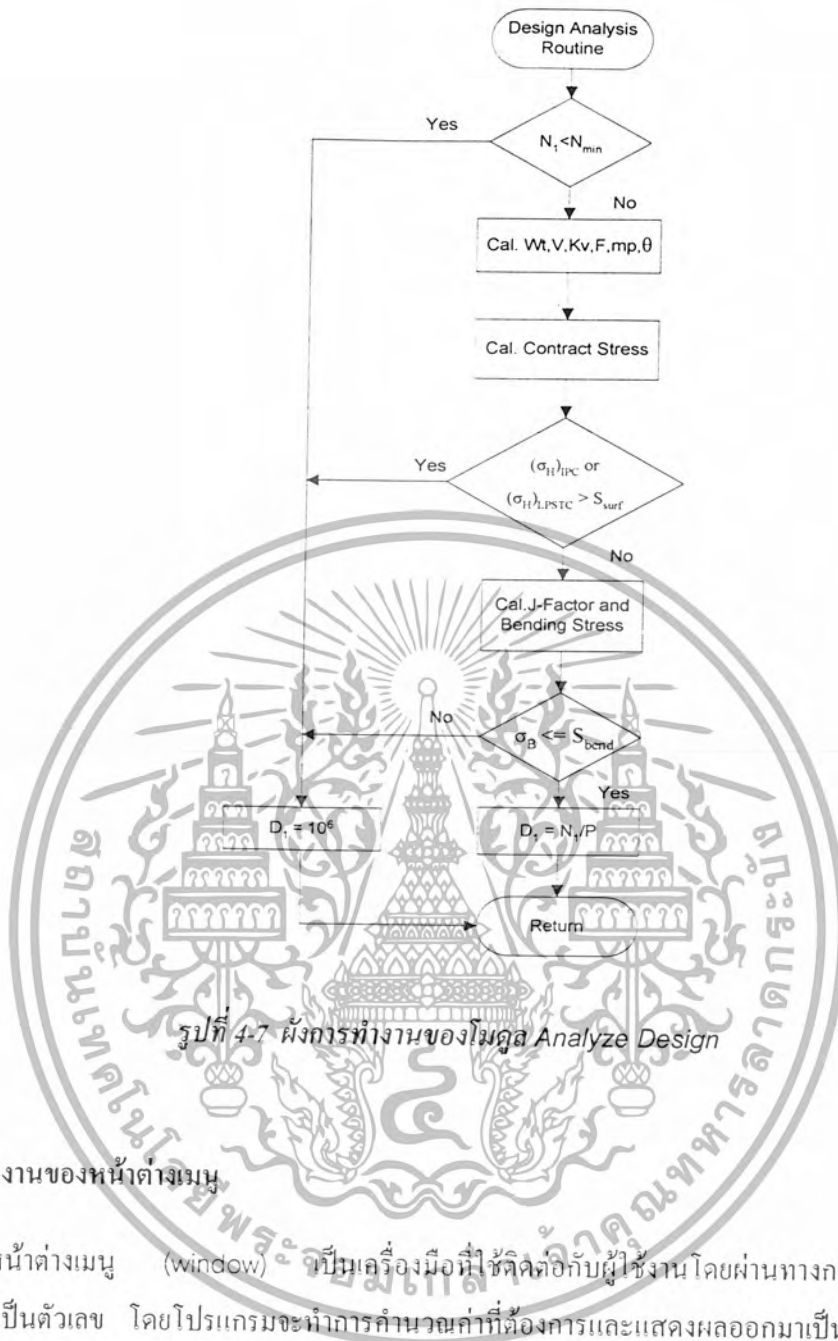
รูปที่ 4-5 ผังการทำงานของโปรแกรมหลัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-6 ผังการทำงานของการทำงานการเลือกจำนวนพินครั้งสุดท้าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-7 ผังการทำงานของโมดูล Analyze Design

4.7 การทำงานของหน้าต่างเมนู

หน้าต่างเมนู (window) เป็นเครื่องมือที่ใช้ติดต่อกับผู้ใช้งานโดยผ่านทางกรับข้อมูลทางแป้นพิมพ์เป็นตัวเลข โดยโปรแกรมจะนำการคำนวณค่าที่ต้องการและแสดงผลออกมาเป็นผลลัพธ์ ซึ่งมีปุ่มกดเป็นตัวสั่งการให้เกิดการคำนวณในโปรแกรม หน้าต่างเมนูในงานวิจัยนี้แสดงดังรูป 4-8 ซึ่งหน้าต่างและชุดคำสั่งทั้งหมดนี้ได้เขียนขึ้นโดยใช้โปรแกรมเมทแล็บ (Matlab)[4]

ขั้นตอนการใช้งานหน้าต่างเมนูขั้นแรกเลือกประเภทเฟืองก่อนซึ่งสามารถเลือกได้ทั้งเฟืองตรงและเฟืองเฉียง จากนั้นเลือกเป้าหมายของการออกแบบ มีให้เลือก 2 แบบคือหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองทั้งสองที่น้อยที่สุด หรือหาปริมาตรของเฟืองที่น้อยที่สุด จากนั้นผู้ใช้จะใส่ข้อมูลเพียง 3 ตัวคือ การที่ต้องการส่งผ่านชุดเฟืองมีหน่วยเป็นแรงม้า (HP) อัตราทดที่ต้องการ (m_2) และความเร็วรอบของเฟืองขับหน่วยรอบต่อนาที (RPM) ซึ่งช่องทั้ง 3 จะปล่อยว่างไว้ไม่ได้ต้องใส่ค่าให้ครบทั้ง 3 ช่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4-8 หน้าต่างเมนู

เมื่อกดปุ่มคำนวณ(Calculate) โปรแกรมจะทำการหาค่าที่เหมาะสมตามเป้าหมายที่ได้เลือกไว้ข้างต้นแล้วและแสดงผลออกมาในช่องผลลัพธ์ (Result) นอกจากนั้นยังสามารถดูรายละเอียดของการออกแบบได้ โดยกดปุ่มแสดงรายละเอียด (Detail) โปรแกรมจะแสดงผลลัพธ์ทุกตัวที่เกิดจากการเปลี่ยนค่าไดมิตีรอลพิทซ์และความกว้างหน้าฟัน หรือมุมเฉียง โดยผู้ใช้อาจจะเลือกขนาดใดก็ได้ที่แสดงออกมา เพราะเป็นผลลัพธ์ที่ผ่านการตรวจสอบมาแล้วว่าสามารถใช้ได้ เพียงแต่ไม่ใช่ขนาดหรือปริมาตรที่น้อยที่สุดเท่านั้น

4.8 การพิสูจน์ความถูกต้องของโปรแกรม (Program validation)

จากงานวิจัยของ Carroll และ Johnson[1] ได้ทำการออกแบบระยะระหว่างศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตาม(C) โดยกำหนดความกว้างหน้าฟัน ให้เป็นสัดส่วนกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับ ($F = 0.5d$) ซึ่งพิจารณาที่ภาระ 100 แรงม้า ความเร็วรอบของเฟืองขับ 1,120 รอบต่อวินาที อัตราทด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์และใช้เพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ผ่านการอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์ หากมีการนำไปใช้โดยไม่ผ่านการอนุญาต เจ้าของลิขสิทธิ์ขอสงวนสิทธิ์ในการดำเนินคดีตามกฎหมาย

เป็น 4:1 ได้ผลลัพธ์คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองขับ 6.6 นิ้ว ระยะระหว่างศูนย์กลางเฟือง (C) คือ 16.5 นิ้ว ที่
โคมิตรอลพิตซ์ 10 ฟัน/นิ้ว และได้จำนวนฟันของเฟืองขับและเฟืองตาม 66 และ 264 ตามลำดับ

งานวิจัยชิ้นนี้ได้ทำการวิเคราะห์ปัญหาดังกล่าวข้างต้นเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของโปรแกรม
ที่นำเสนอ พบว่าผลลัพธ์ที่ได้คือ ระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองที่น้อยที่สุดคือ 16.5625 นิ้วและเส้นผ่าน
ศูนย์กลางเฟืองขับ 6.625 นิ้ว ที่โคมิตรอลพิตซ์ 8 ฟัน/นิ้ว จำนวนฟันเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุดคือ
53 และ 212 ฟันตามลำดับ จากการเปรียบเทียบผลลัพธ์ทั้งสองมีความใกล้เคียงกัน

มาก ความแตกต่างที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากการใช้ค่าตัวประกอบทางเรขาคณิต (J) ต่างกันคือ Carroll และ
Johnson ใช้รัศมีโคนฟัน (Root fillet, r_f) $r_f = 0.3/P$ แต่ในงานวิจัยนี้ใช้ $r_f = 0.35/P$ ตามที่ AGMA
แนะนำสำหรับเฟืองมาตรฐานทั่วไป จึงเป็นการพิสูจน์ได้ว่าโปรแกรมที่สร้างนี้มีความถูกต้องสามารถใ้
งานได้จริง



บทที่ 5

การประยุกต์ใช้งานจริง

ในการประยุกต์ใช้วิธีการหาค่าที่เหมาะสมที่สุดของเฟืองนั้น จะพิจารณาเฉพาะของเฟืองมาตรฐาน ซึ่งมีจำนวนฟันไม่เกิน 1,000 ฟันสำหรับเฟืองตรง และไม่เกิน 500 ฟันสำหรับเฟืองเฉียง ซึ่งเป็นผลมาจากค่าตัวประกอบทางเรขาคณิต (Geometry Factor, J) ที่ยังจำกัดอยู่เพียงเท่านี้ ไม่คิดผลจากภาระที่กระตุกหรือกระชาก อุณหภูมิ และเหล็กที่ใช้ในการทำเฟืองตัวขับและเฟืองตามเป็นชนิดเดียวกัน ซึ่งเป็นลักษณะของเฟืองมาตรฐานที่มีใช้กันอยู่ทั่วไป

4.1 การประยุกต์ใช้กับการออกแบบเฟืองฟันตรง (Spur Gear)

เฟืองฟันตรงมาตรฐานมีลักษณะดังนี้

- มุมกด (Pressure Angle): 20°

- ความกว้างหน้าฟัน: $\frac{3\pi}{P} < F < \frac{5\pi}{P}$

- แอดเดนดัม: $\frac{1}{P}$

- ดิเดนดัม: $\frac{1.25}{P}$

- รัศมีโคนฟัน: $r_f = 0.35p$

- ตัวประกอบพลัด: $K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V}}$

- Bending Fatigue Strength: $S_{bend} = 19.81 \text{ ksi}$

- Surface Fatigue Strength: $S_{surf} = 79.21 \text{ ksi}$

- Modulus of Elasticity: $E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$

- Poisson's ratio: $\nu = 0.3$

ตัวอย่างที่ 1 การออกแบบเฟืองฟันตรงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด

Input: กำลังที่ต้องการขับ $HP = 100 \text{ hp}$

อัตราทด $m_g = 4:1$

ความเร็วรอบเฟืองขับ $n = 1120 \text{ rpm}$

ได้ผลลัพธ์คือ ระยะระหว่างศูนย์กลางที่น้อยที่สุด 16.25 นิ้ว เส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับ 6.5 นิ้ว จำนวนฟันเฟืองขับ 26 ฟัน และความกว้างหน้าฟัน 3.93 นิ้ว ที่ไดมิตรอลพิตซ์ 4 ฟันต่อนิ้ว ซึ่งจะได้ปริมาตร 130.31 ลูกบาศก์นิ้ว ผลลัพธ์ดังตารางที่ 5-1 และผลลัพธ์ละเอียดดังตารางที่ ข-1 (ภาคผนวก ข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Spur MinimizeC

P	d_1	N_1	N_2	C	F	m_p	JP	K_v	σ_B	σ_{H-IPC}	$\sigma_{H-LPSTC}$
2.00	9.500	19	76	23.750	4.712	1.681	0.328	0.486	3.147	72.798	51.609
2.25	8.444	19	76	21.111	5.585	1.681	0.328	0.501	3.262	74.115	52.543
2.50	7.600	19	76	19.000	6.283	1.681	0.328	0.514	3.488	76.640	54.333
3.00	7.000	21	84	17.500	5.236	1.701	0.344	0.525	5.108	76.257	63.028
4.00	6.500	26	104	16.250	3.927	1.739	0.373	0.534	8.857	76.544	75.851
6.00	7.667	46	184	19.167	2.618	1.823	0.442	0.513	14.836	64.475	77.733
8.00	10.000	80	320	25.000	1.963	1.881	0.482	0.480	19.805	54.111	70.319
10.00	17.100	171	684	42.750	1.571	1.930	0.513	0.414	19.735	36.178	49.257

ตารางที่ 5-1 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองฟันตรงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตาม
ที่น้อยที่สุด

ตัวอย่างที่ 2 การออกแบบเฟืองฟันตรงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

Input: กำลังที่ต้องการขับ HP = 100 hp

อัตราทด $m_g = 4:1$

ความเร็วรอบเฟืองขับ $n = 1120$ rpm

ได้ผลลัพธ์คือปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับคือ 118.44 ลูกบาศก์นิ้ว เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองขับ 8 นิ้ว จำนวนฟันเฟืองขับ 48 ฟัน และความกว้างหน้าฟัน 2.3562 นิ้ว ที่เดมิทรอสพิตซ์ 6 ฟันต่อนิ้ว ซึ่งจะได้ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟือง 20 นิ้ว ผลลัพธ์ดังตารางที่ 5-2 และผลลัพธ์ละเอียดดังตารางที่ ข-2 (ภาคผนวก ข)

Spur MinimizeV

P	d_1	N_1	N_2	V	F	m_p	JP	K_v	σ_B	σ_{H-IPC}	$\sigma_{H-LPSTC}$
2.00	9.500	19	76	334.020	4.712	1.681	0.328	0.486	3.147	72.798	51.609
2.25	8.889	20	80	259.940	4.189	1.691	0.337	0.495	4.080	74.345	57.543
2.50	8.400	21	84	208.920	3.770	1.701	0.344	0.502	5.150	76.571	63.288
3.00	8.000	24	96	157.910	3.142	1.725	0.363	0.508	7.288	75.837	71.199
4.00	7.000	28	112	120.900	3.142	1.751	0.383	0.525	10.185	76.482	78.933
6.00	8.000	48	192	118.440	2.356	1.828	0.445	0.508	15.845	64.857	78.826
8.00	10.000	80	320	154.210	1.963	1.881	0.482	0.480	19.805	54.111	70.319
10.00	17.100	171	684	360.750	1.571	1.930	0.513	0.414	19.735	36.178	49.257

ตารางที่ 5-2 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองฟันตรงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การประยุกต์ใช้กับการออกแบบเฟืองฟันเฉียง (Helical Gear)

เฟืองฟันเฉียงมาตรฐานมีลักษณะดังนี้

- มุมกด (Pressure Angle): 20°

- มุมเฉียง (Helix Angle): $\psi = 10^\circ - 35^\circ$

- รัศมีโคนฟัน: $r_f = \frac{0.157}{P_N}$

- แอดเดนดัม: $\frac{1}{P_N}$

- ดีเดนดัม: $\frac{1.25}{P_N}$

- ตัวประกอบพลวัต: $K_v = \frac{78}{\sqrt{78 + \sqrt{V}}}$

- Bending Fatigue Strength: $S_{bend} = 19.81 \text{ ksi}$

- Surface Fatigue Strength: $S_{surf} = 79.21 \text{ ksi}$

- Modulus of Elasticity: $E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$

- Poisson's ratio: $\nu = 0.3$

ตัวอย่างที่ 3 การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด

Input: กำลังที่ต้องการขับ $HP = 100 \text{ hp}$

อัตราทด $m_g = 4:1$

ความเร็วรอบเฟืองขับ $n = 1120 \text{ rpm}$

ผลลัพธ์คือระยะห่างระหว่างศูนย์กลางที่น้อยที่สุด 11 นิ้ว เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองขับ 4.4 นิ้ว จำนวนฟันเฟืองขับ 26 ฟัน ที่มุมเอียง 10 องศา และนอมอลไดมิทรอลพิตซ์ 6 ฟันต่อนิ้ว ซึ่งจะมีปริมาตร 91.7 ลูกบาศก์นิ้ว ผลลัพธ์ดังตารางที่ 5-3 และผลลัพธ์ละเอียดดังตารางที่ ข-3 (ภาคผนวก ข)

Helical MinimizeC

P_N	d_1	N_1	N_2	q	F	m_p	C	σ_B	$\sigma_H\text{-IPC}$
2.00	10.154	20	80	10	18.092	1.594	25.386	0.345	26.291
2.50	8.123	20	80	10	14.473	1.594	20.309	0.660	36.337
3.00	6.770	20	80	10	12.061	1.594	16.924	1.120	47.360
4.00	5.077	20	80	10	9.046	1.594	12.693	2.590	72.011
6.00	4.400	26	104	10	6.031	1.637	11.000	6.274	78.330
8.00	4.442	35	140	10	4.523	1.680	11.106	10.440	77.153
10.00	4.569	45	180	10	3.618	1.712	11.424	15.371	77.645
12.00	4.993	59	236	10	3.015	1.740	12.481	19.553	73.748

ตารางที่ 5-3 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที่

น้อยที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างที่ 4 การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

Input: กำลังที่ต้องการขับ HP = 100 hp

อัตราทด $m_g = 4:1$

ความเร็วรอบเฟืองขับ $n = 1120$ rpm

ผลลัพธ์คือปริมาตรที่น้อยที่สุด 53.327 ลูกบาศก์นิ้ว เส้นผ่านศูนย์กลางเฟืองขับ 6.37 นิ้ว จำนวนฟันเฟืองขับ 45 ฟัน มีมุมเอียง 28 องศา และนอมอลไดมิทรอลพิทซ์ 8 ฟันต่อนิ้ว ซึ่งจะมีระยะระหว่างศูนย์กลาง 15.93 นิ้ว ผลลัพธ์ดังตารางที่ 5-4 และผลลัพธ์ละเอียดดังตารางที่ ข-4 (ภาคผนวก ข)

Helical Minimize V

P_N	d_1	N_1	N_2	ϕ	F	m_p	V	σ_B	σ_H -IPC
2.00	12.208	20	80	35	5.477	1.436	641.090	0.951	27.695
2.50	9.766	20	80	35	4.382	1.436	328.240	1.815	38.253
3.00	8.138	20	80	35	3.651	1.436	189.950	3.081	49.833
4.00	6.104	20	80	35	2.739	1.436	80.136	7.112	75.714
6.00	6.307	31	124	35	1.826	1.479	57.045	14.647	78.806
8.00	6.371	45	180	28	1.673	1.588	53.327	19.399	78.530
10.00	5.153	50	200	14	2.597	1.706	54.166	18.538	79.016
12.00	4.993	59	236	10	3.015	1.740	59.028	19.553	73.748

ตารางที่ 5-4 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

บทที่ 6

สรุปผลการออกแบบ

6.1 สรุปผลการออกแบบ

จากผลลัพธ์ที่ได้จะเห็นว่า การเลือกสมการเป้าหมาย (objective function) จะส่งผลให้ได้ผลลัพธ์ออกมา 2 แบบคือ แบบแรกได้ขนาดเฟืองที่เล็กที่สุดจริงแต่ปริมาตรยังไม่น้อยที่สุด และอีกแบบหนึ่งคือ ได้ปริมาตรที่น้อยที่สุดจริง แต่กลับเป็นเฟืองที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่กว่าแบบแรกดังตารางที่ 6-1 ดังนั้นจึงขึ้นอยู่กับ การเลือกสมการเป้าหมายของผู้ออกแบบเฟือง

P	N1	C	V
4	26	16.25	130.31
4	27	16.88	126.47
⋮	⋮	⋮	⋮
6	48	20.00	118.44

ตารางที่ 6-1 เปรียบเทียบผลของการเลือกสมการเป้าหมาย

6.2 งานวิจัยต่อเนื่อง

6.2.1 ในงานวิจัยชิ้นนี้ใช้ค่าตัวประกอบทางเรขาคณิต (y) โดยใช้วิธีดึงค่ามาจากตารางที่มีการอ่านค่าจากกราฟและเก็บข้อมูลไว้ก่อนแล้ว ดังนั้นจึงใช้เวลาในการค้นหาพอสสมอวอร์ ซึ่งมีแนวทางการปรับปรุงโดยใช้สมการโพลีโนเมียลในการอธิบายเส้นกราฟแทน ซึ่งจะให้ระยะเวลาในการคำนวณน้อยลง

6.2.2 ใช้โปรแกรมนี้ในการศึกษาเพื่อประยุกต์ใช้กับเฟืองรูปแบบอื่นๆ เช่น เฟืองหนอน (worm gear), เฟืองดอกจอก (bevel gear) ต่อไป

6.2.3 ควรปรับปรุงให้ใช้ได้กับเฟืองที่โมดูลฐานได้ด้วย เพื่อความครอบคลุมในการใช้งานทุกด้าน

ภาคผนวก ก

ตารางที่ ก-1 ระบบฟันเฟืองมาตรฐานของเฟืองตรง

Standard and Commonly Uses Tooth Systems for Spur Gears

Tooth System	Pressure Angle ϕ , deg	Addendum a	Dedendum b
Full depth	20	1/Pd or 1m	1.25/Pd or 1.25m
	22.5	1/Pd or 1m	1.35/Pd or 1.35m
			1.25/Pd or 1.25m
25	1/Pd or 1m	1.35/Pd or 1.35m	
		1.25/Pd or 1.25m	
Stub	20	0.8/Pd or 0.8m	1.35/Pd or 1.35m
			1/Pd or 1m

ตารางที่ ก-2 ขนาดฟันเฟืองมาตรฐานของเฟือง

Tooth Sizes in General Uses

Diametral Pitch	
Coarse	2, 2.25, 2.5, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Fine	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200
Modules	
Preferred	1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Next choice	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

ตารางที่ ก-3 ระบบฟันเฟืองมาตรฐานของเฟืองเฉียง

Standard Tooth Proportions for Helical Gears

Quantity	Formula	Quantity	Formular
Addendum	$\frac{1.00}{P_n}$	External gears:	
Dedendum	$\frac{1.25}{P_n}$	Standard center distance	$\frac{D+d}{2}$
Pinion pitch diameter	$\frac{N_p}{P_n \cos \psi}$	Gear outside diameter	$D+2a$
Gear pitch diameter	$\frac{N_G}{P_n \cos \psi}$	Pinion outside diameter	$d+2a$
Normal arc tooth thickness	$\frac{\pi}{P_n} \frac{B_n}{2}$	Gear root diameter	$D-2b$
Pinion base diameter	$d \cos \phi_t$	Pinion root diameter	$d-2b$
		Internal gears:	
Gear base diameter	$D \cos \phi_t$	Center distance	$\frac{D-d}{2}$
Base helix angle	$\tan^{-1}(\tan \psi \cos \phi_t)$	Inside diameter	$D-2a$
		Root diameter	$d-2b$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

ตารางที่ ข-1 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองฟันตรงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตาม
ที่น้อยที่สุด

P	d ₁	N ₁	N ₂	C	F	m _p	JP	K _v	σ _B	σ _{H-IPC}	σ _{H-LPSTC}
2.00	9.500	19	76	23.750	7.854	1.681	0.328	0.486	1.888	56.389	39.976
	9.500	19	76	23.750	7.069	1.681	0.328	0.486	2.098	59.439	42.139
	9.500	19	76	23.750	6.283	1.681	0.328	0.486	2.360	63.045	44.695
	9.500	19	76	23.750	5.498	1.681	0.328	0.486	2.697	67.398	47.781
	9.500	19	76	23.750	4.712	1.681	0.328	0.486	3.147	72.798	51.609
2.25	8.444	19	76	21.111	6.981	1.681	0.328	0.501	2.609	66.290	46.996
	8.444	19	76	21.111	6.283	1.681	0.328	0.501	2.899	69.876	49.538
	8.444	19	76	21.111	5.585	1.681	0.328	0.501	3.262	74.115	52.543
	8.889	20	80	22.222	4.887	1.691	0.337	0.495	3.498	68.830	53.274
	8.889	20	80	22.222	4.189	1.691	0.337	0.495	4.080	74.345	57.543
2.50	7.600	19	76	19.000	6.283	1.681	0.328	0.514	3.488	76.640	54.333
	8.000	20	80	20.000	5.655	1.691	0.337	0.508	3.635	70.168	54.310
	8.000	20	80	20.000	5.027	1.691	0.337	0.508	4.089	74.424	57.604
	8.400	21	84	21.000	4.398	1.701	0.344	0.502	4.414	70.891	58.593
	8.400	21	84	21.000	3.770	1.701	0.344	0.502	5.150	76.571	63.288
3.00	7.000	21	84	17.500	5.236	1.701	0.344	0.525	5.108	76.257	63.028
	7.333	22	88	18.333	4.712	1.709	0.350	0.519	5.378	72.845	63.384
	7.333	22	88	18.333	4.189	1.709	0.350	0.519	6.050	77.264	67.229
	7.667	23	92	19.167	3.665	1.717	0.356	0.513	6.567	75.794	68.750
	8.000	24	96	20.000	3.142	1.725	0.363	0.508	7.288	75.837	71.199
4.00	6.500	26	104	16.250	3.927	1.739	0.373	0.534	8.857	76.544	75.851
	6.750	27	108	16.875	3.534	1.745	0.378	0.529	9.433	76.114	77.076
	7.000	28	112	17.500	3.142	1.751	0.383	0.525	10.185	76.482	78.933
	7.500	30	120	18.750	2.749	1.762	0.393	0.516	10.759	74.149	78.999
	8.250	33	132	20.625	2.356	1.777	0.404	0.504	11.369	70.567	77.997
6.00	7.667	46	184	19.167	2.618	1.823	0.442	0.513	14.836	64.475	77.733
	8.000	48	192	20.000	2.356	1.828	0.445	0.508	15.845	64.857	78.826
	8.500	51	204	21.250	2.094	1.836	0.450	0.500	16.856	64.429	79.142
	9.167	55	220	22.917	1.833	1.844	0.455	0.491	17.985	63.585	79.048
	10.000	60	240	25.000	1.571	1.854	0.462	0.480	19.371	62.762	78.991
8.00	10.000	80	320	25.000	1.963	1.881	0.482	0.480	19.805	54.111	70.319
	11.375	91	364	28.438	1.767	1.892	0.488	0.464	19.787	50.372	66.184
	13.125	105	420	32.813	1.571	1.902	0.495	0.446	19.773	46.667	61.957
	15.375	123	492	38.438	1.374	1.913	0.504	0.427	19.806	43.081	57.755
	18.875	151	604	47.188	1.178	1.924	0.510	0.402	19.771	38.622	52.311
10.00	17.100	171	684	42.750	1.571	1.930	0.513	0.414	19.735	36.178	49.257
	19.600	196	784	49.000	1.414	1.936	0.517	0.397	19.756	33.771	46.208
	22.800	228	912	57.000	1.257	1.942	0.523	0.379	19.798	31.353	43.103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อการศึกษาดูงานเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-2 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองฟันตรงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

P	d ₁	N ₁	N ₂	V	F	m _p	JP	K _v	σ _B	σ _{H-IPC}	σ _{H-LPSTC}
2.00	9.500	19	76	556.710	7.854	1.681	0.328	0.486	1.888	56.389	39.976
	9.500	19	76	501.040	7.069	1.681	0.328	0.486	2.098	59.439	42.139
	9.500	19	76	445.370	6.283	1.681	0.328	0.486	2.360	63.045	44.695
	9.500	19	76	389.690	5.498	1.681	0.328	0.486	2.697	67.398	47.781
	9.500	19	76	334.020	4.712	1.681	0.328	0.486	3.147	72.798	51.609
2.25	8.444	19	76	390.990	6.981	1.681	0.328	0.501	2.609	66.290	46.996
	8.444	19	76	351.890	6.283	1.681	0.328	0.501	2.899	69.876	49.538
	8.444	19	76	312.800	5.585	1.681	0.328	0.501	3.262	74.115	52.543
	8.889	20	80	303.260	4.887	1.691	0.337	0.495	3.498	68.830	53.274
	8.889	20	80	259.940	4.189	1.691	0.337	0.495	4.080	74.345	57.543
2.50	7.600	19	76	285.030	6.283	1.681	0.328	0.514	3.488	76.640	54.333
	8.000	20	80	284.250	5.655	1.691	0.337	0.508	3.635	70.168	54.310
	8.000	20	80	252.660	5.027	1.691	0.337	0.508	4.089	74.424	57.604
	8.400	21	84	243.740	4.398	1.701	0.344	0.502	4.414	70.891	58.593
	8.400	21	84	208.920	3.770	1.701	0.344	0.502	5.150	76.571	63.288
3.00	7.000	21	84	201.500	5.236	1.701	0.344	0.525	5.108	76.257	63.028
	7.333	22	88	199.040	4.712	1.709	0.350	0.519	5.378	72.845	63.384
	7.333	22	88	176.920	4.189	1.709	0.350	0.519	6.050	77.264	67.229
	7.667	23	92	169.200	3.665	1.717	0.356	0.513	6.567	75.794	68.750
	8.000	24	96	157.910	3.142	1.725	0.363	0.508	7.288	75.837	71.199
4.00	6.500	26	104	130.310	3.927	1.739	0.373	0.534	8.857	76.544	75.851
	6.750	27	108	126.470	3.534	1.745	0.378	0.529	9.433	76.114	77.076
	7.000	28	112	120.900	3.142	1.751	0.383	0.525	10.185	76.482	78.933
	7.500	30	120	121.440	2.749	1.762	0.393	0.516	10.759	74.149	78.999
	8.250	33	132	125.950	2.356	1.777	0.404	0.504	11.369	70.567	77.997
6.00	7.667	46	184	120.860	2.618	1.823	0.442	0.513	14.836	64.475	77.733
	8.000	48	192	118.440	2.356	1.828	0.445	0.508	15.845	64.857	78.826
	8.500	51	204	118.850	2.094	1.836	0.450	0.500	16.856	64.429	79.142
	9.167	55	220	120.940	1.833	1.844	0.455	0.491	17.985	63.585	79.048
	10.000	60	240	123.370	1.571	1.854	0.462	0.480	19.371	62.762	78.991
8.00	10.000	80	320	154.210	1.963	1.881	0.482	0.480	19.805	54.111	70.319
	11.375	91	364	179.580	1.767	1.892	0.488	0.464	19.787	50.372	66.184
	13.125	105	420	212.520	1.571	1.902	0.495	0.446	19.773	46.667	61.957
	15.375	123	492	255.180	1.374	1.913	0.504	0.427	19.806	43.081	57.755
	18.875	151	604	329.640	1.178	1.924	0.510	0.402	19.771	38.622	52.311
10.00	17.100	171	684	360.750	1.571	1.930	0.513	0.414	19.735	36.178	49.257
	19.600	196	784	426.550	1.414	1.936	0.517	0.397	19.756	33.771	46.208
	22.800	228	912	513.060	1.257	1.942	0.523	0.379	19.798	31.353	43.103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-3 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที่น้อยที่สุด

P_N	d_1	N_1	N_2	ψ	F	m_p	C	σ_B	σ_H-IPC
2.00	10.154	20	80	10	18.092	1.594	25.386	0.345	26.291
	10.223	20	80	12	15.110	1.588	25.559	0.406	27.863
	10.306	20	80	14	12.986	1.581	25.765	0.463	28.999
	10.403	20	80	16	11.398	1.573	26.007	0.517	29.774
	10.515	20	80	18	10.166	1.564	26.287	0.569	30.247
	10.642	20	80	20	9.185	1.554	26.604	0.617	30.471
	10.785	20	80	22	8.386	1.542	26.963	0.669	30.491
	10.946	20	80	24	7.724	1.529	27.366	0.718	30.344
	11.126	20	80	26	7.167	1.515	27.815	0.764	30.061
	11.326	20	80	28	6.692	1.500	28.314	0.809	29.667
	11.547	20	80	30	6.283	1.484	28.868	0.849	29.185
	11.792	20	80	32	5.928	1.466	29.479	0.893	28.631
	12.062	20	80	34	5.618	1.446	30.155	0.933	28.019
	12.208	20	80	35	5.477	1.436	30.519	0.951	27.695
2.50	8.123	20	80	10	14.473	1.594	20.309	0.660	36.337
	8.179	20	80	12	12.088	1.588	20.447	0.775	38.508
	8.245	20	80	14	10.389	1.581	20.612	0.884	40.078
	8.322	20	80	16	9.118	1.573	20.806	0.988	41.147
	8.412	20	80	18	8.133	1.564	21.029	1.087	41.800
	8.513	20	80	20	7.348	1.554	21.284	1.178	42.108
	8.628	20	80	22	6.709	1.542	21.571	1.278	42.134
	8.757	20	80	24	6.179	1.529	21.893	1.371	41.928
	8.901	20	80	26	5.733	1.515	22.252	1.459	41.534
	9.061	20	80	28	5.353	1.500	22.651	1.544	40.988
	9.238	20	80	30	5.027	1.484	23.094	1.620	40.319
	9.433	20	80	32	4.743	1.466	23.584	1.703	39.551
	9.650	20	80	34	4.494	1.446	24.124	1.780	38.702
	9.766	20	80	35	4.382	1.436	24.415	1.815	38.253
3.00	6.770	20	80	10	12.061	1.594	16.924	1.120	47.360
	6.816	20	80	12	10.073	1.588	17.039	1.317	50.189
	6.871	20	80	14	8.657	1.581	17.177	1.502	52.234
	6.935	20	80	16	7.598	1.573	17.338	1.678	53.626
	7.010	20	80	18	6.778	1.564	17.524	1.846	54.475
	7.095	20	80	20	6.124	1.554	17.736	2.001	54.876
	7.190	20	80	22	5.591	1.542	17.976	2.170	54.907
	7.298	20	80	24	5.149	1.529	18.244	2.328	54.637
	7.417	20	80	26	4.778	1.515	18.543	2.478	54.122
	7.550	20	80	28	4.461	1.500	18.876	2.621	53.408
	7.698	20	80	30	4.189	1.484	19.245	2.749	52.533
	7.861	20	80	32	3.952	1.466	19.653	2.891	51.529
	8.041	20	80	34	3.745	1.446	20.104	3.021	50.420
	8.138	20	80	35	3.651	1.436	20.346	3.081	49.833
4.00	5.077	20	80	10	9.046	1.594	12.693	2.590	72.011
	5.112	20	80	12	7.555	1.588	12.779	3.045	76.311
	5.411	21	84	14	6.493	1.589	13.527	3.288	71.666

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ภายใต้การคุ้มครองของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

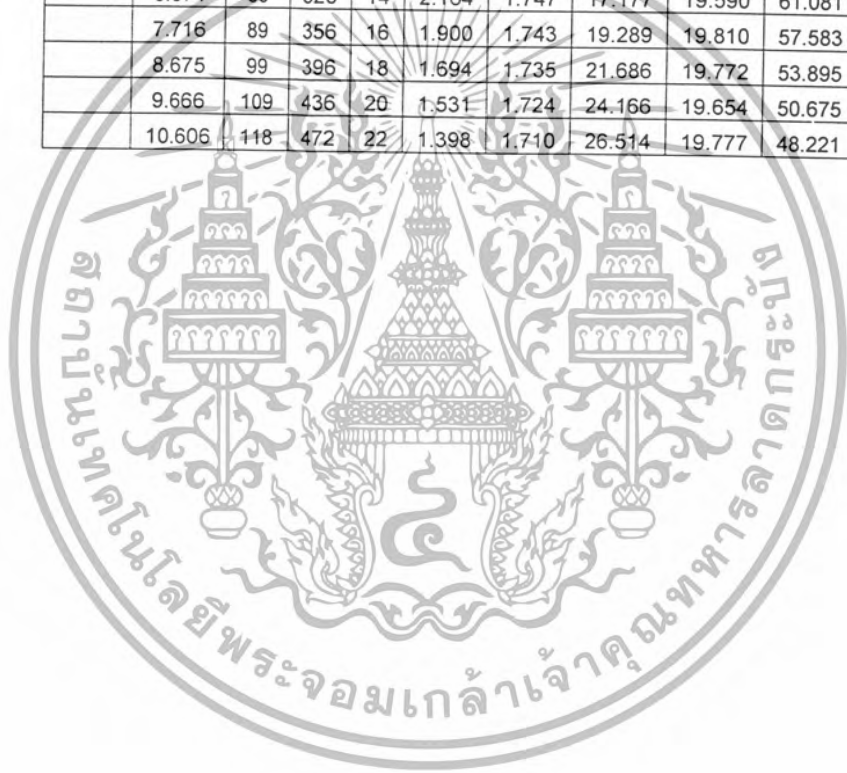
ตารางที่ ข-3 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที
น้อยที่สุด (ต่อ)

P_N	d_1	N_1	N_2	ψ	F	m_p	C	σ_B	σ_H -IPC
4.00	5.462	21	84	16	5.699	1.581	13.654	3.675	73.893
	5.520	21	84	18	5.083	1.572	13.800	4.045	75.382
	5.587	21	84	20	4.593	1.561	13.967	4.386	76.249
	5.662	21	84	22	4.193	1.550	14.156	4.756	76.591
	5.747	21	84	24	3.862	1.537	14.367	5.100	76.495
	5.841	21	84	26	3.583	1.522	14.603	5.430	76.032
	5.946	21	84	28	3.346	1.507	14.865	5.747	75.265
	6.062	21	84	30	3.142	1.490	15.155	6.034	74.246
	5.896	20	80	32	2.964	1.466	14.740	6.676	78.301
	6.031	20	80	34	2.809	1.446	15.078	6.974	76.610
6.104	20	80	35	2.739	1.436	15.260	7.112	75.714	
6.00	4.400	26	104	10	6.031	1.637	11.000	6.274	78.330
	4.771	28	112	12	5.037	1.642	11.927	6.771	74.974
	4.981	29	116	14	4.329	1.639	12.453	7.414	75.347
	5.028	29	116	16	3.799	1.630	12.570	8.307	78.768
	5.257	30	120	18	3.389	1.624	13.143	8.828	77.753
	5.498	31	124	20	3.062	1.616	13.746	9.292	76.407
	5.572	31	124	22	2.795	1.602	13.931	10.066	77.963
	5.656	31	124	24	2.575	1.587	14.139	10.782	79.069
	5.934	32	128	26	2.389	1.574	14.835	11.148	76.649
	6.040	32	128	28	2.231	1.556	15.101	11.883	77.015
	6.158	32	128	30	2.094	1.537	15.396	12.571	77.059
	6.289	32	128	32	1.976	1.516	15.722	13.258	76.810
	6.232	31	124	34	1.873	1.491	15.580	14.341	79.192
	6.307	31	124	35	1.826	1.479	15.768	14.647	78.806
8.00	4.442	35	140	10	4.523	1.680	11.106	10.440	77.153
	4.728	37	148	12	3.778	1.680	11.821	11.594	77.472
	5.024	39	156	14	3.246	1.678	12.561	12.539	77.036
	5.201	40	160	16	2.849	1.671	13.004	13.696	78.427
	5.389	41	164	18	2.542	1.662	13.472	14.758	79.181
	5.720	43	172	20	2.296	1.653	14.300	15.290	77.222
	5.797	43	172	22	2.097	1.638	14.493	16.601	79.204
	6.020	44	176	24	1.931	1.624	15.051	17.409	78.632
	6.258	45	180	26	1.792	1.608	15.646	18.193	77.754
	6.371	45	180	28	1.673	1.588	15.927	19.399	78.530
	6.784	47	188	30	1.571	1.571	16.960	19.630	75.258
	7.370	50	200	32	1.482	1.552	18.425	19.490	70.515
	7.840	52	208	34	1.405	1.530	19.601	19.699	67.566
	8.088	53	212	35	1.369	1.518	20.219	19.778	66.117
10.00	4.569	45	180	10	3.618	1.712	11.424	15.371	77.645
	4.907	48	192	12	3.022	1.711	12.268	16.928	77.792
	5.153	50	200	14	2.597	1.706	12.883	18.538	79.016
	5.514	53	212	16	2.280	1.701	13.784	19.545	77.795
	6.098	58	232	18	2.033	1.696	15.246	19.612	73.314
	6.704	63	252	20	1.837	1.688	16.761	19.638	69.305

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้กับโรงเรียนเพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-3 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองขับและเฟืองตามที
น้อยที่สุด (ต่อ)

P_N	d_1	N_1	N_2	ψ	F	m_p	C	σ_B	$\sigma_H\text{-IPC}$
10.00	7.442	69	276	22	1.677	1.679	18.605	19.595	64.644
	8.100	74	296	24	1.545	1.665	20.251	19.724	61.431
	8.901	80	320	26	1.433	1.650	22.252	19.605	57.679
	9.627	85	340	28	1.338	1.631	24.067	19.756	54.959
	10.508	91	364	30	1.257	1.611	26.269	19.629	51.797
	11.320	96	384	32	1.186	1.587	28.300	19.809	49.408
	12.303	102	408	34	1.124	1.562	30.759	19.749	46.658
	12.818	105	420	35	1.095	1.549	32.045	19.707	45.355
12.00	4.993	59	236	10	3.015	1.740	12.481	19.553	73.748
	5.878	69	276	12	2.518	1.746	14.696	19.783	67.144
	6.871	80	320	14	2.164	1.747	17.177	19.590	61.081
	7.716	89	356	16	1.900	1.743	19.289	19.810	57.583
	8.675	99	396	18	1.694	1.735	21.686	19.772	53.895
	9.666	109	436	20	1.531	1.724	24.166	19.654	50.675
	10.606	118	472	22	1.398	1.710	26.514	19.777	48.221



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-4 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ

P_N	d_i	N_1	N_2	ψ	F	m_p	V	σ_B	σ_H -IPC
2.00	10.154	20	80	10	18.092	1.594	1465.100	0.345	26.291
	10.223	20	80	12	15.110	1.588	1240.400	0.406	27.863
	10.306	20	80	14	12.986	1.581	1083.300	0.463	28.999
	10.403	20	80	16	11.398	1.573	968.760	0.517	29.774
	10.515	20	80	18	10.166	1.564	882.760	0.569	30.247
	10.642	20	80	20	9.185	1.554	816.990	0.617	30.471
	10.785	20	80	22	8.386	1.542	766.180	0.669	30.491
	10.946	20	80	24	7.724	1.529	726.890	0.718	30.344
	11.126	20	80	26	7.167	1.515	696.750	0.764	30.061
	11.326	20	80	28	6.692	1.500	674.160	0.809	29.667
	11.547	20	80	30	6.283	1.484	657.970	0.849	29.185
	11.792	20	80	32	5.928	1.466	647.420	0.893	28.631
	12.062	20	80	34	5.618	1.446	641.990	0.933	28.019
	12.208	20	80	35	5.477	1.436	641.090	0.951	27.695
2.50	8.123	20	80	10	14.473	1.594	750.130	0.660	36.337
	8.179	20	80	12	12.088	1.588	635.070	0.775	38.508
	8.245	20	80	14	10.389	1.581	554.660	0.884	40.078
	8.322	20	80	16	9.118	1.573	496.010	0.988	41.147
	8.412	20	80	18	8.133	1.564	451.980	1.087	41.800
	8.513	20	80	20	7.348	1.554	418.300	1.178	42.108
	8.628	20	80	22	6.709	1.542	392.290	1.278	42.134
	8.757	20	80	24	6.179	1.529	372.170	1.371	41.928
	8.901	20	80	26	5.733	1.515	356.740	1.459	41.534
	9.061	20	80	28	5.353	1.500	345.170	1.544	40.988
	9.238	20	80	30	5.027	1.484	336.880	1.620	40.319
	9.433	20	80	32	4.743	1.466	331.480	1.703	39.551
	9.650	20	80	34	4.494	1.446	328.700	1.780	38.702
	9.766	20	80	35	4.382	1.436	328.240	1.815	38.253
3.00	6.770	20	80	10	12.061	1.594	434.100	1.120	47.360
	6.816	20	80	12	10.073	1.588	367.620	1.317	50.189
	6.871	20	80	14	8.657	1.581	320.980	1.502	52.234
	6.935	20	80	16	7.598	1.573	287.040	1.678	53.626
	7.010	20	80	18	6.778	1.564	261.560	1.846	54.475
	7.095	20	80	20	6.124	1.554	242.070	2.001	54.876
	7.190	20	80	22	5.591	1.542	227.020	2.170	54.907
	7.298	20	80	24	5.149	1.529	215.370	2.328	54.637
	7.417	20	80	26	4.778	1.515	206.440	2.478	54.122
	7.550	20	80	28	4.461	1.500	199.750	2.621	53.408
	7.698	20	80	30	4.189	1.484	194.960	2.749	52.533
	7.861	20	80	32	3.952	1.466	191.830	2.891	51.529
	8.041	20	80	34	3.745	1.446	190.220	3.021	50.420
	8.138	20	80	35	3.651	1.436	189.950	3.081	49.833
4.00	5.077	20	80	10	9.046	1.594	183.140	2.590	72.011
	5.112	20	80	12	7.555	1.588	155.050	3.045	76.311
	5.411	21	84	14	6.493	1.589	149.290	3.288	71.666
	5.462	21	84	16	5.699	1.581	133.510	3.675	73.893

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการสงวนเพื่อลดต้นทุนค่าทางวิศวกรรมโดยไม่คิดค่าใช้จ่ายประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-4 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ(ต่อ)

P_N	d_1	N_1	N_2	ψ	F	m_p	V	σ_B	σ_H-IPC
4.00	5.520	21	84	18	5.083	1.572	121.660	4.045	75.382
	5.587	21	84	20	4.593	1.561	112.590	4.386	76.249
	5.662	21	84	22	4.193	1.550	105.590	4.756	76.591
	5.747	21	84	24	3.862	1.537	100.170	5.100	76.495
	5.841	21	84	26	3.583	1.522	96.021	5.430	76.032
	5.946	21	84	28	3.346	1.507	92.907	5.747	75.265
	6.062	21	84	30	3.142	1.490	90.677	6.034	74.246
	5.896	20	80	32	2.964	1.466	80.928	6.676	78.301
	6.031	20	80	34	2.809	1.446	80.249	6.974	76.610
	6.104	20	80	35	2.739	1.436	80.136	7.112	75.714
6.00	4.400	26	104	10	6.031	1.637	91.704	6.274	78.330
	4.771	28	112	12	5.037	1.642	90.042	6.771	74.974
	4.981	29	116	14	4.329	1.639	84.358	7.414	75.347
	5.028	29	116	16	3.799	1.630	75.438	8.307	78.768
	5.257	30	120	18	3.389	1.624	73.564	8.828	77.753
	5.498	31	124	20	3.062	1.616	72.697	9.292	76.407
	5.572	31	124	22	2.795	1.602	68.176	10.066	77.963
	5.656	31	124	24	2.575	1.587	64.679	10.782	79.069
	5.934	32	128	26	2.389	1.574	66.062	11.148	76.649
	6.040	32	128	28	2.231	1.556	63.920	11.883	77.015
	6.158	32	128	30	2.094	1.537	62.386	12.571	77.059
	6.289	32	128	32	1.976	1.516	61.385	13.258	76.810
	6.232	31	124	34	1.873	1.491	57.125	14.341	79.192
	6.307	31	124	35	1.826	1.479	57.045	14.647	78.806
8.00	4.442	35	140	10	4.523	1.680	70.107	10.440	77.153
	4.728	37	148	12	3.778	1.680	66.331	11.594	77.472
	5.024	39	156	14	3.246	1.678	64.364	12.539	77.036
	5.201	40	160	16	2.849	1.671	60.548	13.696	78.427
	5.389	41	164	18	2.542	1.662	57.966	14.758	79.181
	5.720	43	172	20	2.296	1.653	59.008	15.290	77.222
	5.797	43	172	22	2.097	1.638	55.339	16.601	79.204
	6.020	44	176	24	1.931	1.624	54.971	17.409	78.632
	6.258	45	180	26	1.792	1.608	55.114	18.193	77.754
	6.371	45	180	28	1.673	1.588	53.327	19.399	78.530
	6.784	47	188	30	1.571	1.571	56.776	19.630	75.258
	7.370	50	200	32	1.482	1.552	63.225	19.490	70.515
	7.840	52	208	34	1.405	1.530	67.810	19.699	67.566
	8.088	53	212	35	1.369	1.518	70.345	19.778	66.117
10.00	4.569	45	180	10	3.618	1.712	59.336	15.371	77.645
	4.907	48	192	12	3.022	1.711	57.156	16.928	77.792
	5.153	50	200	14	2.597	1.706	54.166	18.538	79.016
	5.514	53	212	16	2.280	1.701	54.425	19.545	77.795
	6.098	58	232	18	2.033	1.696	59.392	19.612	73.314
	6.704	63	252	20	1.837	1.688	64.853	19.638	69.305
	7.442	69	276	22	1.677	1.679	72.956	19.595	64.644
	8.100	74	296	24	1.545	1.665	79.609	19.724	61.431

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าการณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข-4 ผลลัพธ์การออกแบบเฟืองเฉียงโดยการหาปริมาตรที่น้อยที่สุดของเฟืองขับ(ต่อ)

P_N	d_1	N_1	N_2	ψ	F	m_p	V	σ_B	$\sigma_H\text{-IPC}$
10.00	8.901	80	320	26	1.433	1.650	89.184	19.605	57.679
	9.627	85	340	28	1.338	1.631	97.416	19.756	54.959
	10.508	91	364	30	1.257	1.611	108.970	19.629	51.797
	11.320	96	384	32	1.186	1.587	119.330	19.809	49.408
	12.303	102	408	34	1.124	1.562	133.590	19.749	46.658
	12.818	105	420	35	1.095	1.549	141.360	19.707	45.355
12.00	4.993	59	236	10	3.015	1.740	59.028	19.553	73.748
	5.878	69	276	12	2.518	1.746	68.350	19.783	67.144
	6.871	80	320	14	2.164	1.747	80.246	19.590	61.081
	7.716	89	356	16	1.900	1.743	88.815	19.810	57.583
	8.675	99	396	18	1.694	1.735	100.140	19.772	53.895
	9.666	109	436	20	1.531	1.724	112.350	19.654	50.675
	10.606	118	472	22	1.398	1.710	123.480	19.777	48.221



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

สัญลักษณ์

a	= addendum
b	= dedendum
C	= center distance
C_p	= elastic properties coefficient
d	= pitch circle diameter
F	= face width
I	= surface-strength geometry factor
J	= bending-strength geometry factor
K_v	= dynamic factor
m_F	= face contact ratio
m_g	= gear ratio
m_p	= contact ratio
N_1	= number of pinion teeth
P	= diametral pitch
W_t	= transmitted load
δ	= load sharing coefficient
ϕ	= pitch point pressure angle
V	= pinion volume
θ_{IPC}	= roll angle at initial point of contract
P_N	= normal diametral pitch
ψ	= helix angle
ϕ_t	= transverse pressure angle
ϕ_n	= pressure angle
σ_H	= contact stress
σ_B	= bending stress
S_{bend}	= bending strength
S_{surf}	= surface strength
θ_{LPSTC}	= roll angle at lowest point of single tooth contract

ภาคผนวก ง

รูปที่ ง-1 การเขียนโค้ดโปรแกรมเพื่อฟังก์ชันด้วยโปรแกรม Matlab

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% 1.Minimize center distance With vary face width
% 2.Minimize volume with vary face width
% 3.Using AGMA recommend {  $3\pi/P < F < 5\pi/P$  }
% 4.Standard gear (a = 1/P , rp = 0.35/P ,Whole dept 2.4 )
% 5.UK unit
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% 1. HP (Horse power)
% 2. mg (Gear ratio)
% 3. n (RPM.)
% 4. Choose objective function
function[diameter,Number,Center,Volume,diametraipitch,Fmin] = spurgear_varyF(HP,mg,n,choose);
fp = fopen('D:\Mathlab6.5\work\User_Interface_Gear\datafile.dat','w+');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Vary P %
kmax = 11;
xmax = 5;
Vmin = 10e10;
Cmin = 10e10;
for k = 1:1:kmax
    p = [2 2.25 2.5 3 4 6 8 10 12 16 20];
    P = p(k);
    fprintf(fp,'%2f\n',P);
    fprintf('P = %2f\n',P);
%% Vary F (with AGMA recommend) %%
    for x = 1:1:xmax
        f = [5*pi/P 4.5*pi/P 4*pi/P 3.5*pi/P 3*pi/P];
        Face = f(x);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% CHOOSE N0 %
        N0 = 50;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% ADD TOOTH %
        [Nn,check] = addtooth(N0,P,HP,mg,n,Face);
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Check N2 < 1000 %
        if check ~= 0
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% SUBSTRACT TOOTH %
```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

[NL,NR] = subtooth(Nn,P,HP,mg,n,Face);
%%%BISECTION FINDN%%%
[Na,Nb] = findN(NL,NR,P,HP,mg,n,Face);
%%%LAST ANALYZE%%%
[d(k,x),N1(k,x),N2(k,x),C(k,x),V(k,x),F(k,x),mp(k,x),JP(k,x),Kv(k,x),sigb(k,x),sigh(k,x),sighlp(k,x))] =
analyze2(Na,P,HP,mg,n,Face);
    if d(k,x) == 1e6
        [d(k,x),N1(k,x),N2(k,x),C(k,x),V(k,x),F(k,x),mp(k,x),JP(k,x),Kv(k,x),sigb(k,x),sigh(k,x),sighlp(k,x))] =
analyze2(Nb,P,HP,mg,n,Face);
    end;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    To choose Vmin & Cmin %%%%%%%%%%
    if choose == 1 %min C
        if C(k,x) < Cmin
            Cmin = C(k,x);
            kmin = k;
            xmin = x;
        end;
    elseif choose == 0 %min V
        if V(k,x) < Vmin
            Vmin = V(k,x);
            kmin = k;
            xmin = x;
        end;
    else
        disp('Press 1 or 2 only!');
    end;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    Print data in each face width in command window %%%
    fprintf('    d1 = %.2f',d(k,x));
    fprintf('    N1 = %.0f',N1(k,x));
    fprintf('    N2 = %.0f',N2(k,x));
    if choose == 1
        fprintf('    C = %.2f',C(k,x));
    elseif choose == 0
        fprintf('    V = %.2f',V(k,x));
    else
        disp('Press 1 or 2 only!');
    end;
    fprintf('    F = %.2f',F(k,x));

```



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

fprintf('    mp = %.4f',mp(k,x));
fprintf('    JP = %.4f',JP(k,x));
fprintf('    Kv = %.2f',Kv(k,x));
fprintf('    sigb = %.2f',sigb(k,x));
fprintf('    sigh-IPC = %.2f',sigh(k,x));
fprintf('    sigh-LPSTC = %.2f\n',sighlp(k,x));
##### PRINT TO FILE #####
if choose == 1
    fprintf(fp,'%5.3f %5.0f %5.0f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f\n',...
        d(k,x),N1(k,x),N2(k,x),C(k,x),F(k,x),mp(k,x),JP(k,x),Kv(k,x),sigb(k,x),sigh(k,x),sighlp(k,x));
else
    fprintf(fp,'%5.3f %5.0f %5.0f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f %5.3f\n',...
        d(k,x),N1(k,x),N2(k,x),V(k,x),F(k,x),mp(k,x),JP(k,x),Kv(k,x),sigb(k,x),sigh(k,x),sighlp(k,x));
end;
end;% End F
end; % End check
end; % End P
##### Close File #####
fclose(fp);
%%%%%%%%%% Result %%%%%%%%%%%
diameter = d(kmin,xmin);
Number = N1(kmin,xmin);
Center = C(kmin,xmin);
Volume = V(kmin,xmin);
diametralpitch = p(kmin);
Fmin = F(kmin,xmin);
disp(' .....');
disp('Result');
fprintf('d1 = %.2f\n',d(kmin,xmin));
fprintf('N1 = %.0f\n',N1(kmin,xmin));
if choose == 1
    fprintf('C = %.2f\n',C(kmin,xmin));
elseif choose == 0
    fprintf('V = %.2f\n',V(kmin,xmin));
end;
fprintf(' P = %.2f\n',p(kmin));
fprintf(' F = %.3f\n',F(kmin,xmin));

```



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

1. Shigley, J.E., and Mitchell, L.D., Mechanical Engineering Design, 7th Ed., McGraw-Hill, pp.722-768
2. Carroll, R.K., and Johnson, G.E., "Optimal Design of Compact Spur Gear Sets," ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.106, No. 1, March 1984, pp. 95-101.
3. Jog, C.S., and Pande, S.S., "Computer-Aided Design of Compact Helical Gear Sets", ASME Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 111, June 1989, PP. 285-289 .
4. รศ.ดร. มนัส ตั้งวรศิลป์, วรรัตน์ ภักธรอมรกุล, คู่มือโปรแกรม MATLAB ฉบับสมบูรณ์ : สำนักพิมพ์ อินโฟเควส, 2543.

