

การออกแบบ เครื่องจักรกล

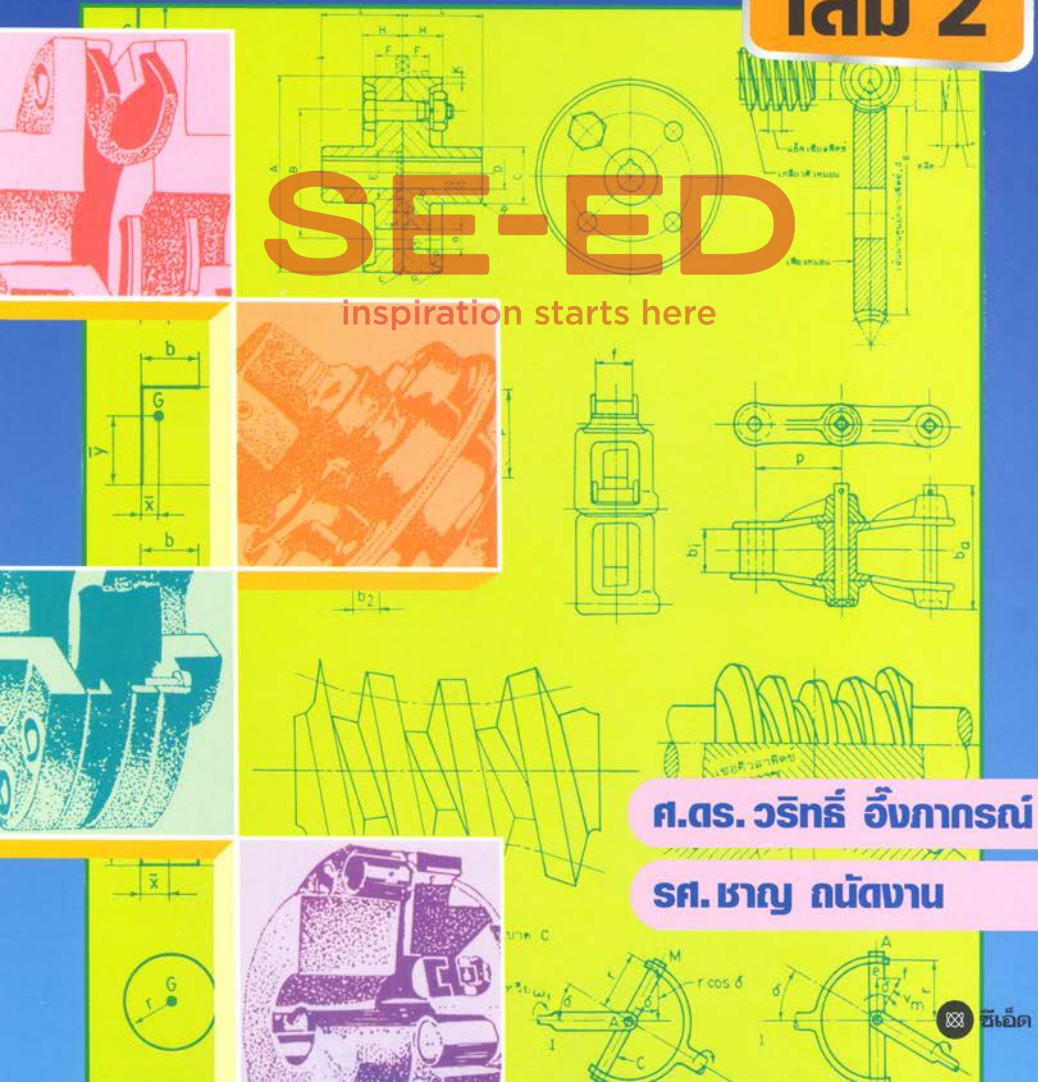
MACHINE DESIGN

หน่วย SI

เล่ม 2

SE-ED

inspiration starts here



ศ.ดร. วรสิทธิ์ อึ้งการณ

รศ. ชาญ ภูณิตงาน

ซีอีดี

การออกแบบ เครื่องจักรกล

MACHINE DESIGN

เล่ม 2

SE-ED

ศ.ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

รศ.ชาญ กนัฒงาน

ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น จำกัด (มหาชน)
SE-EDUCATION PUBLIC COMPANY LIMITED

ค้นหาหนังสือที่ต้องการ ได้เร็ว ทันใจ ที่ www.se-ed.com

การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2

โดย ศ.ดร. วรสิทธิ์ อึ้งภากรณ์ และ รศ. ชาญ ถนังงาน

สงวนลิขสิทธิ์ในประเทศไทยตาม พ.ร.บ. ลิขสิทธิ์ © พ.ศ. 2556 โดย ศ.ดร. วรสิทธิ์ อึ้งภากรณ์ และ รศ. ชาญ ถนังงาน
ห้ามคัดลอก ลอกเลียน ดัดแปลง ทำซ้ำ จัดพิมพ์ หรือกระทำการอื่นใด โดยวิธีการใดๆ ในรูปแบบใดๆ
ไม่ว่าส่วนหนึ่งส่วนใดของหนังสือเล่มนี้ เพื่อเผยแพร่ในสื่อทุกประเภท หรือเพื่อวัตถุประสงค์ใดๆ
นอกจากจะได้รับอนุญาต

ข้อมูลทางบรรณานุกรมของหอสมุดแห่งชาติ

วรสิทธิ์ อึ้งภากรณ์.

การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2. --กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น, 2556.

1. เครื่องจักรกล--การออกแบบ.

I. ชาญ ถนังงาน, ผู้แต่งร่วม. II. ชื่อเรื่อง.

005.54

SE-ED
inspiration starts here

ISBN(e-book) : 978-616-08-0986-8

ผลิตและจัดจำหน่ายโดย



บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น จำกัด (มหาชน)
SE-EDUCATION PUBLIC COMPANY LIMITED

อาคารทีซีโอเอฟ ทาวเวอร์ ชั้น 19 เลขที่ 1858/87-90 ถนนบางนา-ตราด แขวงบางนา
เขตบางนา กรุงเทพฯ 10260 โทรศัพท์ 0-2739-8000

[หากมีคำแนะนำหรือติชม สามารถติดต่อได้ที่ comment@se-ed.com]

คำนำ

เนื่องจากเนื้อหาเกี่ยวกับวิชาการออกแบบเครื่องจักรกลมีอยู่มากมาย ผู้เขียนจึงได้แยกตำราออกเป็น 2 เล่ม สำหรับตำราการออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 2 นี้ ผู้เขียนได้ใช้ระบบหน่วยเอสไอทั้งหมด ซึ่งนับได้ว่าเป็นตำราเล่มแรกทางด้านวิชาการออกแบบเครื่องจักรกลที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันนี้ สำหรับขนาดมาตรฐานของชิ้นงานต่าง ๆ ผู้เขียนได้พยายามรวบรวมมาจากมาตรฐานไอเอสโอ (ISO) เท่าที่สามารถจะหาได้ ในกรณีของชิ้นส่วนที่ยังไม่มีการจัดทำเป็นมาตรฐานขึ้น ผู้เขียนก็จำเป็นต้องเลือกใช้มาตรฐานอื่น ๆ ที่เหมาะสมแทน ทั้งนี้เพื่อความสมบูรณ์ของเนื้อหาที่กล่าวถึงชิ้นส่วนนั้น ๆ

ตำราชุดการออกแบบเครื่องจักรกลนี้ เหมาะสำหรับการศึกษาด้านวิศวกรรมศาสตร์ในระดับปีที่ 3 ตัวอย่างต่าง ๆ ในแต่ละบทได้เน้นถึงหลักการคำนวณออกแบบ อย่างชัดเจน ฉะนั้น ตำราชุดนี้จึงอาจจะมีประโยชน์ต่อวิศวกรผู้ซึ่งกำลังปฏิบัติงานอยู่ด้วย

เนื้อหาในตำราเล่มนี้แบ่งออกเป็น 11 บท ในบทที่ 1 กล่าวถึงคัปปลิง บทที่ 2 - 5 เป็นการคำนวณเกี่ยวกับเฟืองชนิดต่าง ๆ บทที่ 6 และ 7 เป็นการเลือกใช้เจอร์นัลแบร์ริง และโรลลิ่งแบร์ริง บทที่ 8 กล่าวถึงเบรคและคลัตช์ บทที่ 9 คำนวณเกี่ยวกับรอยเชื่อม บทที่ 10 กล่าวถึงวิธีการเลือกขนาดสายพาน และ บทที่ 11 เป็นการเลือกขนาดโช้ ดังนั้นจึงมิได้มีความต่อเนื่องกับการออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 1 โดยตรง อย่างไรก็ตามผู้อ่านจะต้องมีพื้นฐานความรู้เบื้องต้นทางด้านกลศาสตร์ทั่วไป กลศาสตร์วัสดุ และ คณิตศาสตร์ในระดับปีที่ 2 ของการศึกษาด้านวิศวกรรมศาสตร์มาแล้ว ฉะนั้นถ้าได้ศึกษาบทที่ 1 ถึง 5 ใน ตำราการออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 1 แล้ว ผู้อ่านก็สามารถที่จะเลือกศึกษาหัวข้อต่าง ๆ ในตำราการออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 2 ได้ตามต้องการ ส่วนตารางค่าคุณสมบัติของวัสดุวิศวกรรมต่าง ๆ ที่มิได้กล่าวไว้ในที่นี้ก็ให้ใช้อ้างอิงจากตำราการออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 1

เนื้อหาที่บรรจุอยู่ในตำราการออกแบบเครื่องจักรกลทั้งสองเล่มรวมกันมีมากเกินไปพอสำหรับการศึกษาสองภาคการศึกษาต่อเนื่องกัน ดังนั้นผู้สอนที่เลือกใช้ตำราชุดนี้ จึงสามารถที่จะจัดเนื้อเรื่องต่าง ๆ สำหรับการสอนได้ตามความเหมาะสม

เนื่องจากการศึกษาด้านการออกแบบเครื่องจักรกลต้องใช้ความรู้จาก ศาสตร์เบื้องต้นแทบทุกแขนง การแก้ปัญหาจึงสามารถทำได้หลายวิธีและวิธีที่เสนอ ณ ที่นี้อาจจะมีใช้วิธี

ที่เหมาะสมที่สุด ฉะนั้นผู้เขียนจึงต้องการที่จะได้ข้อแนะนำและวิจารณ์จากผู้อ่านทุกท่านเพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงตำราในโอกาสต่อไป

ผู้เขียนขอขอบคุณอาจารย์ธนู ฉวยฉาย และคุณไพฑูริย์ อ่ำคำสร้ง ที่ได้ช่วยในการประสานงานด้านการเขียน คุณสันติ นุรพิชชิน ที่ได้ช่วยในการพิสูจน์อักษร อาจารย์จิตตวีร์ พรหมโบลและคณะที่ได้จัดทำต้นฉบับและงานด้านศิลปะด้วยความประณีต คุณบุญธรรม สิมนารักษ์ ผู้พิมพ์ต้นฉบับด้วยความเรียบร้อย คุณบุญอยู่ อนุสนธิ์พรเพิ่มและคณะ ผู้เขียนรูปด้วยความสวยงาม ภรรยาและบุตรของผู้เขียนที่ได้ให้กำลังใจแก่ผู้เขียนด้วยดีตลอดมา

ศ.ดร.วริทธิ์ อึ้งภาภรณ์

ธศ.ชาญ ฉันทชาน

SE-ED

inspiration starts here

สารบัญ

คำนำ		ก
1. คัดปลิง		1
1.0	บทนำ	1
1.1	คัดปลิงแบบแข็งเกร็ง	2
1.2	คัดปลิงแบบอ่อนตัว	11
1.3	ข้อต่อแบบกาะกะบาด	16
1.4	คัดปลิงชนิดอื่น ๆ	19
1.5	เอกสารอ่านประกอบ	19
1.6	แบบฝึกหัด	19
2. เฝือกตรง		21
2.0	บทนำ	21
2.1	คำจำกัดความ	21
2.2	มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน	23
2.3	กฎการขับของเฝือกและการทำงานของฟันเฝือก	24
2.4	ระยะการขับและอัตราส่วนการขับ	26
2.5	การขัดกัน	28
2.6	วิธีการตัดเฝือก	32
2.7	ความเค้นในฟันของเฝือกตรง	34
2.8	ความเค้นหนาแน่น	38
2.9	แรงพลวัต	40
2.10	ความคงทนของผิวหน้าฟัน เฝือกตรง	45
2.11	ชั้นหินงอก	51
2.12	วัสดุสำหรับเฝือก	52
2.13	เอกสารอ่านประกอบ	53
2.14	แบบฝึกหัด	53

3. เพลงเสียง	56
3.0 บทนำ	56
3.1 ลักษณะทั่วไป	56
3.2 สัดส่วนของพื้น	58
3.3 แรงบนพื้นเพลง	59
3.4 จำนวนพื้นสมมูล	59
3.5 ความเด่นในพื้นของเพลงเสียง	60
3.6 ความคงทนของผิวหน้าพื้นเพลงเสียง	61
3.7 เพลงก้างปลา	61
3.8 เพลงเสียงไขว้	62
3.9 เอกสารอ่านประกอบ	66
3.10 แบบฝึกหัด	66
4. เพลงดอกจอก	68
4.0 บทนำ	68
4.1 ลักษณะของเพลงดอกจอก	68
4.2 ความแข็งแรงของพื้นเพลง	69
4.3 จำนวนพื้นสมมูล	71
4.4 แรงพลวัต	73
4.5 ความคงทนของผิวหน้าพื้นเพลงดอกจอก	73
4.6 การออกแบบเพลงดอกจอกตามวิธีของสมาคมผู้ผลิตเพลง	76
4.7 เพลงเดี่ยวหมู่	82
4.8 เพลงดอกจอกชนิดอื่น	83
4.9 เอกสารอ่านประกอบ	86
4.10 แบบฝึกหัด	87
5. ชุดเพลงนอน	89
5.0 บทนำ	89
5.1 ลักษณะทั่วไปของชุดเพลงนอน	90
5.2 ความสัมพันธ์อื่น ๆ	92
5.3 พิตช์มาตรฐาน	93
5.4 ประสิทธิภาพของชุดเพลงนอน	93
5.5 ขนาดเกลียวตัวนอน	94
5.6 ความแข็งแรงของเพลงนอน	98
5.7 แรงพลวัต	98

5.8	ความคงทนของผิวหน้าพื้นเพื่องทนอน	99
5.9	การระบายความร้อน	100
5.10	ข้อคิดทั่วไปในการคำนวณออกแบบ	101
5.11	เอกสารอ่านประกอบ	106
5.12	แบบฝึกหัด	106
6.	เจอร์นัลแบร็งและการหล่อลื่น	108
6.0	บทนำ	108
6.1	ชนิดของการหล่อลื่น	108
6.2	ชนิดของเจอร์นัลแบร็ง	110
6.3	ความหนืด	110
6.4	กฎของพ็ทรอฟ	113
6.5	กลไกของการหล่อลื่น	115
6.6	สมการของเรย์โนลด์	115
6.7	แผนภูมิที่ใช้ออกแบบ	119
6.8	อุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น	120
6.9	ความหนืดที่น้อยที่สุดของฟิล์มน้ำมันในการใช้งาน	127
6.10	อัตราส่วนเคลียร์รันซ์	128
6.11	ขนาดของเจอร์นัลและความยาวแบร็ง	129
6.12	การออกแบบเจอร์นัลแบร็งให้อำนวยประโยชน์ที่สุด	130
6.13	แบร็งอัดน้ำมัน	133
6.14	วัสดุแบร็ง	138
6.15	เอกสารอ่านประกอบ	139
6.16	แบบฝึกหัด	139
7.	โรลลิ่งแบร็ง	144
7.0	บทนำ	144
7.1	ชนิดของแบร็ง	146
7.2	การใช้แบร็งคู่	148
7.3	การบรรจุลูกกลิ้ง	152
7.4	มิติมาตรฐานของโรลลิ่งแบร็ง	152
7.5	ความเสียดทานของโรลลิ่งแบร็ง	153
7.6	อายุใช้งานของแบร็ง	154
7.7	การประเมินค่าอายุใช้งานและแรง	155
7.8	แรงสมมูล	161

7.9	ตัวประกอบใช้งาน	165
7.10	อายุใช้งานโดยสังเขป	168
7.11	การเลือกแบร้งให้มีโอกาสอยู่รอดมากกว่า 90%	176
7.12	การเลือกแบร้งสำหรับรับแรงเปลี่ยนแปลง	179
7.13	การหล่อลื่น	182
7.14	เอกสารอ่านประกอบ	184
7.15	แบบฝึกหัด	184
8.	เบรคและคลัตช์	189
8.0	บทนำ	189
8.1	พื้ชชิตีฟว้คอนแทคคลัตช์	189
8.2	คลัตช์แผ่น	193
8.3	คลัตช์ลิ้ม	199
8.4	คลัตช์ชนิดอื่น ๆ	202
8.5	เบรค	204
8.6	ข้อคิด เกี่ยวกับพลังงานและกำลังงาน	204
8.7	เบรคแผ่นคาค	206
8.8	เบรคแผ่นคาคแบบดีฟเฟอร์ เรน เซียล	208
8.9	เบรคกำมพูชนิดลิ้น	211
8.10	เบรคกำมพูชนิดยาวอยู่ด้านนอก	214
8.11	เบรคกำมพูชนิดยาวอยู่ด้านใน	218
8.12	เบรคชนิดอื่น ๆ	221
8.13	เอกสารอ่านประกอบ	222
8.14	แบบฝึกหัด	222
9.	การเชื่อมต่อ	228
9.0	บทนำ	228
9.1	วิธีการเชื่อม	228
9.2	ชนิดของรอยเชื่อม	230
9.3	การให้ชื่อลวดเชื่อม	231
9.4	รอยเชื่อมรับแรงมีสมมาตร	233
9.5	การตัดในรอยเชื่อม	236
9.6	การปิดในรอยเชื่อม	240
9.7	เอกสารอ่านประกอบ	246
9.8	แบบฝึกหัด	247

10. สายพาน	251
10.0 บทนำ	251
10.1 ชนิดและวัสดุสายพาน	251
10.2 ลักษณะการขับเคลื่อนสายพาน	252
10.3 กลศาสตร์ของสายพานแบน	254
10.4 การครีฟและการสลิป	257
10.5 ความเค้นในสายพาน	258
10.6 ความกว้างและความยาวสายพานแบน	260
10.7 ล้อสายพาน	264
10.8 การทำให้เกิดแรงตึงขึ้นต้นในสายพานแบน	268
10.9 การคำนวณหาขนาดของสายพานแบน	272
10.10 สายพานลิ่ม	282
10.11 ขนาดสายพานและล้อสายพานลิ่ม	282
10.12 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม	284
10.13 การทำให้เกิดแรงตึงขึ้นต้นในสายพานลิ่ม	286
10.14 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ่ม	288
10.15 เอกสารอ่านประกอบ	304
10.16 แบบฝึกหัด	305
11. โซ่	308
11.0 บทนำ	308
11.1 การใช้งาน	309
11.2 ชนิดของโซ่	310
11.3 เฟืองโซ่	313
11.4 การส่งกำลัง	314
11.5 ความเค้นในโซ่	319
11.6 โซ่มาตรฐาน	322
11.7 การคำนวณหาขนาดโซ่	325
11.8 เอกสารอ่านประกอบ	339
11.9 แบบฝึกหัด	340
ดัชนี	343

1.0 บทนำ

การต่อเพลาเข้าด้วยกันทำได้หลายวิธี วิธีหนึ่งที่ทำได้คือการใช้คัปปลิง (coupling) ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากเหตุที่ว่าเพลาที่ใช้งานมีขนาดยาวมาก จึงต้องต่อกันโดยใช้คัปปลิง หรืออาจใช้ต่อจากเพลาของเครื่องต้นกำลังมาขับเคลื่อนส่วนอื่นก็ได้

คัปปลิงที่ใช้กับเครื่องจักรมีความมุ่งประสงค์หลายประการ เช่น

- ก) ใช้ต่อเพลาของอุปกรณ์ที่ผลิตแยกกัน เช่น เพลาของมอเตอร์กับเครื่องสูบ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถถอดออกซ่อมแซมได้
- ข) ช่วยให้เพลามีการเยื้องศูนย์กลางได้บ้างหรือทำให้เกิดภาวะอ่อนตัว (flexible) ทางกล
- ค) ช่วยลดการส่งแรงกระตุกจากเพลาอันหนึ่งไปยังอีกอันหนึ่ง
- ง) ช่วยป้องกันการเกิด การเกินภาระ (over load)
- จ) ช่วยลดการสั่นสะเทือน

จากความมุ่งประสงค์ดังกล่าว จึงแบ่งคัปปลิงออกได้เป็น

1. คัปปลิงแบบแข็งเกร็ง (rigid coupling) ใช้กับรอยต่อของเพลาที่มีระยะห่างระหว่างปลายเพลาคงที่และศูนย์กลางของเพลาทั้งสองต้องตรงกัน และอยู่ในแนวเดียวกัน
2. คัปปลิงแบบอ่อนตัว (flexible coupling) มีความยืดหยุ่นได้เล็กน้อยใช้ต่อเพลาที่เยื้องศูนย์กลางได้ และยังช่วยลดการสั่นสะเทือนได้ด้วย
3. คัปปลิงนิรภัย (safety coupling) ใช้ป้องกันการรอยต่อจากการเกินภาระหรือเมื่อมีโมเมนต์บิดสูงเกินไป จะทำงานได้ด้วยตัวเองโดยการเบรค หรือวิธีการอย่างอื่น
4. คัปปลิงแบบสลลิป (slip coupling) จะหมุนได้เมื่อความเร็วรอบพอ ๆ กัน แต่ถ้าตัวขับเคลื่อนมีความเร็วลดลง คัปปลิงจะทำให้เกิดการหลวมตัวขึ้น

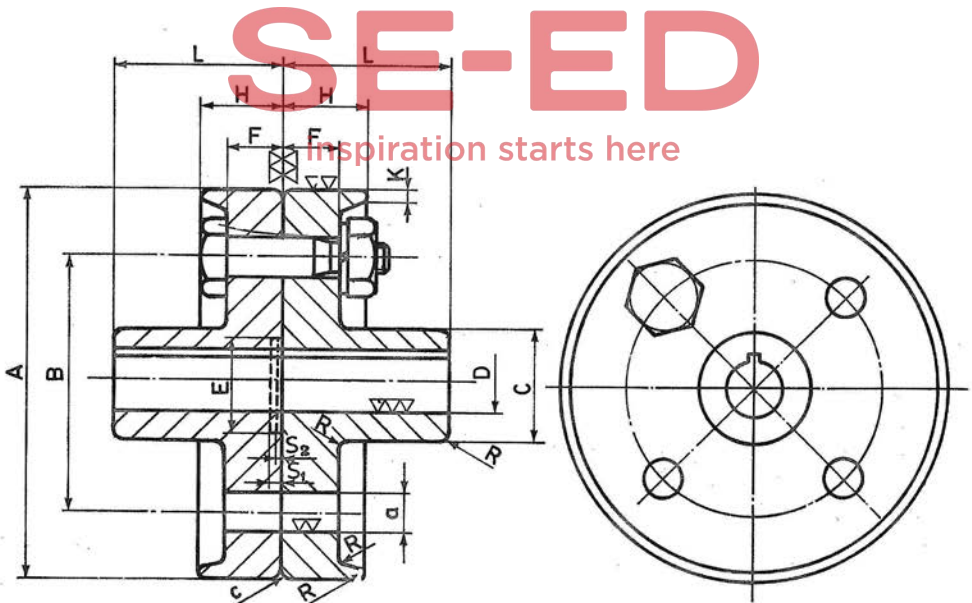
5. คัปปลิงแบบควบคุมได้ (controllable coupling) ทำให้สามารถควบคุมโมเมนต์บิดใช้งานและความเร็วรอบได้

1.1 คัปปลิงแบบแข็งเกร็ง

คัปปลิงแบบแข็งเกร็งใช้ต่อเพลาที่อยู่ในแนวเดียวกัน ไม่มีการเยื้องศูนย์ ใช้ส่งโมเมนต์บิดได้

1.1.1 คัปปลิงแบบหน้าแปลน (flange coupling)

คัปปลิงแบบนี้ใช้ต่อเพลาที่มีขนาดเท่ากันหรือไม่เท่ากันก็ได้ แต่ต้องอยู่ในแนวศูนย์เดียวกัน มักใช้ต่อเมื่อเพลายาว ใช้ส่งกำลัง เช่น ต่อเพลาส่งกำลัง หรือต่อกับเพลาที่ขับเฟือง ระยะห่างระหว่างปลายเพลาที่ต่อกันจะต้องคงที่ หน้าแปลนยึดติดกับเพลาด้วยลิ่ม หน้าแปลนทั้งสองยึดติดกันโดยใช้สลักเกลียว โดยรูเจาะบนหน้าแปลนของคัปปลิงจะต้องพืดพอดีกับตัวสลักเกลียว ซึ่งต้องใช้การรีเมอร์ (reamer) รูเจาะ จากรูป 1.1 เป็นคัปปลิงแบบหน้าแปลนตามมาตรฐาน JIS B 1451 - 1975



รูป 1.1 คัปปลิงแบบหน้าแปลน

ข้อสังเกต การวางรูเจาะบนหน้าแปลนจะวางให้สมมาตรกับร่องลิ่ม

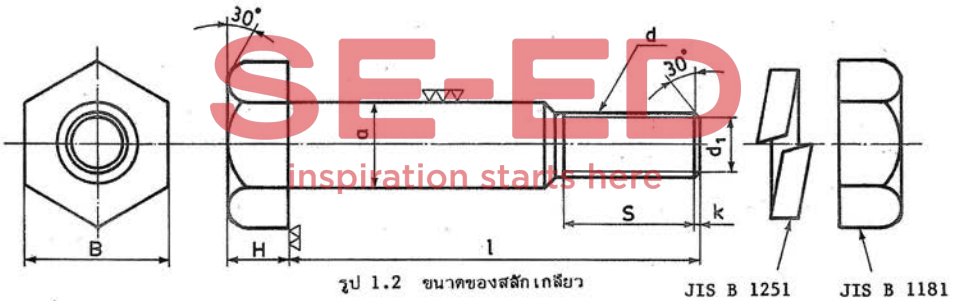
ตาราง 1.1 ขนาดของคัปปลิงแบบหน้าแปลนตามมาตรฐาน JIS B 1451 - 1975

หน่วยเป็น มม.

ขนาด A	ขนาดเพลาน์		L	C	B	F	H	K	จำนวน สลัก เกลียว n	a	Spigot and Socket			R (ประมาณ)	c (ประมาณ)
	โตสุด D	เล็กสุด									E	S ₂	S ₁		
112	25	16	40	45	75	16	22.4	4	4	10	40	2	3	2	1
125	28	18	45	50	85	18	25	4	4	14	45	2	3	2	1
140	35	20	50	63	100	18	25	4	6	14	56	2	3	2	1
160	45	25	56	80	115	18	25	6	8	14	71	2	3	3	1
180	50	28	63	90	132	18	25	6	8	14	80	2	3	3	1
200	56	32	71	100	145	22.4	31.5	6	8	16	90	3	4	3	1
224	63	35	80	112	170	22.4	31.5	6	8	16	100	3	4	3	1
250	71	40	90	125	180	28	40	8	8	20	112	3	4	4	1
280	80	50	100	140	200	28	45	8	8	20	125	3	4	4	1
315	90	63	112	160	236	28	45	8	8	20	140	3	4	4	1
355	100	71	125	180	260	35.5	63	10	8	25	160	3	4	5	1

เพื่อให้ถอดคัปปลิงออกจากเพลาน์ได้สะดวก อาจใช้จาระเขนงชนิดเรียวก็ได้

ตาราง 1.2 สลักเกลียวที่ใช้สำหรับขันหน้าแปลนของคัปปลิง ตามมาตรฐาน JIS B 1003



รูป 1.2 ขนาดของสลักเกลียว

JIS B 1251

JIS B 1181

การให้ชื่อ ขนาด a x l	การให้ชื่อ เกลียว d	a	d ₁	s	k	l	H	B
10×46	M10	10	7	14	2	46	7	17
14×53	M12	14	9	16	3	53	8	19
16×67	M16	16	12	20	4	67	10	24
20×82	M20	20	15	25	4	82	13	30
25×102	M24	25	18	27	5	102	15	36

วัสดุที่ใช้ทำชิ้นส่วนต่าง ๆ ของคัปปลิง ควรเป็นวัสดุดังต่อไปนี้คือ

หน้าแปลน - เหล็กหล่อสีเทาเกรด 3 FC 20 ตามมาตรฐาน JIS G 5501 - 1976 $\sigma_u \approx 200 \text{ N/mm}^2$

- เหล็กกล้าคาร์บอนหล่อ SC 42 ตามมาตรฐาน JIS G 5101 - 1975 $\sigma_u \approx 420 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_y \approx 206 \text{ N/mm}^2$
- เหล็กกล้าคาร์บอนตีขึ้นรูป (forging) SF 45 ตามมาตรฐาน JIS G 3201 - 1964 $\sigma_u \approx 450 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_y \approx 230 \text{ N/mm}^2$
- เหล็กกล้าคาร์บอน S 25 C ตามมาตรฐาน JIS G 4051-1965 $\sigma_u \approx 250 \text{ N/mm}^2$
- สลักเกลียว - เหล็กกล้ารีดร้อน SS 41 ตามมาตรฐาน JIS G 3101 - 1976 และแป้นเกลียว $\sigma_u \approx 400 \text{ N/mm}^2$ $\sigma_y \approx 240 \text{ N/mm}^2$
- แหวนสปริง - เหล็กกล้าคาร์บอนสูง SWRH 62(A, B) ตามมาตรฐาน JIS G 3506 - 1973

1.1.1.1 การให้ชื่อคัปปลิงแบบหน้าแปลน

ใช้หมายเลขมาตรฐานหรือชื่อมาตรฐานขึ้นต้น แล้วตามด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางนอกของหน้าแปลน \times ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา (ถ้าใช้เพลลาขนาดไม่เท่ากันต้องกำหนดไว้ด้วย) และวัสดุที่ใช้ทำหน้าแปลน ถ้าใช้หน้าแปลนชนิดไม่มีขอบต้องกำหนดไว้ด้วยว่า "ไม่มีขอบ" และกรณีที่ทำหน้าแปลนมี spigot และ socket ก็ใช้อักษร M และ F กำกับไว้ด้วย เช่น

JIS B 1451 140 \times 35 (FC 20)

JIS B 1451 180 \times 50 (S 25 C) ไม่มีขอบ

คัปปลิงแบบหน้าแปลน 200 \times 56 MF (SF 45)

คัปปลิงแบบหน้าแปลน 160 \times 45 M \times 40 F (SC 42)

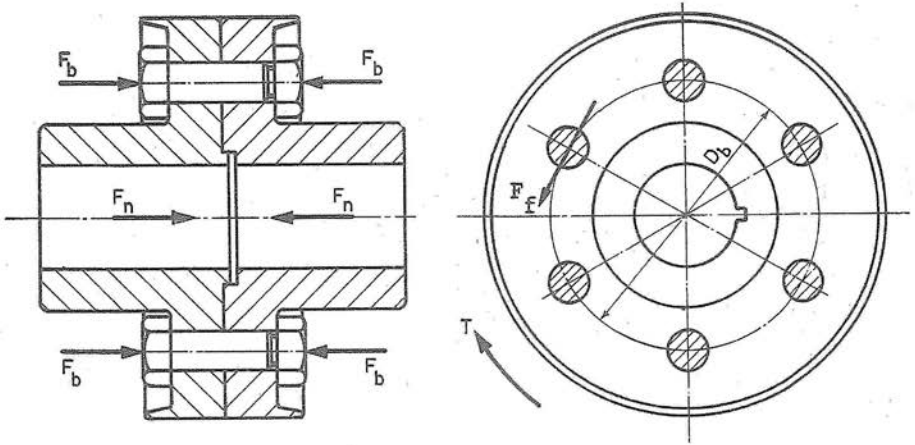
ข้อดี : เมื่อเปรียบเทียบกับ shifting coupling แล้ว ถ้ามีขนาดระบุ (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา) เท่ากันแล้ว คัปปลิงแบบหน้าแปลนจะส่งโมเมนต์บิดได้มากกว่า และใช้ต่อเพลลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่างกันได้

ข้อเสีย : การถอดและการประกอบทำได้ยากกว่า shifting coupling เนื่องจากต้องการเนื้อที่มากกว่า

1.1.1.2 การคำนวณ

การส่งโมเมนต์บิดของคัปปลิงแบบนี้ทำได้โดยอาศัยความเสียดทานระหว่างหน้าสัมผัสของหน้าแปลน ซึ่งจะเกิดขึ้นได้จากสลักเกลียวที่ใช้ขันยึดหน้าแปลนให้สัมผัสกัน จากความเสียดทานที่หน้าสัมผัส

โมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียดทาน $T_f \geq$ โมเมนต์บิด T



รูป 1.3 แรงบนคัปปลิง

ถ้า D_b เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิตช์ของสลักเกลียว (ประมาณกึ่งกลางของหน้าสัมผัสของหน้าแปลน) และ F_f เป็นแรงเสียดทาน

$$T_f = F_f \cdot \frac{D_b}{2} = F_f \cdot f \cdot \frac{D_b}{2} \geq T$$

เป็นโมเมนต์บิดที่เกิดจากแรงเสียดทานที่หน้าสัมผัส เมื่อมีสลักเกลียวจำนวน n ตัว และแต่ละตัวมีแรงดึง F_b แล้ว แรงกดทั้งหมดที่หน้าสัมผัส

$$F_n = F_b \cdot n$$

ดังนั้นคัปปลิงแบบหน้าแปลนนี้จะส่งโมเมนต์บิดได้

$$T = F_b \cdot n \cdot f \cdot \frac{D_b}{2} \quad \text{Nmm} \quad (1.1)$$

โดยที่

F_b = แรงกดที่หน้าสัมผัสซึ่งมีค่าเท่ากับแรงดึงขั้นต้นของสลักเกลียว F_i เป็น N
 $F_b = F_i = 0.8 \cdot \sigma_y \cdot A_s$; σ_y ความต้านแรงดึงครากของวัสดุ - สลักเกลียว เป็น N/mm², A_s พื้นที่รับความเค้นของสลักเกลียว เป็น mm²,

$$A_s \geq \frac{F_i}{\sigma_{td}} \quad \text{เป็น mm}^2$$

n = จำนวนสลักเกลียว

f = สัมประสิทธิ์ความเสียหาย ดูได้จากตาราง 1.3

D_b = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลมพิศขัของสลักเกลียวเป็น mm

ในทางค่านิยมมักไม่นิยมคำนวณหาขนาดของคัปปลิง แต่จะเลือกใช้ขนาดคัปปลิงจากบริษัทผู้ผลิตซึ่งเป็นขนาดมาตรฐาน โดยจะเลือกขนาดคัปปลิงจากขนาดของเพลลาที่ใช้งาน ทั้งนี้เพราะผู้ผลิตได้ออกแบบสร้างคัปปลิงให้สามารถส่งโมเมนต์บิดได้สูงสุดเท่าที่เพลลาจะส่งได้อยู่แล้ว ดังนั้นจึงใช้ขนาดเพลลาเพื่อเลือกขนาดคัปปลิงได้ (สังเกตได้จากตาราง 1.1 จะพบว่าขนาดของคัปปลิงเปลี่ยนแปลงไปตามขนาดของเพลลา)

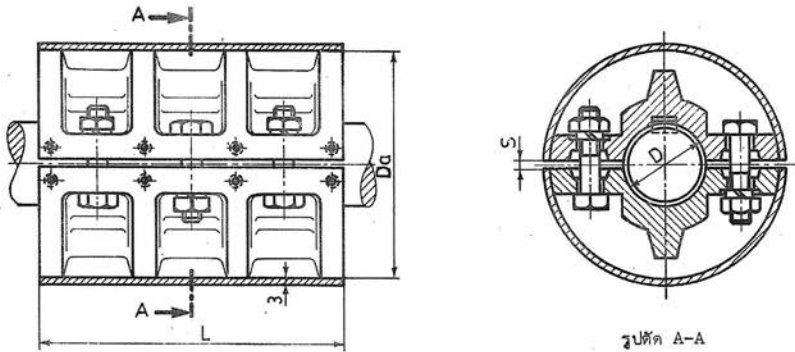
เมื่อต้องการตรวจสอบว่าคัปปลิงจะใช้งานได้หรือไม่ก็อาจทำได้โดยตรวจสอบแรงเฉือนในสลักเกลียว แรงอัดบนสลักเกลียว แรงเฉือนบนหน้าแปลนที่ hub และแรงเฉือนและแรงอัดบนลิ้ม โดยใช้พื้นฐานความรู้ที่ได้กล่าวไว้แล้วในหนังสือการออกแบบเครื่องจักรกล เล่มหนึ่ง ในบทที่ 7 และ 8

ตาราง 1.3 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายโดยประมาณ

วัสดุ	สัมประสิทธิ์ความเสียหาย			
	สลักเกลียว	f	เลื่อน	f_o
	แห้ง	เปียก	แห้ง	เปียก
เหล็กกล้ากับเหล็กกล้า	0.15-0.20	0.10	0.10-0.15	0.05
เหล็กกล้ากับ เหล็กหล่อ				
ทองเหลืองหรือบรอนซ์	0.18-0.25	0.10	0.15-0.20	0.05
เหล็กหล่อกับ เหล็กหล่อ				
หรือบรอนซ์	0.22-0.26	0.16	0.15-0.20	0.10
โลหะกับไม้	0.50-0.60	0.10	0.20-0.50	0.08
ไม้กับไม้	0.50-0.70	0.20	0.20-0.40	0.005-0.15
สายพานหนังกับเหล็กหล่อ				
หรือ เหล็กหล่อ เหนียว	0.50-0.60	0.30	0.30-0.50	0.20
ปะเก็นกับโลหะ	0.60	0.25	0.25	0.12
แผ่นผ้า เบรคและคลัตช์ที่ทำ				
จากใยหินกับเหล็กกล้า				
เหล็กหล่อ เหนียวหรือ				
เหล็กหล่อ	-	-	0.30-0.50	0.15-0.30

1.1.2 Ribbed compression coupling

คัปปลิงแบบนี้มีอยู่สองซีก ยึดติดกันได้โดยใช้สลักเกลียว ดังรูป 1.4 เมื่อขันสลัก



รูป 1.4 Ribbed compression coupling

เกลียวให้แน่นจะทำให้เกิดแรงกระแทกเพลากับคัปปลิง เป็นผลให้เกิดความเสียหายระหว่างผิวสัมผัส ซึ่งใช้ส่งโมเมนต์บิดได้ นอกจากนี้แล้วระหว่างเพลากับคัปปลิงก็ยั้งต้องใส่ลิ่มไว้ อีกด้วย จึงช่วยให้ส่งโมเมนต์บิดได้มากขึ้นอีก คัปปลิงชนิดนี้เหมาะกับการใช้งานหนัก

ข้อดี : เมื่อเปรียบเทียบกับคัปปลิงแบบหน้าแปลนก็คือ การถอดและการประกอบทำได้ง่ายกว่าและมีขนาดเล็กกว่า

ข้อเสีย : เมื่อเปรียบเทียบกับคัปปลิงแบบหน้าแปลนก็คือ เมื่อใช้กับเพลานขนาดเท่ากันจะส่งโมเมนต์บิดได้น้อยกว่า

ขนาดของ Ribbed compression coupling ตามมาตรฐาน DIN 115 ดูได้จากตาราง 1.4

ตาราง 1.4 ขนาดของ Ribbed compression coupling ตามมาตรฐาน DIN 115

ขนาดเพล D mm	โมเมนต์บิด T N.m	D_a mm	L mm	น้ำหนัก โดยประมาณ N
25	13.73	100	130	49
30	27.47	100	130	49
35	51.01	110	160	68
40	88.29	110	160	68
45	137.34	120	190	88
50	215.82	130	190	108

ตาราง 1.4 ขนาดของ Ribbed compression coupling ตามมาตรฐาน DIN 115

ขนาดเพลลา D mm	โมเมนต์บิด T N.m	D_a mm	L mm	น้ำหนัก โดยประมาณ N
55	314	150	220	147
60	441	150	220	137
65	549	170	250	206
70	588	170	250	196
80	1373	190	280	373
90	2158	215	310	451
100	3335	250	350	637
110	4905	250	390	736
125	8044	275	430	814
140	12 753	320	490	1520
160	21 582	360	560	2158
180	34 335	420	630	3139
200	510 120	500	700	5395

วัสดุที่ใช้ทำคัปปลิงชนิดนี้ได้แก่ เหล็กหล่อสีเทา หรือ เหล็กกล้าหล่อ

1.1.2.1 การคำนวณ

การส่งโมเมนต์บิดของคัปปลิงแบบนี้ ทำได้โดยอาศัยความเสียดทานระหว่างเพลลา กับคัปปลิง โดยผลจากการขันสลักเกลียวให้คัปปลิงบีบแน่นกับเพลลา ดังนั้นโมเมนต์บิดที่ ribbed compression coupling ส่งได้คือ

$$T = F_b \cdot n \cdot f \cdot \frac{D}{2} \quad \text{Nmm} \quad (1.2)$$

โดยที่ D เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูเจาะของคัปปลิง

ตัวอย่าง 1.1

คัปปลิงที่ใช้งานอยู่โดยทั่วไปมักจะออกแบบโดยผู้ผลิต ส่วนผู้ใช้ก็เพียงแค่เลือก คัปปลิงมาใช้ให้เหมาะสม การคำนวณที่จะแสดงให้เห็นในตอนต่อไปนี้ ไม่เพียงแต่จะเป็นการ แสดงวิธีวิเคราะห์ความเค้นเท่านั้น แต่จะแสดงให้เห็นถึงการเลือกใช้ค่าความปลอดภัยอย่าง

เหมาะสมของผู้ชำนาญในการออกแบบอีกด้วย จากแค็ตตาล็อก (catalog) ของบริษัทผู้ผลิต คัปปลิงกำหนดขนาดของคัปปลิงดังรูป 1.1 ดังนี้คือ $D = 75 \text{ mm}$ $C = 136 \text{ mm}$ $L = 120 \text{ mm}$ $a = 20 \text{ mm}$ $B = 210 \text{ mm}$ $F = 27 \text{ mm}$ กำหนดให้เพลลาทำจากวัสดุ AISI 1030 CD สลักเกลียวและลิ้มทำจากวัสดุ AISI 1020 CD และหน้าแปลนทำจาก AISI C 1117 จำนวนสลักเกลียว $n = 4$ และอยู่ห่างเท่ากัน ให้ใช้ค่าความปลอดภัย 3.5 จากความต้านแรงเฉือนคราก เพื่อให้ครอบคลุมถึงความเค้นหนาแน่นที่ฟิลเล็ด ในการหาโมเมนต์บิดของเพลลาแล้ว จึงใช้ค่าโมเมนต์บิดนี้หาค่าความปลอดภัยกับชิ้นส่วนต่าง ๆ ของคัปปลิง

วิธีทำ

จากตาราง ข-2 AISI 1020 CD $\sigma_y = 66 \text{ ksi} = 66(6.895)$
 $= 455.07 \text{ N/mm}^2$

AISI 1030 CD $\sigma_y = 76 \text{ ksi} = 76(6.895)$
 $= 524.02 \text{ N/mm}^2$

จากตาราง ข-3 AISI C 1117 $\sigma_y = 59 \text{ ksi} = 59(6.895)$
 $= 406.80 \text{ N/mm}^2$

ใช้ค่า $\tau_y = 0.6 \sigma_y$ ดังนั้น

AISI 1020 CD $\tau_y = 0.6(455.07) = 273.04 \text{ N/mm}^2$

AISI 1030 CD $\tau_y = 0.6(524.02) = 314.41 \text{ N/mm}^2$

AISI C 1117 $\tau_y = 0.6(406.80) = 244.08 \text{ N/mm}^2$

โมเมนต์บิดสูงสุดที่เพลลาส่งได้ หาค่าได้จากสมการ

$$T = \tau \frac{\pi D^3}{16}$$

$$= \left(\frac{314.41}{3.5}\right) \frac{\pi(75^3)}{16} = 7\,441\,183 \text{ N.mm}$$

$$= 7441.18 \text{ N.m}$$

สลักเกลียวอาจจะขาดด้วยแรงเฉือนที่ผิวสัมผัสของหน้าแปลน ในกรณีนี้ใช้สลักเกลียวขนาด M20 ซึ่งมีพื้นที่รับแรงเฉือน $\frac{\pi}{4}(20^2) \text{ mm}^2$ เมื่อใช้สลักเกลียวสี่ตัว พื้นที่รับแรงเฉือนจึงมีค่าเท่ากับ $\pi(20^2) \text{ mm}^2$ แรงเฉือนมีค่าเท่ากับ $\tau A = \tau \pi(20^2)$ แขนของโมเมนต์ของแรงเฉือนคือ $r = B/2 = 210/2 = 105 \text{ mm}$ ดังนั้น โมเมนต์บิด T คือ

$$T = Fr = \tau \pi (20^2) \left(\frac{105}{1000}\right) = 7441.18 \text{ N.m}$$

$$\tau = 56.39 \text{ N/mm}^2$$

เพราะฉะนั้นค่าความปลอดภัยสำหรับสลักเกลียว ภายใต้แรงเฉือน และไม่คิดผลจากความเสียดทานคือ

$$N = \frac{273.04}{56.39} = 4.84$$

พื้นที่ซึ่งเกิดการอัดกันระหว่างสลักเกลียวกับหน้าแปลนคือ aF สำหรับสลักเกลียว 4 ตัว $A = 4aF = 4(20)(27) = 2160 \text{ mm}^2$ แรงอัดมีค่าเท่ากับ $\sigma_c A = \sigma_c (2160)$ แขนของโมเมนต์ของแรงอัดคือ $r = B/2 = 105 \text{ mm}$ ดังนั้นโมเมนต์บิด T คือ

$$T = Fr = \sigma_c (2160) \left(\frac{105}{1000}\right) = 7441.18 \text{ Nm}$$

$$\sigma_c = 32.81 \text{ N/mm}^2$$

เพราะฉะนั้นค่าความปลอดภัยสำหรับสลักเกลียวและหน้าแปลนภายใต้แรงอัด โดยคิดจากวัสดุหน้าแปลน คือ

$$N = \frac{406.80}{32.81} = 12.40$$

หน้าแปลนอาจจะขาดด้วยแรงเฉือนที่ด้านนอกของ hub พื้นที่รับแรงเฉือนคือ πCF แรงเฉือนมีค่าเท่ากับ $\tau \pi CF = \tau \pi (136)(27)$ และแขนของโมเมนต์ของแรงเฉือนคือ $r = C/2 = 136/2 = 68 \text{ mm}$ ดังนั้นโมเมนต์บิด T คือ

$$T = Fr = \tau \pi (136)(27) \left(\frac{68}{1000}\right) = 7441.18$$

$$\tau = 9.48 \text{ N/mm}^2$$

เพราะฉะนั้น ค่าความปลอดภัยสำหรับหน้าแปลนภายใต้แรงเฉือนคือ

$$N = \frac{244.08}{9.48} = 25.75$$

ดังนั้นจะเห็นได้ว่า แรงเฉือนจะไม่ทำให้หน้าแปลนส่วนนี้เสียหายได้ แม้จะนำเอาค่าความต้านแรงล้า (fatigue strength) เข้ามาพิจารณาด้วยก็ตาม แต่บริเวณนี้อาจเสียหายได้ถ้าเกิดความเค้นดัดอันเป็นผลมาจากหน้าแปลนเอียงแนวกัน (misalignment) นอกจากนี้ยังอาจสังเกตได้ว่าสลักเกลียวจะอยู่ภายใต้แรงดัดบ้างเล็กน้อย

สมมติว่าเลือกใช้ลิมขนาด $20 \times 12 \text{ mm}$ และมีความยาวเท่ากับความยาวของ hub $L = 120 \text{ mm}$ จะคำนวณหาค่าความปลอดภัยของลิมได้จากสมการ

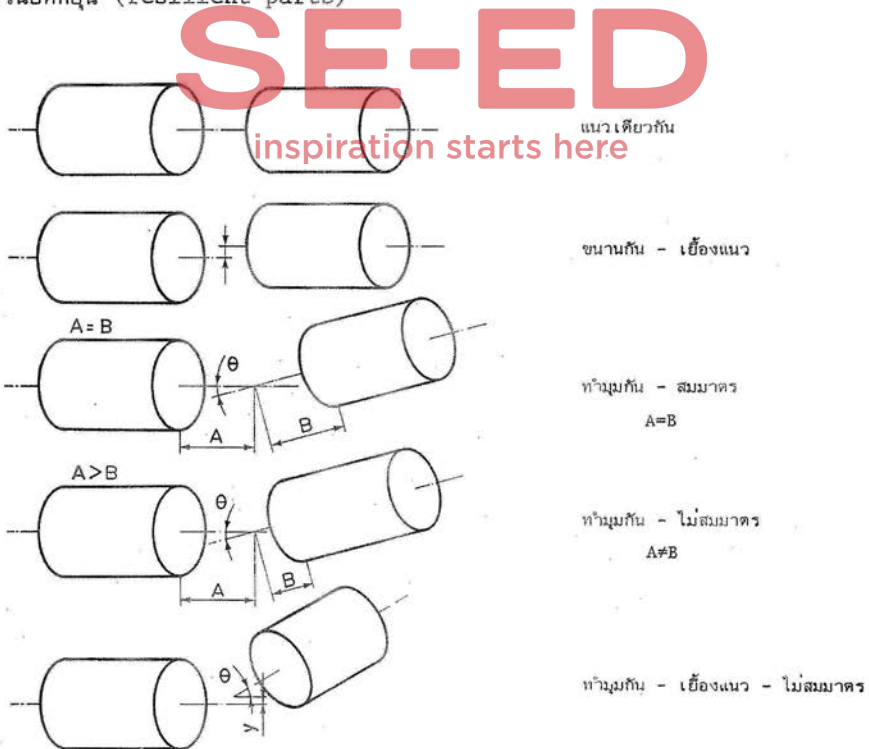
$$\text{การเฉือน} \quad N = \frac{273.04}{\tau} = \frac{273.04 \text{ bdL}}{2T} = \frac{273.04(20)(75)(120)}{2(7441.183)} = 3.30$$

$$\text{การอัด} \quad N = \frac{455.07}{\sigma_c} = \frac{455.07 \text{ hdL}}{4T} = \frac{455.07(12)(75)(120)}{4(7 \ 441.183)} = 1.65$$

ถ้าเพลาน้อยอยู่ในแนวเดียวกันพอดีและถ้าแรงกระทำจากภายนอกทำให้เกิดความเค้นสูง เพลาก็เกิดการเสียหายเนื่องจากความล้า และจากค่าความปลอดภัยที่หน้าแปลนบริเวณ hub แสดงให้เห็นว่า หน้าแปลนสามารถรับแรงดัดได้ ถ้ามีการเยื้องแนวเพียงเล็กน้อย ถ้าหน้าแปลนอยู่ใกล้แบริ่งมาก เพลาก็โก่งน้อยทำให้ความเค้นบนหน้าแปลนที่เกิดจากการโก่งของเพลามีค่าน้อยลงด้วย แต่อย่างไรก็ตามพึงระลึกไว้ว่า การแอนของเพลาก็บริเวณใกล้แบริ่งอาจเป็นแหล่งที่ทำให้เกิดความเค้นสูงมากได้

1.2 คัปปลิงแบบอ่อนตัว

คัปปลิงแบบอ่อนตัว (flexible coupling) ใช้ต่อเพลานี้เยื้องแนวกันในลักษณะต่าง ๆ ดังรูป 1.5 และช่วยลดผลจากการกระตุกและการกระแทกจากแรงภายนอกที่ส่งผ่านเพลานี้ คัปปลิงแบบอ่อนตัวแบ่งออกอย่างกว้าง ๆ ได้เป็นสองประเภทคือ (1) คัปปลิงที่อ่อนตัวทางคานาคินเนมาติก (kinematic flexibility) โดยใช้ชิ้นส่วนแข็ง และ (2) คัปปลิงที่ใช้ชิ้นส่วนยืดหยุ่น (resilient parts)



รูป 1.5 ลักษณะการเยื้องแนวของเพลานี้

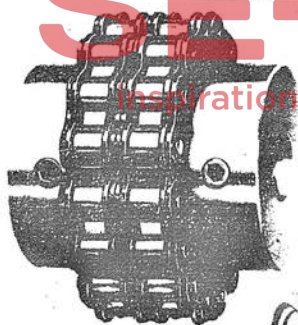
คัปปลิงแบบอ่อนตัวที่ใช้ชิ้นส่วนแข็ง ออกแบบไว้สำหรับใช้กับเพลลาที่เยื้องแนวโดยเฉพาะ และไม่มีบังคับทิศทางในการเยื้องแนว คัปปลิงชนิดนี้ส่งโมเมนต์บิดได้โดยไม่มี angular play (นั่นคือไม่มีการอ่อนตัวทางด้านมุมบิด) มากเกินกว่าที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้ นอกจากนี้ คัปปลิงประเภทนี้ยังใช้รับแรงกระตุกและแรงกระแทกได้ด้วย คัปปลิงแบบอ่อนตัวประเภทนี้มีลักษณะต่าง ๆ ดังรูป 1.6 1.7 1.8 1.9 และ 1.10



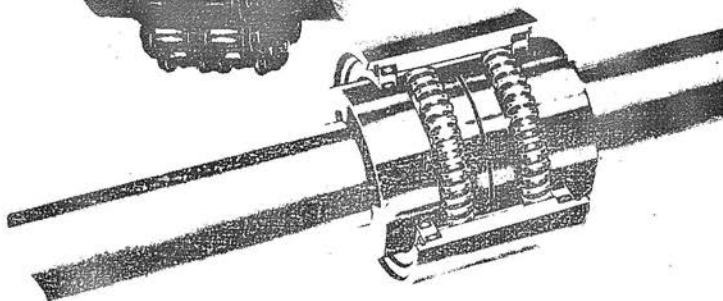
รูป 1.6 Double slider coupling
(oldham's coupling)



รูป 1.7 Slider block coupling



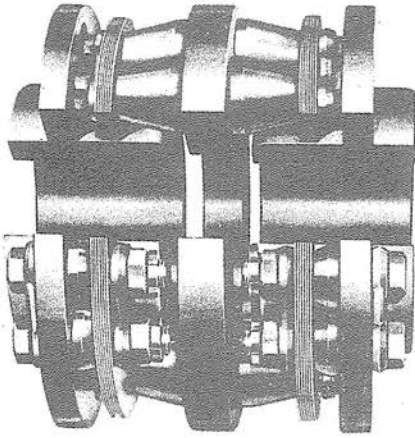
รูป 1.8 Double roller chain



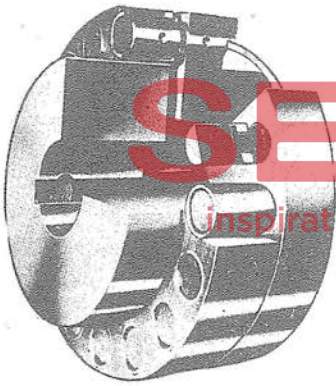
รูป 1.9 Gear coupling

คัปปลิงแบบอ่อนตัวที่ใช้วัสดุยืดหยุ่นเป็นส่วนประกอบ สามารถใช้ต่อเพลลาที่เยื้องแนวได้ และใช้รับแรงกระตุกและแรงกระแทกได้ คัปปลิงประเภทนี้มีความอ่อนตัวทางด้านมุมบิด จึงทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ "ช่วยปรับการผิดศูนย์เชิงมุม" ด้วย ดังนั้นจึงเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติในการสั่นสะเทือนของชิ้นส่วนที่ต่อกับคัปปลิงประเภทนี้ได้ ลักษณะต่าง ๆ ของคัปปลิงประเภทนี้ได้

จากรูป 1.11 1.12 และ 1.13 ซึ่งมีโลหะทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนยึดหยุ่น

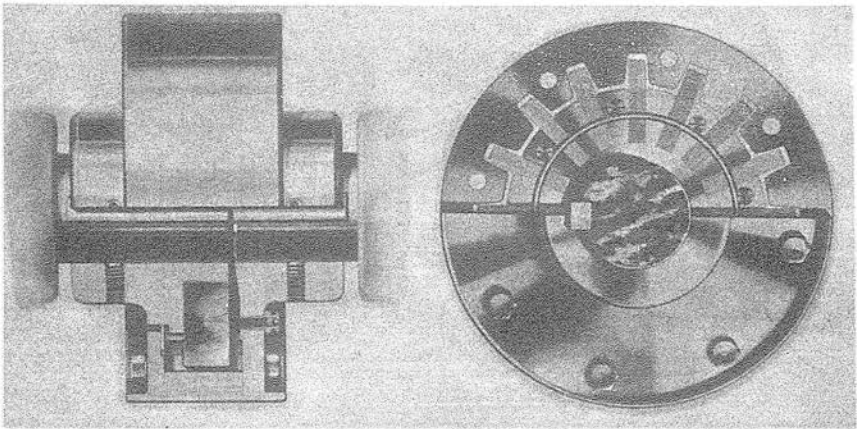


รูป 1.10 Flexible disc coupling

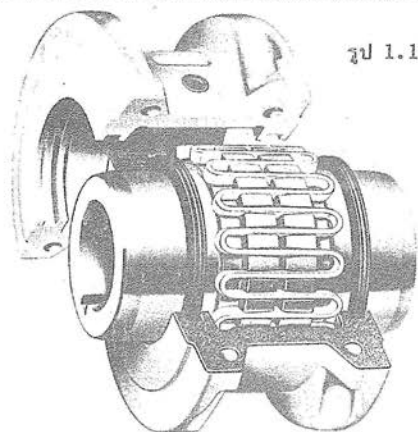


รูป 1.11 Franke pin coupling

inspiration starts here



รูป 1.12 Laminated metal radial spoke coupling

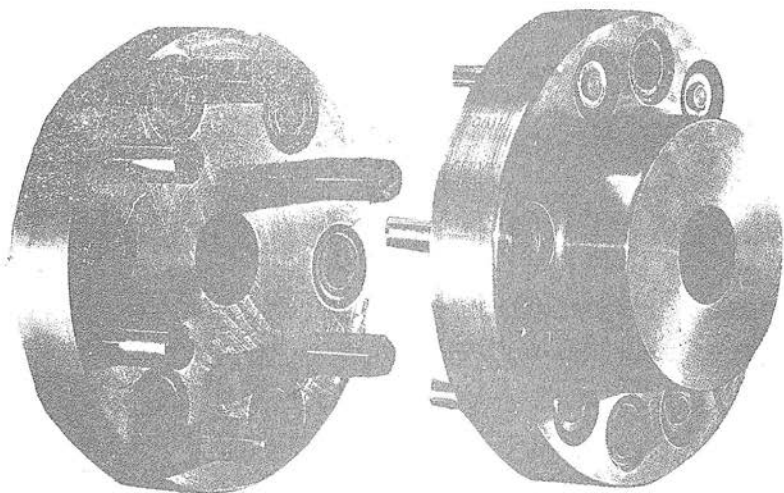


รูป 1.13 Steelflex coupling

คัปปลิงแบบอ่อนตัวอีกกลุ่มหนึ่งที่ใช้อโลหะเป็นชิ้นส่วนอ่อนตัว ในกลุ่มนี้มีการออกแบบสองลักษณะคือ (1) อโลหะที่ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนอ่อนตัวอยู่ภายใต้การอัตรระหว่างหน้าแปลนของคัปปลิง และ (2) อโลหะที่ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนอ่อนตัวยึดติดอยู่กับหน้าแปลนของคัปปลิง ดังนั้นจึงอยู่ภายใต้การเหือน ซึ่งแบบหลังนี้มีค่าคงที่ในการบิด (torsional spring constant) น้อยกว่าแบบที่รับแรงอัด อโลหะที่ใช้มักจะเป็น elastomer

รูป 1.14 1.15 และ 1.16 เป็นคัปปลิงแบบอ่อนตัวที่ใช้อโลหะเป็นชิ้นส่วนอ่อนตัวแบบรับแรงอัด ส่วนคัปปลิงแบบรับแรงเหือนดูได้จากรูป 1.17 1.18 1.19 และ 1.20

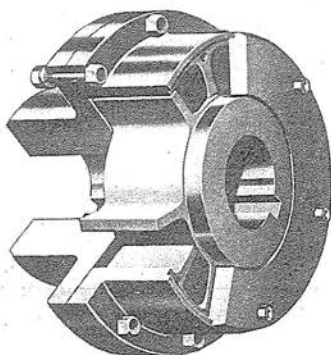
จากคัปปลิงแบบอ่อนตัวชนิดต่าง ๆ ดังรูป เป็นคัปปลิงที่เหมาะสมกับงานออกแบบลักษณะต่าง ๆ ผู้ออกแบบจะพบลักษณะพิเศษของคัปปลิงได้จากแค็ตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิต พร้อมทั้งวิธีการเลือกใช้คัปปลิงอย่างเหมาะสม



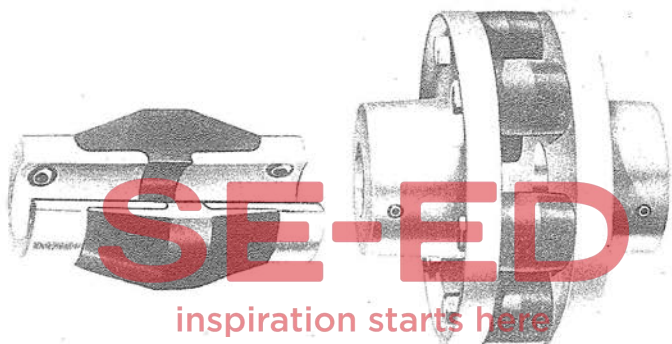
รูป 1.14 Ajax rubber-cushioned sleeve bearing coupling



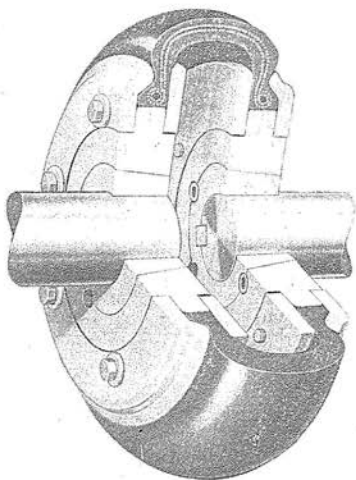
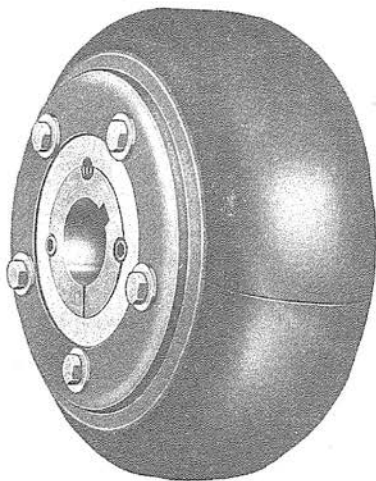
รูป 1.15 Sure-Flex Coupling



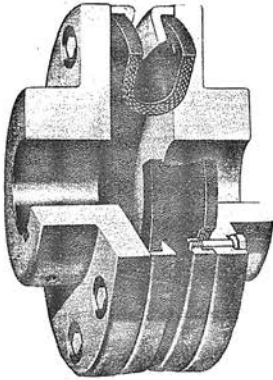
รูป 1.16 Rubber insert coupling



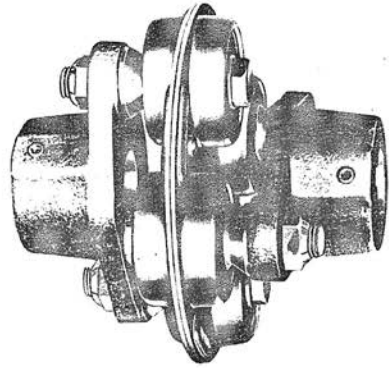
รูป 1.17 Bonded rubber disc couplings



รูป 1.18 Para-flex coupling



รูป 1.19 Airflex coupling

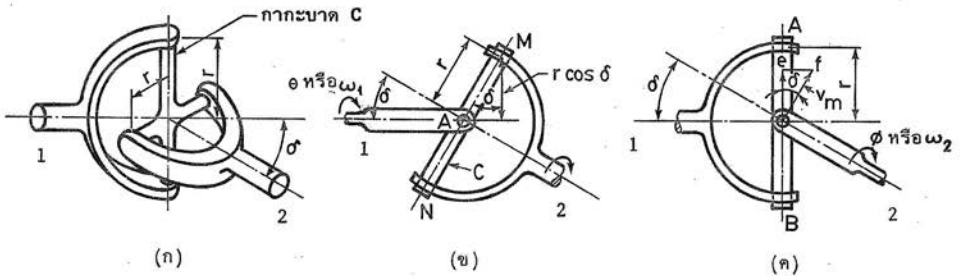


รูป 1.20 Morflex coupling

1.3 ข้อต่อแบบกาทะบาด

ข้อต่อแบบกาทะบาด (universal joint) หรืออาจมีชื่อเรียกว่า Hooke's joint หรือ Cardan's joint เป็นข้อต่อคิเนมาติกที่ใช้สำหรับต่อเพลาสองอันที่เยื้องแนว - เป็นมุมกันคงที่ดังรูป 1.21 ซึ่งประกอบด้วยโยคขับ 1 (driving yoke) ที่ต่อกับเพลาขับและกาทะบาด (cross link) C และโยคตาม 2 (driven yoke) ซึ่งต่อกับเพลาตาม โปรดสังเกตุว่าโยคทั้งสองหมุนได้รอบสลัก AB และ MN ของกาทะบาด C

ข้อเสียอย่างรุนแรงของข้อต่อแบบกาทะบาดก็คือทำให้อัตราส่วนความเร็วไม่คงที่ นั่นก็คือ ถ้าเพลาขับมีความเร็วเชิงมุมคงที่ ω_1 ความเร็วเชิงมุมของเพลาตามคือ ω_2 จะไม่คงที่ ซึ่งจะเห็นได้จากการพิจารณารูป 1.21(ข) ซึ่งเป็นรูปด้านบนของรูป 1.21(ก) และรูป 1.21(ค) เป็นรูปที่ (ข) หมุนไป 90 องศา จากรูป 1.21(ข) พบว่าความเร็วของจุด M คือ $v_m = \omega_1 r \cos \delta$ ทิศทางตั้งฉากกับ MN ซึ่งอยู่ในระนาบของโยค 2 ดังนั้นความเร็วเชิงมุมของโยค 2 คือ



รูป 1.21 ส่วนประกอบพื้นฐานของข้อต่อแบบกาทะบาด เมื่อ 1 หมุนไป $\theta = 90$ องศา (และ 180, 270, 360 องศา) ชิ้น 2 จะหมุนไป $\phi = 90$ องศา (และ 180, 270, 360 องศา) แต่เมื่อมุม θ เป็นค่าอื่น θ และ ϕ จะไม่เท่ากัน

$$\omega_2 = v_m/r = \omega_1 r \cos \delta / r = \omega_1 \cos \delta$$

ดังนั้นอัตราส่วนความเร็ว คือ

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_1 \cos \delta} = \frac{1}{\cos \delta} \quad (1.3)$$

ต่อไปพิจารณา รูป 1.21(ค) จะเห็นได้ว่า เมื่อหมุนไปอีก 90 องศา จะทำให้สลัก AB และ MN (ตั้งฉากกับกระดาษ) ซึ่งจะได้ว่า $v_a = r\omega_1$ และแทนได้ด้วยเวกเตอร์ความเร็ว \vec{e} แต่เนื่องจากสลักที่ N จะมีความเร็วแยกกันไม่ได้ เวกเตอร์ความเร็ว \vec{e} จะต้องเป็นส่วนประกอบของเวกเตอร์ความเร็ว \vec{v}_m ดังนั้น

$$\vec{v}_m = \frac{r\omega_1}{\cos \delta}$$

และ

$$\omega_2 = \frac{\vec{v}_m}{r} = \frac{r\omega_1}{r \cos \delta} = \frac{\omega_1}{\cos \delta}$$

อัตราส่วนความเร็วเมื่อหมุนไปอีก 90 องศา คือ

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\omega_1 / \cos \delta} = \cos \delta \quad (1.4)$$

เมื่อเปรียบเทียบสมการ (1.3) กับ (1.4) จะเห็นได้ว่าความเร็วของเพลตาม 2 จะเปลี่ยนแปลงจากค่าต่ำสุดคือ $\omega_1 \cos \delta$ ไปเป็นค่าสูงสุด $\omega_1 / \cos \delta$ เมื่อหมุนไป 90 องศา จาก 90 องศา ไปยัง 180 องศา เพลตามจะมีความเร็วต่ำสุด เป็นวงจักรซ้ำกันทุก ๆ 180 องศา จากเอกสารอ่านประกอบหมายเลข 1 จะพบว่า

$$\tan \phi = \tan \theta \cos \delta \quad (1.5)$$

เมื่อดิฟเฟอเรนเชียล (differentiate) สมการ (1.5) เทียบกับเวลา t ที่ค่ามุม δ คงที่

$$\sec^2 \phi \frac{d\phi}{dt} = \sec^2 \theta \frac{d\theta}{dt} \cos \delta$$

หรือ

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos \delta / \cos^2 \theta}{1 + \tan^2 \phi} = \frac{\omega_1 \cos \delta / \cos^2 \theta}{1 + \tan^2 \theta \cos^2 \delta}$$

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{\omega_1 \cos \delta / \cos^2 \theta}{\left(\frac{\cos^2 \theta}{\sin^2 \theta} + \cos^2 \delta \right) \frac{\sin^2 \theta}{\cos^2 \theta}} \\ &= \frac{\omega_1 \cos \delta}{\cos^2 \theta + \sin^2 \theta \cos^2 \delta} \end{aligned}$$

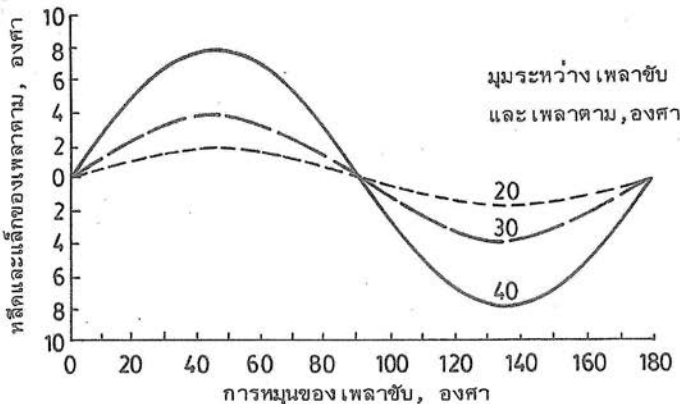
แต่ $\sin^2 \theta = 1 - \cos^2 \theta$ จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของเพลาดตาม ω_2 ซึ่งเป็นฟังก์ชัน (function) กับความเร็วของเพลาชับ ω_1 มุมระหว่างเพล่า δ และ การขจัด (displacement) เชิงมุมของเพลาชับ θ ดังนี้คือ

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos \delta}{1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta} \quad (1.6)$$

ดิฟเฟอเรนเชียล ω_2 เทียบกับ θ จะได้สมการสำหรับหาความเร่งของเพล่า 2 (โปรคสังเกตว่า ω_1 และ δ มีค่าคงที่)

$$\alpha_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{\omega_1^2 \sin^2 \delta \cos \delta \sin 2\theta}{(1 - \sin^2 \delta \sin^2 \theta)^2} \quad (1.7)$$

จากสมการ (1.6) จะเห็นได้ว่า ω_2 เปลี่ยนแปลงตามตำแหน่ง θ ของเพล่า 1 (เมื่อ ω_1 และ δ คงที่) และจากสมการเดียวกันนี้การเปลี่ยนแปลงขนาดของ ω_2 จะมีค่ามากเมื่อมุมระหว่างเพล่า δ มีค่ามาก ซึ่งจะเห็นได้ชัดจากรูป 1.22 อันเป็นการพลอต (plot) สมการ (1.6) แสดงการเปลี่ยนแปลงความเร็วของเพลาดตามที่เราขึ้นและขาลงเมื่อเพลาชับ 1 หมุนไปหนึ่งรอบ



รูป 1.22 การพลอตแสดงความเร็วของเพลาดตามที่หีด (leads) และแฉ็ก (lags) กับความเร็วของเพลาชับ $\delta = 20, 30$ และ 40 องศา

ปรากฏการณ์นี้จะพิสูจน์ให้เห็นจริงได้โดยใช้สมการ (1.7) ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ความเร่งเชิงมุมของเพลาตามเพิ่มขึ้นเมื่อมุม δ มีค่าเพิ่มขึ้น ผลจากการที่ความเร็วเพลาตามเปลี่ยนแปลงจึงอาจทำให้เกิดการลื่นสะเทือนอย่างรุนแรงกับเครื่องจักรกลที่ต่ออยู่กับเพลานี้ เพื่อชดเชยผลที่จะเกิดขึ้นในลักษณะนี้ผู้ออกแบบจึงไม่ควรใช้ข้อต่อแบบกาะกะบาดเพียงอันเดียวในการต่อเพลาที่ท้าวมุมกันมากกว่า 15 องศา แม้ว่าข้อต่อแบบกาะกะบาดที่สร้างขึ้นอย่างดีจะสามารถใช้ต่อเพลาที่ท้าวมุมกันได้ถึง 40 องศาก็ตาม นอกจากนี้แล้ว คุณภาพของข้อต่อแบบกาะกะบาดก็ยิ่งเหมาะสมกับอัตราใช้ต่อเพลาที่ส่งกำลังหรือความเร็วต่ำหรือปานกลางเท่านั้น

เมื่อต้องการให้อัตราส่วนความเร็วมีค่าคงที่ก็อาจทำได้โดยใช้ข้อต่อแบบกาะกะบาดสองอันต่อกัน โดยมีเพลาคั่นอยู่ระหว่างกลาง ดังเช่น เพลาของรถยนต์ เป็นต้น

1.4 คัปปลิงชนิดอื่นๆ

นอกจากคัปปลิงต่าง ๆ ที่ได้กล่าวมาแล้วยังมีคัปปลิงชนิดอื่น ๆ อีกมาก ซึ่งเหมาะกับการใช้งานเป็นพิเศษบางประเภท ผู้ออกแบบสามารถจะเลือกใช้ได้ตามแคตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิต เพื่อให้เหมาะสมกับการใช้งาน โดยศึกษาวิธีการเลือก และการใช้งานตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต

1.5 เอกสารอ่านประกอบ

1. C.W. HAM, E.J. CRANE & W.L. ROGERS, "Mechanics of Machinery" 4th. ed., McGraw-Hill Book Co., 1958.
2. JIS B 1451, "Rigid Flanged Shaft Couplings," 1975.
3. JIS B 1452, "Flexible Flanged Shaft Couplings," 1975.
4. JIS B 1453, "Geared Type Shaft Couplings," 1976.
5. JIS B 1456, "Roller Chain Shaft Couplings," 1972.

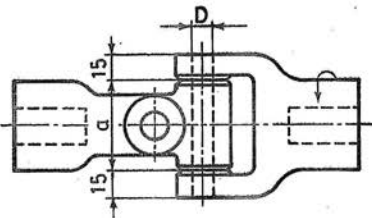
1.6 แบบฝึกหัด

1. คัปปลิงแบบหน้าแปลนมีขนาดต่าง ๆ ดังนี้คือ (ตามรูป 1.1) $D = 130$ mm, $C = 220$ mm $B = 312$ mm $F = 40$ mm $a = 24$ mm $L = 185$ mm จำนวนสลักเกลียว = 6 ใช้ลิ่มขนาด 32×18 mm วัสดุ AISI 1118 CD เพลา AISI 1045 CD สลักเกลียวชั้นคุณสมบัติ 6.9 ใช้ค่าความปลอดภัย 3 จากความต้านแรงดึงคราก เพื่อหาตัวกำลังงานที่ส่งได้ที่ความเร็วรอบ 630 rpm
2. คัปปลิงแบบหน้าแปลนใช้ต่อเพลาขนาด 130 mm วัสดุ AISI 1040 CD คัปปลิงยึดติดกันด้วยสลักเกลียวขนาด M24 จำนวนหกตัว อยู่ห่างเท่ากันบนวงกลมเส้นผ่านศูนย์กลาง 305 mm หน้าแปลนยึดติดกับเพลาโดยใช้ลิ่มขนาดมาตรฐาน ซึ่งทำจากวัสดุ AISI 1020 CD

หน้าแปลนหนา 38 mm ทำจากเหล็กกล้าคาร์บอนหล่อ class 60 000 และสลักเกลียว ทำจากวัสดุ AISI 1030 CD เนื่องจากคัปปลิงนี้จะต้องรับแรงกระตุกปานกลาง จึงให้ใช้ ค่าความปลอดภัย = 3 จากความต้านแรงดึงคราก ในการหาโมเมนต์บิดที่เพลาส่งได้ (ก) สมมติว่าสลักเกลียวสวมกับหน้าแปลนพอดีในขณะที่ประกอบ จงหาค่าความปลอดภัยที่ ส่วนต่าง ๆ ของคัปปลิง (ข) ถ้าสลักเกลียวไม่แน่นพอดีกับรูบนหน้าแปลน (มี clearance) คัปปลิงจะส่งกำลังได้โดยอาศัยความเสียดทานที่ผิวสัมผัสของหน้าแปลน ซึ่งจะต้องขึ้นสลัก เกลียวให้แน่นจนมีความเสียดทานเพียงพอ จงหาค่าความปลอดภัยของสลักเกลียว

3. คัปปลิงแบบหน้าแปลนยึดติดกันโดยใช้สลักเกลียว 5 ตัว บนวงกลมขนาด เส้นผ่านศูนย์กลาง 150 mm เพลามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 26 mm มีความเค้นเฉือนใช้งาน 55 N/mm² เมื่อพิจารณาผลของร่องลิ่มจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งาน 42 N/mm² จงหาขนาดของสลัก เกลียวมาตรฐาน เพื่อยึดคัปปลิงโดยให้สลักเกลียวรับโมเมนต์บิดได้เท่ากับเพลาส่งออกแบบ ตามโค้ดของ ASME กำหนดให้ความเค้นเฉือนใช้งานของสลักเกลียว = 69 N/mm²
4. คัปปลิงแบบหน้าแปลนใช้ต่อเพลารูขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 mm เข้าด้วยกัน คัปปลิงยึด ติดกันด้วยสลักเกลียว 4 ตัว ซึ่งทำจากวัสดุชนิดเดียวกับเพลาสลักเกลียวไม่พืดพอดีกับรู เจะบนหน้าแปลนคัปปลิง เส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมที่ยึดสลักเกลียวเท่ากับ 238 mm และหน้าแปลนหนา 23 mm (ก) จงคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว เพื่อ ให้คัปปลิงส่งโมเมนต์บิดได้เท่ากับเพลาส่ง และ (ข) กำลังที่ส่งได้ เมื่อเพลาทวนด้วยความ เร็วรอบ 200 rpm ภายใต้อิโมเมนต์บิดสม่ำเสมอ

5. ข้อต่อแบบกาะกะบาดดังรูป P 1.1 ทำด้วยวัสดุ AISI C 3140 ชุบด้วยน้ำมันที่อุณหภูมิ 1525 F แล้วเทมเปอริงที่อุณหภูมิ 1000 F a = 62 mm D = 14 mm n = 400 rpm (ก) จงคำนวณ หาโมเมนต์บิดที่ส่งได้โดยสลักไม่ขาดโดยแรงเฉือน (ใช้ ค่าความปลอดภัย 5 จากค่าความต้านแรงดึง) (ข) ถือ ว่าสลักเป็นคานยาว a รองรับแบบธรรมดา มีแรง กระจ่ายสูงสุดที่ปลายด้านหนึ่ง และเป็นลบสูงสุดที่ปลาย อีกด้านหนึ่ง (เป็นรูปสามเหลี่ยม) จงคำนวณหาค่า



รูป P 1.1

โมเมนต์บิดสูงสุดที่ส่งได้ (ใช้ค่าความปลอดภัยเท่าเดิม) (ค) เพื่อป้องกันไม่ให้สลักมี การสึกหรอมากเกินไป จึงกำหนดว่าความดันที่ผิวสัมผัสไม่ควรเกิน 20 N/mm² จงคำนวณ หาโมเมนต์บิดที่ส่งได้ และ (ง) โมเมนต์บิดค่าใดที่ปลอดภัยที่สุด

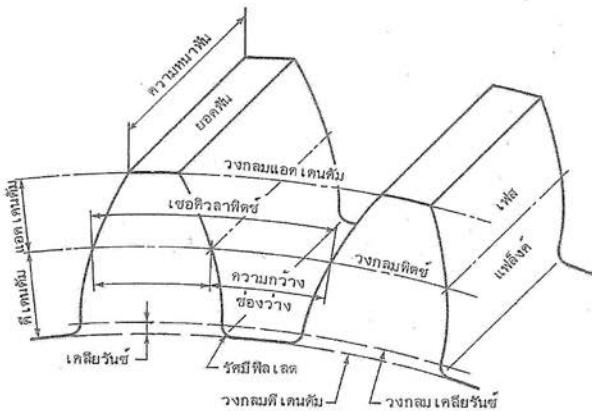
2.0 บทนำ

เฟืองตรง (spur gear) เป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลทั่วไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลังและการหมุนจากเพลานึงไปยังอีกเพลานึงที่ขนานกัน ส่วนมากเฟืองขับ (driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (driven gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พิเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่าเฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้ เนื่องจากว่าเฟืองที่ผลิตและใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ยังคงใช้ระบบหน่วยอังกฤษอยู่เป็นจำนวนมาก ซึ่งก็จำเป็นต้องการเปลี่ยนเฟืองของเครื่องจักรกลที่ชำรุดเสียหาย ฉะนั้นเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษก็ยังคงจะต้องผลิตออกมาอีกเป็นเวลานาน ดังนั้นในบทนี้จึงจะกล่าวถึงการออกแบบหรือการเลือกขนาดเฟือง ทั้งในระบบหน่วยอังกฤษ และในระบบหน่วยเอสไอ (SI) ควบคู่กันไป

Inspiration starts here

2.1 คำจำกัดความ

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่าง ๆ ของเฟือง ให้พิจารณารูป 2.1 ดังต่อไปนี้



รูป 2.1 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

วงกลมพิตช์ (pitch circle) เป็นมิติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ (pitch diameter) ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ซบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตช์

เขอคิวลาพิตช์ (circular pitch) p เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตช์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป จากรูป 2.1 จะเห็นว่าระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟันและความกว้างช่องว่างระหว่างฟัน

โมดูล (module) m เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดูลคือมิลลิเมตร โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ

ไดอะมิทริคัลพิตช์ (diametral pitch) P เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะมิทริคัลพิตช์นี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนแปลงให้เป็นระบบหน่วยเอสไออยู่ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์จึงใช้บอกเป็นนิ้ว

แอดเดนดัม (addendum) a หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟัน (top land) ถึงวงกลมพิตช์

ดีเดนดัม (dedendum) d หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างโคนฟัน (bottom land) ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

เคลียร์รันซ์ (clearance) c ในการที่เฟืองสองอันซบกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมีค่ามากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้เรียกว่าเคลียร์รันซ์ c (ดูรูป 2.1 ประกอบ)

แบ็คแลช (backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ซบกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการซบด้วยเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองซบจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไปแบ็คแลชนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่น และเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเผื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูป - ร้างของฟันเฟือง

ความหนาของฟัน (face width) b คือความหนาของฟันเฟืองวัดในทิศทางเดียวกับแนวแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้จะเรียกว่าความหนาเฟือง

แฟล็งก์ (flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม

อัตราทด (velocity ratio) m_v คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ "1" และ "2" แทนเฟืองขับและเฟืองตามตามลำดับ จากความรู้ทางด้านกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_{\omega} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.1)$$

โดยที่ ω = ความเร็วเชิงมุม, rad/s
 n = ความเร็วรอบ, rpm
 d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์, mm หรือ in.
 N = จำนวนฟัน

อัตราส่วนเฟือง (gear ratio) m_g คืออัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองต่อจำนวนฟันของพีเนียน ถ้าพีเนียนเป็นตัวขับแล้ว

$$m_g = m_{\omega} = \frac{N_2}{N_1}$$

2.2 มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน

ตามที่ได้กล่าวมาแล้วว่า คณิตศาสตร์สำหรับบอกขนาดของฟันเฟือง อาจจะบอกเป็นพิตช์ในระบบหน่วยอังกฤษ หรือบอกเป็นโมดูลในระบบหน่วยเอสไอ จากคำจำกัดความที่ผ่านมาจะได้ว่า

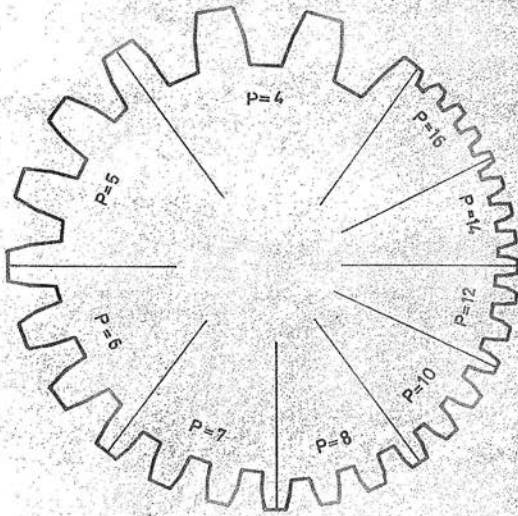
$$\text{โคะมีทริลพิตช์} \quad p = \frac{N}{d} \quad (2.2)$$

โดยที่ d มีหน่วยเป็น in. **inspiration starts here**
 โมดูล $m = \frac{d}{N}$ (2.3)

โดยที่ d มีหน่วยเป็น mm
 และ เซอคิวลาพิตช์ $p = \frac{\pi d}{N} = \pi m$ (2.4)

ดังนั้น $Pp = \pi$ (2.5)

สำหรับเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการหล่อ ควรจะใช้ค่าเซอคิวลาพิตช์ ทั้งนี้เพราะจะทำให้สามารถทำแบบหล่อได้สะดวก ส่วนเฟืองที่ผลิตโดยวิธีการตัดกลึง (machined) มักจะเรียกเป็นโคะมีทริลพิตช์หรือโมดูล เพราะมีอุปกรณ์ในการตัดฟันเฟืองเป็นมาตรฐานอยู่แล้ว ในการเลือกใช้เฟือง ควรจะเลือกให้ตรงกับอุปกรณ์ตัดฟันมาตรฐานที่มีอยู่แล้ว ดังในตาราง 2.1 โปรดสังเกตด้วยว่า เมื่อขนาดโมดูลโตขึ้น ความหนาฟันเฟืองก็จะเพิ่มขึ้นด้วย ส่วนขนาดของโคะมีทริลพิตช์โตขึ้น ความหนาฟันเฟืองจะลดลงดังรูป 2.2



รูป 2.2 ผลของค่าไดอะมิทรีลิตซ์ต่อขนาดของฟันเฟือง สำหรับค่าวงกลมพิทช์ที่กำหนด เมื่อไดอะมิทรีลิตซ์เล็กลง ขนาดของฟันเฟืองจะโตขึ้น

ตาราง 2.1 ขนาดเฟืองมาตรฐาน

โมดูล m, mm	โมดูล m, mm	โมดูล m, mm	ไดอะมิ ทรีลิตซ์ P, in ⁻¹	ไดอะมิ ทรีลิตซ์ P, in ⁻¹	ไดอะมิ ทรีลิตซ์ P, in ⁻¹
1	4	16	20	5	1.25
1.25	5	20	16	4	1
1.5	6	25	12	3	0.75
2	8	32	10	2.5	0.625
2.5	10	40	8	2	0.50
3	12	50	6	1.5	

2.3 กฎการขับของเฟืองและการทำงานของฟันเฟือง

เฟืองสองอันที่ขับกันจะให้อัตราทดคงที่ก็ต่อเมื่อเฟืองคู่นั้นเป็นไปตามกฎการขับของเฟือง ซึ่งกล่าวได้ว่า :

รูปร่างของฟันเฟืองจะต้องทำให้เส้นตั้งฉากร่วม (common normal) ที่ลาก ณ จุดสัมผัสระหว่างฟันทั้งสองผ่านจุดคงที่จุดหนึ่ง ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสองและจุดนี้เรียกว่า จุดพิทช์ (pitch point)

ในการทำความเข้าใจกับข้อความนี้ให้พิจารณารูป 2.3 จุดคงที่ดังกล่าวนี้คือจุด P ซึ่งอยู่บนเส้นที่โยงระหว่างจุดศูนย์กลาง O₁ และ O₂ ของเฟืองทั้งสอง รูปร่างของฟันเฟืองที่เป็นไปตามกฎการขับนี้เรียกว่า คอนจูเกตเคอพ (conjugate curves) และที่นิยมใช้กันมาก

ตาราง 2.2 มาตรฐานของฟันเฟือง

รายละเอียด	14½°FD	20°FD พิตช์หยาบ*	20°FD พิตช์ละเอียด*	20° stub	25°FD
แอดเดนดัม	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{0.8}{P}$	$\frac{1}{P}$
ดีเดนดัม	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1.2}{P} + 0.002$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1.25}{P}$
เคลียร์รันซ์	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P} + 0.002$	$\frac{0.2}{P}$	$\frac{0.25}{P}$
ความสูงใช้งาน	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{1.6}{P}$	$\frac{2}{P}$
ความสูงทั้งหมด	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.2}{P} + 0.002$	$\frac{1.8}{P}$	$\frac{2.25}{P}$

* พิตช์ละเอียด (fine pitch) ให้นับตั้งแต่ขนาด 20P (โมดูล 1.25 ลงมา) ขึ้นไป นอก
นั้นให้ถือว่าเป็นพิตช์หยาบ (coarse pitch)

จากการพิจารณารูปสามเหลี่ยม O_1FP และ O_2GP ในรูป 2.3 จะพบว่ารัศมีของ
วงกลมฐาน คือ

$$r_{b1} = r_1 \cos \phi$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \phi$$

หรือเขียนในรูปทั่วไป

$$r_b = r \cos \phi \quad (2.6)$$

ระยะทางที่วัดบนวงกลมฐานจากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองหนึ่งไปยังจุดเดียวกันบนฟัน -
เฟืองถัดไปเรียกว่า พิตช์ฐาน (base pitch) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับเชอคิวลาพิตช์ คือ

$$p_b = p \cos \phi \quad (2.7)$$

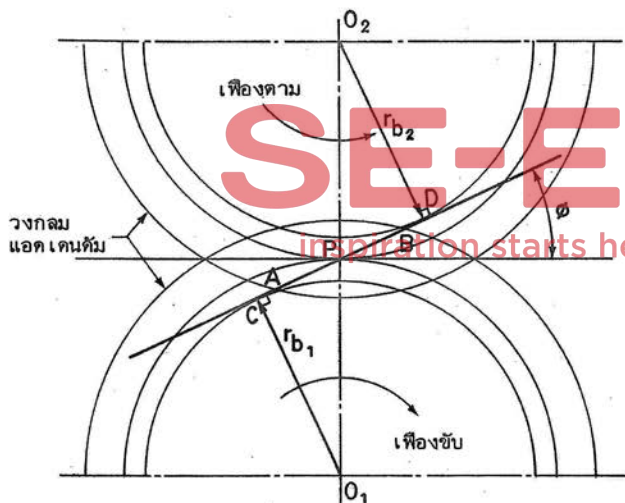
2.4 ระยะการขบและอัตราส่วนการขบ

เมื่อเฟืองอันหนึ่งขบเฟืองอีกอันหนึ่ง จุดสัมผัสระหว่างฟันเฟืองเริ่มขึ้น เมื่อผิวด้าน -
ข้างของฟันเฟืองขบสัมผัสกับปลายฟันเฟืองของเฟืองตาม และการสัมผัสจะสิ้นสุดลง เมื่อปลายฟัน
เฟืองของเฟืองขบสัมผัสกับผิวด้านข้างของฟันเฟืองตาม

เนื่องจากปลายฟันเฟืองอยู่บนวงกลมแอดเดนต์ัม การสัมผัสระหว่างฟันเฟืองเริ่มขึ้นเมื่อ วงกลมแอดเดนต์ัมของเฟืองตามตัดกับแนวแรงกด และการสัมผัสสิ้นสุดลงเมื่อวงกลมแอดเดนต์ัมของเฟืองขับตัดกับแนวแรงกดอีกครั้งหนึ่ง ดังจุด A และ B ที่แสดงอยู่ในรูป 2.4 ระยะ AB นี้เรียกว่า ระยะการขบซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$AB = \sqrt{(r_2 + a_2)^2 - (r_2 \cos \phi)^2} - r_2 \sin \phi + \sqrt{(r_1 + a_1)^2 - (r_1 \cos \phi)^2} - r_1 \sin \phi \quad (2.8)$$

โดยที่ r เป็นรัศมีของวงกลมพิทซ์ และ a เป็นแอดเดนต์ัม



รูป 2.4 ระยะการขบของเฟืองสองอัน การสัมผัสเริ่มขึ้นเมื่อ แฟล็งค์ของ เฟืองขับสัมผัสกับปลายฟัน เฟืองตามและสิ้นสุดลง เมื่อปลายฟัน เฟืองขับสัมผัสกับแฟล็งค์ของเฟืองตาม

ในขณะที่เฟืองขบกัน ควรจะมีฟันอย่างน้อยหนึ่งคู่ที่ ขบกันอยู่ตลอดเวลา โดยปกติแล้วการขบกันมักจะมีมากกว่าหนึ่งคู่ วิธีการบอกจำนวนฟันที่ขบกันจะบอกเป็นอัตราส่วนการขบ (contact ratio) ซึ่งมีนิยามว่าเป็นอัตราส่วนระหว่างระยะการขบ และพิทซ์ฐาน นั่นคือ อัตราส่วนการขบ

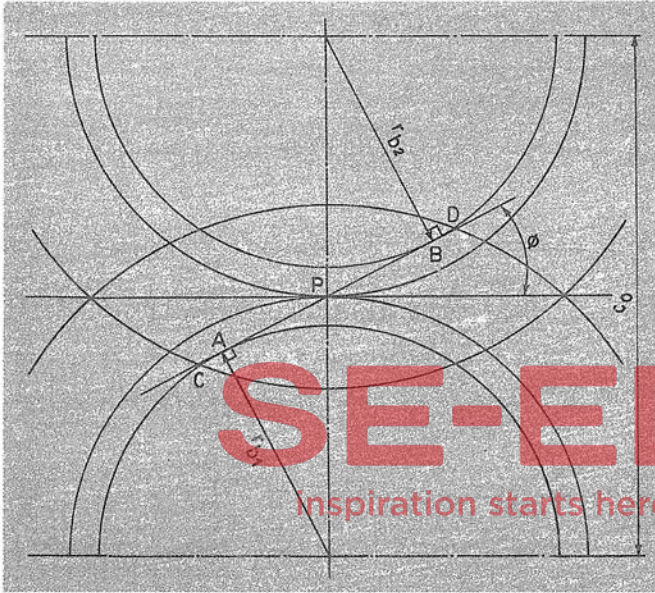
$$m_c = \frac{AB}{P_b} \quad (2.9)$$

เพื่อให้เฟืองทำงานได้อย่างราบรื่นดี อัตราส่วนการขบควรมีค่าอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.5 การที่เฟืองคู่ใดมีอัตราส่วนการขบน้อยกว่าหนึ่ง หมายความว่า ฟันของเฟืองคู่หนึ่งจะจากกัน

ก่อนที่ฟันอีกคู่หนึ่งจะเข้ามาขบกัน ในกรณีเช่นนี้จะทำให้การให้การทำงานของเฟืองไม่ราบรื่น ทั้งนี้เพราะจะมีแรงเนื่องจากการกระทบ (impact) เกิดขึ้นมาก

2.5 การขั้กัน

ในการสร้างฟันเฟืองอินโวลูตเคอฟ จะเริ่มจากวงกลมฐาน ฉะนั้นส่วนของฟันเฟืองที่อยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานจึงไม่เป็นอินโวลูตเคอฟ นั่นคือจะใช้กฎการขับของเฟืองกับฟันเฟืองส่วนนี้ไม่ได้ ดังนั้นถ้ามีการขบระหว่างฟันเฟืองที่ระยะต่ำกว่าวงกลมฐาน ก็อาจจะทำให้เกิดการ



ขั้กัน (interference) ได้ เฟืองดังรูป 2.5 เป็นเฟืองที่มีการขั้กัน จุด A และจุด B เรียกว่าจุดขั้กัน (interference point) ถ้ามีการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองนอกจุดนี้ (ถ้าวงกลมแอดเดนดัม ตัดแนวแรงกดนอกจุดนี้) ก็จะทำให้เกิดการขั้กันขึ้น เฟืองในรูป 2.5 มีการขั้กันเพราะว่าจุด C และ D อยู่นอกจุด A และ B

การจะดูว่าเฟืองคู่หนึ่งมีการขั้กันหรือไม่ ให้คำนวณหาระยะรัศมีของวงกลมแอดเดนดัม r_a ของเฟืองในรูป 2.5 ซึ่งจะได้ว่า

รูป 2.5 เมื่อจุดสัมผัสของเฟืองสองอันที่ขบกันอยู่ต่ำกว่าวงกลมฐาน จะเกิดการ nonconjugate เป็นผลให้เกิดสภาวะที่เรียกว่า การขั้กัน ในรูปมีการขั้กันจะเกิดขึ้นถ้าจุดสัมผัสอยู่นอกจุด A และ B เนื่องจากเฟืองทั้งสองสัมผัสกันที่จุด C และ D จึงทำให้เกิดการขั้กันขึ้น

$$r_a = \sqrt{(r \cos \phi)^2 + (c_o \sin \phi)^2} \tag{2.10}$$

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

โดยที่ r = รัศมีวงกลมพิทช์ r_a = รัศมีของวงกลมแอดเดนดัม
 c_o = ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง

ถ้ารัศมีของวงกลมแอดเคนดัมที่หาได้จากการใช้ตาราง 2.2 มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้จากสมการ (2.10) แสดงว่ามีการชดกันเกิดขึ้น ค่าการชดกันนี้จะลดลง เมื่อขนาดของเฟืองทั้งสองแตกต่างกันน้อยลง

วิธีการที่จะป้องกันมิให้เกิดการชดกันขึ้น ทำให้หลายวิธีดังต่อไปนี้คือ

1. ใช้วิธีตัดเนื้อโลหะส่วนที่อยู่ต่ำกว่าวงกลมฐานออกบ้าง (undercutting) ทั้งนี้เพื่อมิให้มีการสัมผัสระหว่างฟันเฟืองในบริเวณนี้ ข้อเสียในการทำเช่นนี้คือ ทำให้อัตราส่วนการขบลดลง และทำให้ฟันเฟืองบอบบางลง

2. ใช้วิธีตัดปลายฟันเฟืองให้สั้นลง (stubbed teeth) ข้อเสียที่ตามมาก็คือ ทำให้อัตราส่วนการขบลดลง

3. การเพิ่มมุมกด ϕ จะลดขนาดของวงกลมฐาน วิธีนี้ทำให้ส่วนที่เป็นอินโวลูตเคทของฟันเฟืองเพิ่มขึ้น จึงสามารถกำจัดการชดกันได้ แต่การเพิ่มมุม ϕ จะทำให้แรงปฏิกิริยา ณ ฟันเฟืองในแนวรัศมีของเฟือง (separating force) เพิ่มขึ้น ทำให้การขบกันระหว่างฟันเฟืองมีความราบเรียบน้อยลง

4. การใช้เฟืองที่ไม่เป็นมาตรฐาน (non-interchangeable) กล่าวคือให้เฟืองอันเล็กมีแอดเคนดัมเพิ่มขึ้น (โดยลดดีเอนดัมตามส่วนที่เพิ่มขึ้น) และให้เฟืองอันใหญ่มีแอดเคนดัมลดลง ซึ่งทำให้ราคาเฟืองแพงขึ้น และไม่สามารถใช้ขับเฟืองอื่น ๆ ที่เป็นมาตรฐานได้

กล่าวโดยสรุปแล้ว การจัดการชดกันเป็นสิ่งที่จำเป็นจะต้องทำ แต่จะทำโดยวิธีใดนั้นขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้เลือกใช้เฟือง ตลอดจนการนำไปใช้งานแต่ละชนิด

ตัวอย่าง 2.1

เฟืองอันหนึ่งมี 45 ฟัน โมดูล 8 mm และมุมกด $14\frac{1}{2}^{\circ}$ FD ขับโดยพิเนียนซึ่งทำให้มีอัตราทดเท่ากับ 3 (ก) จงหาขนาดวงกลมฐาน และวงกลมแอดเคนดัม และเคลียร์นซ์ของเฟือง (ข) จงหาจำนวนฟันที่ขบกัน (ค) เฟืองคู่นี้มีการชดกันหรือไม่

วิธีทำ

$$(ก) \text{ จากสมการ 2.3 } m = \frac{d}{N}$$

ดังนั้นขนาดวงกลมพิตซ์ของเฟืองคือ

$$d_g = m N_g = 8(45) = 360 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{วงกลมฐานของเฟือง } d_{bg} &= d_g \cos \phi = 360(\cos 14.5^{\circ}) \\ &= 348.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากตาราง 2.2 แอดเคนดัมของเฟือง

$$a_g = m = 8 \text{ mm}$$

ดังนั้นวงกลมแอดเคนต์ของเฟือง

$$d_o = d_g + 2a_g = 360 + 2(8) = 376 \text{ mm}$$

เคลียร์รันซ $c = 0.157 m = 0.157(8) = 1.256 \text{ mm}$

(ข) จากสมการ (2.1) $m_\omega = \frac{N_g}{N_p}$

จำนวนฟันของพีเนียน $N_p = 45/3 = 15$ ฟัน

$$d_p = m N_p = 8(15) = 120 \text{ mm}$$

$$a_p = m = 8 \text{ mm}$$

เขอคิวลาพิคซ์ $p = \frac{\pi d_p}{N} = \frac{\pi(120)}{15} = 25.13 \text{ mm}$

ดังนั้นพิคซ์ฐาน $p_b = p \cos \phi$

$$= 25.13(\cos 14.5^\circ) = 24.33 \text{ mm}$$

ในที่นี้รัศมีพิคซ์ของเฟืองทั้งสอง $r_p = 60 \text{ mm}$ และ $r_g = 180 \text{ mm}$ จาก

สมการ (2.8) ระยะการขบ

$$\begin{aligned} AB &= \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - r_g \sin \phi \\ &\quad + \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - r_p \sin \phi \\ &= \sqrt{(180 + 8)^2 - (180 \cos 14.5^\circ)^2} - 180(\sin 14.5^\circ) \\ &\quad + \sqrt{(60 + 8)^2 - (60 \cos 14.5^\circ)^2} - 60(\sin 14.5^\circ) \\ &= 45.79 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.9) อัตราส่วนการขบ

$$m_c = \frac{AB}{P_b} = \frac{45.79}{24.33} = 1.88$$

ดังนั้นจำนวนฟันที่ขบกันอยู่เท่ากับ 1.88 ฟัน

(ค) ระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟือง

$$c_o = \frac{d_p + d_g}{2} = \frac{120 + 360}{2} = 240 \text{ mm}$$

จากสมการ (2.10) รัศมีแอตเคนดัมที่มากที่สุด ซึ่งจะไม่ทำให้เกิดการขัดกันในพีเนียนคือ

$$\begin{aligned} r_{ap} &= \sqrt{(r_p \cos \phi)^2 + (c_o \sin \phi)^2} \\ &= \sqrt{(60 \cos 14.5^\circ)^2 + (240 \sin 14.5^\circ)^2} \\ &= 83.58 \text{ mm} \end{aligned}$$

แต่ $r_{ap} = r_p + a_p = 60 + 8 = 68 \text{ mm}$

ซึ่งน้อยกว่า 83.58 mm ฉะนั้นจึงไม่มีการขัดกันที่พีเนียน จากสมการ (2.10) รัศมีแอตเคนดัมที่มากที่สุด ซึ่งจะไม่ทำให้เกิดการขัดกันในเฟืองคือ

$$\begin{aligned} r_{ag} &= \sqrt{(r_g \cos \phi)^2 + (c_o \sin \phi)^2} \\ &= \sqrt{(180 \cos 14.5^\circ)^2 + (240 \sin 14.5^\circ)^2} \\ &= 184.34 \text{ mm} \end{aligned}$$

แต่ $r_{ag} = r_g + a_g = 180 + 8 = 188 \text{ mm}$

ซึ่งมากกว่าค่าที่ยอมให้ คือ 184.34 mm ฉะนั้นจึงเกิดการขัดกันที่เฟือง

ตัวอย่าง 2.2

เฟืองคู่นี้มีโมดูล 12 mm ประกอบด้วยเฟืองซึ่งมี 16 ฟัน ขับเฟืองซึ่งมี 40 ฟัน ฟันเฟืองเป็นระบบ 20°FD ถ้าระยะระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองในขณะติดตั้งห่างเกินไป 5 mm มุมกด และขนาดของวงกลมพิคซ์จะเปลี่ยนไปเท่าใด

วิธีทำ

จากสมการ (2.3) $m = \frac{d}{N}$

ฉะนั้น $d_p = mN_p = 12(16) = 192 \text{ mm}$

$d_g = mN_g = 12(40) = 480 \text{ mm}$

$c_o = \frac{d_p + d_g}{2} = \frac{192 + 480}{2} = 336 \text{ mm}$

เนื่องจากมีความผิดพลาดในขณะติดตั้ง 5 mm ดังนั้นระยะจริงคือ

$c_o' = 336 + 5 = \frac{d_{p'} + d_{g'}}{2}$

$$d_{p'} + d_{g'} = 682 \quad (1)$$

$$m_{\omega} = \frac{d_{g'}}{d_{p'}} = \frac{N_g}{N_p} = \frac{40}{16}$$

$$d_{g'} = 2.5 d_{p'} \quad (2)$$

แก้สมการ (1) และ (2) จะได้

$$d_{p'} = 194.86 \text{ mm} \quad \text{และ} \quad d_{g'} = 487.15 \text{ mm}$$

ดังนั้นขนาดของวงกลมพิตซ์สำหรับพีนีเยนและเฟืองผัดไป 2.86 mm และ 7.15 mm ตามลำดับ รัศมีของวงกลมฐานของเฟือง

$$r_{bg} = r_g \cos \phi = \frac{480}{2} (\cos 20^\circ) = 225.53 \text{ mm}$$

$$\text{ดังนั้น} \quad \cos \phi = \frac{r_{bg}}{r_{g'}} = \frac{225.53}{487.15/2}$$

$$\phi = 22.19^\circ$$

เพราะฉะนั้น มุมกดผัดไป $22.19^\circ - 20^\circ = 2.19^\circ$

inspiration starts here

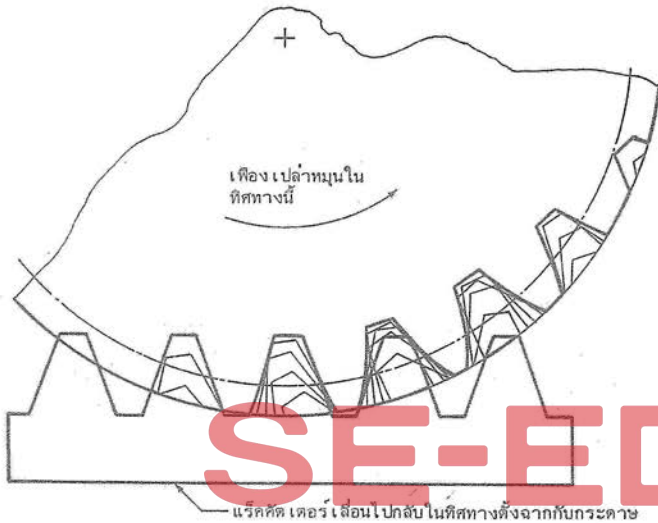
2.6 วิธีการตัดเฟือง

การผลิตเฟืองนอกจากใช้การหล่อโดยวิธีต่าง ๆ เช่น หล่อด้วยแบบทราย เซลล์-โมลดิ้ง (shell moulding) ดายคาสติง (die casting) แล้ว ยังมีวิธีการผลิตเฟืองที่ใช้กันมากคือ การตัดฟันเฟืองด้วยวิธีต่าง ๆ กัน ดังต่อไปนี้คือ

มิลลิ่งคัตเตอร์ (milling cutter) ในวิธีนี้ตัวตัดฟันเฟืองมีชื่อเรียกว่า มิลลิ่ง-คัตเตอร์ ซึ่งเป็นเฟืองชนิดหนึ่งที่มีฟันเป็นรูปตามลักษณะของช่องว่างระหว่างฟันเฟืองที่จะตัด วิธีการก็ให้คัตเตอร์หมุนเพื่อตัดโลหะซึ่งจะเป็นช่องว่างระหว่างฟันเฟืองออก หลังจากเสร็จหนึ่งช่องแล้วก็ให้เฟืองหมุนไปอีกหนึ่งช่องแล้วคัตเตอร์ก็จะตัดโลหะออกอีกหนึ่งช่องเรื่อยไป อุปกรณ์ที่ใช้หมุนเฟืองไปครั้งละหนึ่งช่อง เรียกว่า งานแบ่ง (indexing) ซึ่งปรับระยะในการหมุนให้สอดคล้องกับจำนวนฟันบนเฟืองได้ตามต้องการ ข้อเสียของการตัดฟันเฟืองโดยวิธีนี้คือ คัตเตอร์แต่ละอันจะตัดเฟืองได้เฉพาะจำนวนฟันและพิตซ์ที่ต้องการเท่านั้น ถ้าจำนวนฟันเปลี่ยนไปก็ต้องใช้คัตเตอร์อันใหม่ ทำให้ค่าใช้จ่ายในการตัดเฟืองสูง ในทางปฏิบัติจะไม่มีการเปลี่ยนคัตเตอร์ทุกครั้งที่จำนวนฟันเฟืองที่ต้องการตัดเปลี่ยนไป แต่จะใช้คัตเตอร์อันเดียวกันสำหรับตัดเฟืองที่มีจำนวนฟันแตกต่างกันประมาณ 8 ฟัน โดยที่พิตซ์เท่ากัน ดังนั้นเฟืองที่ตัดโดยวิธีนี้จึงได้เพียงแต่รูปร่างของฟันโดยประมาณเท่านั้น ทั้งนี้เพราะในจำนวนเฟือง 8 อันที่มีพิตซ์เท่ากัน แต่จำนวนฟันแตกต่างกันไปนี้ จะมีเพียงเฟืองเดียวที่รูปร่างของฟันเฟืองตัดได้อย่างถูกต้อง ในกรณีที่ต้อง

การใช้งานด้วยความแม่นยำมาก ก็จำเป็นจะต้องใช้ตัดเตอร์ที่ถูกต้องในการตัดฟันเฟืองที่ต้องการจริง ๆ

แร็คคัตเตอร์ (rack cutter) ในวิธีนี้ตัวตัดฟันเฟืองเป็นแร็คหรือเฟืองซึ่งไม่มีความโค้งนั่นเอง (อาจเรียกว่าเฟืองสะพานหรือเฟืองบันทึก) ดังรูป 2.6 ในการทำงานคัตเตอร์จะเลื่อนไปกลับ



รูป 2.6 การตัดเฟืองด้วยแร็คคัตเตอร์

inspiration starts here

(reciprocating) เพื่อค่อย ๆ ตัดเนื้อโลหะออกจากเฟืองเปล่า (gear-blank) ซึ่งก็คือเฟืองที่ไม่มีฟัน จนกระทั่งวงกลมพิตซ์ของเฟือง และคัตเตอร์ล้มผัสกัน (วงกลมพิตซ์ของแร็คเป็นเส้นตรง) จากนั้นเฟืองเปล่าก็เลื่อนไปสู่ตำแหน่งถัดไปของฟัน และวิธีการตัดก็กระทำซ้ำเช่นเดิม วิธีการนี้จะได้ฟันเฟืองที่เข้าใกล้รูปร่างที่ต้องการมาก ข้อเสียก็คือ ต้องใช้เวลา

ในการตัดเฟืองมาก เฟืองอันใหญ่มักจะนิยมใช้ตัดด้วยแร็คคัตเตอร์ ทั้งนี้เพราะมีประสิทธิภาพสูงกว่าการตัดด้วยวิธีอื่น ๆ

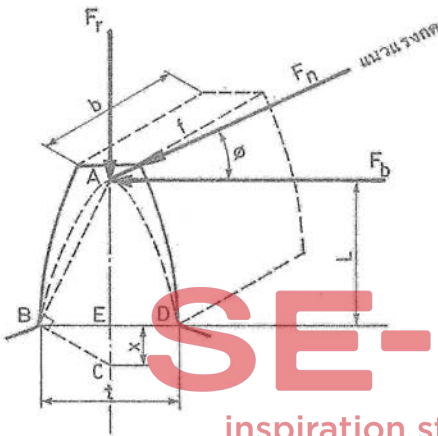
พีเนียนคัตเตอร์ (pinion cutter) วิธีการก็เช่นเดียวกับแร็คคัตเตอร์ แต่คัตเตอร์ที่ใช้เป็นเฟืองอีกอันหนึ่งแทนที่จะเป็นแร็ค ดังในรูป 2.6 วิธีการตัดเฟืองนี้จะให้เฟืองเปล่าค่อย ๆ หมุนไป ในขณะที่เดียวกันคัตเตอร์ก็จะเลื่อนไปกลับเพื่อตัดโลหะออกจากเฟืองเปล่า ในวิธีนี้จะตัดฟันเฟืองออกเท่ากันเมื่อเฟืองหมุนครบหนึ่งรอบ และเป็นวิธีที่นิยมใช้กันมากที่สุดวิธีหนึ่ง

ฮ็อบบิง (hobbing) วิธีการตัดฟันเฟืองที่เรียกว่าฮ็อบบิงมีลักษณะคล้ายคลึงกับวิธีแร็คคัตเตอร์ ในรูป 2.6 ข้อแตกต่างก็คือ การใช้ฮ็อบซึ่งมีลักษณะเหมือนเฟืองตัวหนอน (worm gear) เป็นตัวตัดแทนแร็ค เฟืองเปล่าและฮ็อบจะหมุนไปพร้อมกันรอบแกนหมุนของตัวเองอย่างเป็นจังหวะเพื่อให้ตรงกับซี่ฟันที่ต้องการตัดพอดี ข้อดีของวิธีนี้คือ หลังจากการตั้งจังหวะให้เฟืองและฮ็อบหมุนได้ที่แล้ว จะไม่ต้องตั้งฮ็อบใหม่อีก

2.7 ความเค้นในฟันของเฟืองตรง

การออกแบบเฟืองเป็นปัญหาที่ค่อนข้างยาก ทั้งนี้เพราะการออกแบบขั้นต้นต้องกระทำแบบใช้การทดลองดู การออกแบบขนาดของฟันเฟืองมีอยู่หลายวิธี ที่จะกล่าวต่อไปนี้ก็ถือการใช้สมการของลูอิส (Lewis)

ลูอิสได้หาสมการสำหรับการคำนวณขนาดของฟันเฟือง โดยสมมติให้ฟันเฟืองมีลักษณะเป็นคานยื่น (cantilever beam) และรับแรงดัดในรูป 2.7 ถ้าคิดให้แรงกระทำที่



ปลายฟัน แรง F_n จะตั้งฉากกับผิวของฟันไปตามแนวแรงกด ซึ่งสามารถแยกออกเป็นสองแรงตั้งฉากกันคือ F_b และ F_r สมมติให้แรงนี้กระจายออกไปสม่ำเสมอตลอดความหนาของฟัน b และให้คำนวณหาความแข็งแรงของฟัน โดยที่ไม่คิดแรงกดในแนวรัศมี F_r

จากสมการความเค้นในคาน

$$\frac{Mc}{I} = \frac{(F_b L)(t/2)}{bt^3/12}$$

$$= \frac{6F_b L}{bt^2}$$

รูป 2.7 ส่วนประกอบเรขาคณิตที่ใช้หาตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

หรือ
$$F_b = \frac{\sigma b t^2}{6L} \quad (2.11)$$

ในการออกแบบคานที่ดี ความเค้นควรจะทำกันตลอดทุกหน้าตัดของคาน ถ้าให้ฟันเฟืองในรูป 2.7 มีความเค้นดัดที่ ($\sigma =$ ค่าคงที่) และเนื่องจากความหนาของเฟือง b เท่ากันตลอด ดังนั้นสมการ (2.11) จะเขียนได้เป็น

$$L = (\text{ค่าคงที่}) (t^2) \quad (2.12)$$

จากสมการ (2.12) จะเห็นได้ว่า ฟันเฟืองจะต้องมีรูปร่างเป็นพาราโบลา ดังเส้นประในรูป 2.7 แต่ในเฟืองอินวอลูตเนื้อโลหะจะเพิ่มขึ้นจากรูปพาราโบลาดังในรูป ดังนั้นในฟันเฟืองที่ใช้งานอยู่จริง ความเค้นสูงสุดจะเกิดขึ้นที่หน้าตัด BED

จากรูปสามเหลี่ยมคล้าย ABE และ BCE จะได้ว่า

$$\frac{x}{t/2} = \frac{t/2}{L} \quad \text{หรือ} \quad L = \frac{t^2}{4x}$$

เมื่อแทนค่า L นี้ลงในสมการ (2.11) จะได้ว่า

$$F_b = \sigma_b \left(\frac{2x}{3p} \right) p$$

โดยที่ p เป็นเขตกว้างของฟัน และค่า $\frac{2x}{3p}$ เรียกว่า ตัวประกอบรูปแบบของลูอิส (Lewis form factor) ใช้แทนด้วย y จึงทำให้เขียนสมการได้เป็น

$$F_b = \sigma_b y p \tag{2.13}$$

เนื่องจากเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษใช้บอกด้วยโตละมีทรัลพิตซ์ P ซึ่ง $p = \pi/P$ ดังนั้นสมการ (2.13) จึงเขียนได้เป็น

$$F_b = \frac{\sigma_b Y}{P} \tag{2.14}$$

โดยที่ $Y = \pi y$ เป็นตัวประกอบรูปแบบของลูอิสเช่นกัน

สำหรับในระบบหน่วยเอสไอ ใช้บอกขนาดของเฟืองด้วยโมดูล ดังนั้น

$$F_b = \sigma_b Y_m \tag{2.15}$$

ค่า y และ Y นี้สามารถหาได้โดยการคำนวณจากรูปร่างของฟันเฟือง และหาค่าได้จากตาราง 2.3

inspiration starts here

เนื่องจากแรงที่กระทำกับฟันเฟือง เป็นแบบกระทำซ้ำกันและมีความถี่ตามความเร็วของเฟือง ดังนั้นเฟืองจึงแตกร้าวโดยผลจากความล้า (fatigue) เสียส่วนใหญ่ เพราะฉะนั้นค่าความเค้นใช้งาน σ ในสมการ (2.13) (2.14) และ (2.15) จึงต้องเป็นความต้านแรงทนทาน (endurance strength) ดังในตาราง 2.4 ซึ่งแสดงค่าความเค้นใช้งานสำหรับวัสดุชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ทำเฟือง

ในทางปฏิบัติมักจะออกแบบเฟืองให้มีอัตราส่วนการชบอยู่ระหว่าง 1.2 ถึง 1.6 ดังนั้นในขณะที่แรงกระทำอยู่ที่ปลายฟันเฟืองฟันหนึ่ง ฟันคู่ถัดไปก็ยังมีสัมผัสกันอยู่ ฉะนั้นแรงทั้งหมดจึงมิได้กระทำที่ปลายฟันเฟือง เพราะมีฟันคู่อื่นช่วยรับแรงอยู่ด้วย ในขณะที่เฟืองหมุนไปแรงที่ปลายฟันจะค่อย ๆ เคลื่อนลงมาจนเกือบถึงกลางฟัน ฟันอีกคู่หนึ่งจึงผละออกจากกัน ด้วยเหตุนี้เองแรงทั้งหมดจึงกระทำต่อฟันเฟืองใกล้กับกลางฟัน (ยกเว้นในกรณีที่มี $m_c \leq 1$) จากการทำการงานของฟันเฟืองดังกล่าวมานี้ทำให้ไม่สามารถที่จะตัดลึกลงไปได้ว่า เมื่อใดความเค้นในฟันเฟืองจึงมากที่สุด สำหรับการออกแบบเฟืองเพื่อใช้งานทั่วไปแล้ว มักจะสมมติให้แรงทั้งหมดกระทำที่ปลายฟัน ส่วนชิ้นงานที่ต้องคำนึงถึงขนาดและน้ำหนักเป็นสิ่งสำคัญแล้ว มักจะใช้การคำนวณโดยคิดให้แรงกระทำใกล้กับกลางฟันเฟือง

ตามทฤษฎีการคำนวณหาขนาดของฟันเฟืองดังกล่าวมาแล้ว ได้ละทิ้งแรง F_r ในรูป 2.7 ที่กดฟันอยู่ แรงนี้จะทำให้เกิดความเค้นอัดเพิ่มขึ้นในฟัน ซึ่งเมื่อรวมกับความเค้นเนื่อง

ตาราง 2.3 ค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส

จำนวน ฟัน	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้กึ่งกลาง			
	14½°FD		20°FD		20°Stub		25°		14½°FD		20°FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	-Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083						
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092						
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.242	0.077	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.258	0.082	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.270	0.086	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.286	0.091	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.298	0.095	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.311	0.099	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.324	0.103	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.336	0.107	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.349	0.111	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.365	0.116	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.377	0.120	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.403	0.128	0.509	0.162	0.572	0.183
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.415	0.132	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.428	0.136	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.441	0.133	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.409	0.130	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.412	0.131	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.418	0.133	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.421	0.134	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.428	0.136	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.430	0.137	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.434	0.138	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.437	0.139	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.443	0.141	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.446	0.142	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.450	0.143	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.144	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.460	0.146	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.463	0.147	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.469	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.478	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.485	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.490	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.502	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.508	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.510	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240

จำนวน ฟัน	แรงกระทำที่ปลาย								แรงกระทำใกล้กึ่งกลาง			
	14½°FD		20°FD		20°Stub		25°		14½°FD		20°FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.531	0.169	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.538	0.171	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.550	0.175	0.650	0.207	0.801	0.255
แบริค	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.568	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262

ตาราง 2.4 ค่าความเค้นสถิตยใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
เหล็กหล่อสีเทา			
ASTM 25	8	55	174
ASTM 35	12	82	212
ASTM 50	15	103	223
เหล็กกล้าหล่อ (คาร์บอนต่ำ)			
0.2% C ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
0.2% C WQT	25	172	250
เหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ (forged)			
SAE 1020 case hardened และ WQT	18	124	156
SAE 1030 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	20	138	180
SAE 1035 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	23	159	190
SAE 1040 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	25	172	202
SAE 1045 ไม่ผ่านกรรมวิธีทางความร้อน	30	207	215
SAE 1045 ชุบแข็งโดย WQT	32	220	205
SAE 1050 ชุบแข็งโดย OQT	35	241	223
เหล็กกล้าผสม			
SAE 2320 case hardened และ WQT	50	345	225
SAE 2345 ชุบแข็งโดย OQT	50	345	475
SAE 3115 case hardened และ OQT	37	255	212
SAE 3145 ชุบแข็งโดย OQT	53	365	475
SAE 3245 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4340 ชุบแข็งโดย OQT	65	448	475
SAE 4640 ชุบแข็งโดย OQT	55	379	475

ตาราง 2.4 ค่าความเค้นสถิตย์ใช้งานสำหรับใช้กับสมการของลูอิส

วัสดุ	σ		HB
	ksi	N/mm ²	
SAE 6145 ชุบแข็งโดย OQT	67.5	465	475
วัสดุที่มีทองแดงเป็นส่วนผสม			
SAE 43 (ASTM B 147-52.8 A) (แมงกานีสบรอนซ์)	20	138	100
SAE 62 (ASTM B 143-52.1 A) (gun metal)	10	69	80
SAE 65 (ASTM B 144-52.3 C) (ฟอสเฟอ์บรอนซ์)	12	82	100
SAE 68 (ASTM B 148-52.98) (อลูมิเนียมบรอนซ์ ผ่านกรรมวิธี ทางความร้อน)	22	152	180
อโลหะ			
Bakelite, Micarta, Celeron	8	55	

หมายเหตุ WQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำแล้วเทมเปอเร (temper)

OQT หมายถึง ชุบแข็งด้วยน้ำมันแล้วเทมเปอร์

จากแรง F_b แล้ว (แรง F_b ทำให้เกิดความเค้นดึงและความเค้นอัดในฟัน) จะเป็นผลให้ความเค้นในด้านหนึ่งของฟันลดลงและความเค้นอัดในอีกด้านหนึ่งของฟันเพิ่มขึ้น เนื่องจากวัสดุส่วนมากที่ใช้ทำเฟืองสามารถรับแรงอัดได้มากกว่าแรงดึง ฉะนั้นแรง F_r ที่ละทิ้งไปนี้ จึงช่วยให้เฟืองสามารถรับแรงได้สูงขึ้นอีก อีกประการหนึ่งก็คือ ความล้าที่เกิดขึ้นมักจะมีในฟันด้านที่รับแรงดึง ดังนั้นการลดความเค้นดึงทางด้านนี้จึงทำให้ฟันแข็งแรงขึ้นอีก

ในการคำนวณหาแรง F_b ที่ฟันเฟืองจะสามารถรับได้โดยใช้สมการ (2.13)

(2.14) หรือ (2.15) นั้น ให้สังเกตสิ่งต่อไปนี้ สำหรับเฟืองที่มาจากกลุ่มหนึ่งจะมีค่าความหนา b และโมดูลหรือพิทช์เท่ากัน ดังนั้นเฟืองอื่นที่รับแรงได้น้อยกว่าก็คือ อันที่มีค่า σ_Y น้อยกว่า ถ้าพิเนียนและเฟืองทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกันแล้ว จากตาราง 2.3 จะเห็นได้ว่า ค่า Y ของพิเนียนจะน้อยกว่าของเฟือง (เฟืองมีจำนวนฟันมากกว่า) ดังนั้นพิเนียนจะรับแรงได้น้อยกว่าเฟือง เมื่อเป็นเช่นนี้ในการคำนวณหาขนาดของฟันจึงต้องคำนวณที่พิเนียน

2.8 ความเค้นหนานาน

ตัวประกอบที่สำคัญอีกค่าหนึ่งซึ่งมีผลต่อความแข็งแรงของฟัน เฟืองมากและมีได้รวม

อยู่ในสมการของลูอิสคือ ความเค้นหนาแน่น (stress concentration) ที่โคนฟันเฟือง ซึ่งเป็นบริเวณที่เชื่อมต่อกันระหว่างอินโวลูตเคอฟ และวงกลมตีเตนดัม และจะมีฟิลเลต (fillet) รัศมี r การหาค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นทางทฤษฎี K_t (theoretical stress concentration factor) สำหรับฟันเฟืองเป็นสิ่งที่ทำได้ยากมาก จึงมีเพียงแต่ผลที่ได้จากการทดลองโดยใช้วัสดุยืดหยุ่นโปร่งแสง (photoelasticity material) ของ Dolan และ Broghamer ซึ่งได้สมการออกมาดังนี้คือ

$$K_t = 0.22 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.2} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.4} \quad \text{สำหรับ } \phi = 14\frac{1}{2}^\circ \quad (2.16 \text{ ก})$$

$$K_t = 0.18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.15} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.45} \quad \text{สำหรับ } \phi = 20^\circ \quad (2.16 \text{ ข})$$

$$K_t = 0.14 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.11} \left(\frac{t}{L}\right)^{0.5} \quad \text{สำหรับ } \phi = 25^\circ \quad (2.16 \text{ ค})$$

โดยที่ t เป็นความหนาของฟันเฟือง และ L เป็นระยะห่างของแรง F_b กับหน้าตัด BED ดังรูป 2.7

ในทางปฏิบัติค่า t , L และ r เป็นค่าที่ไม่สามารถจะทราบได้ล่วงหน้าก่อนที่จะออกแบบฟันเฟือง นอกจากนี้ยังมีตัวประกอบอย่างอื่นอีก เช่น ความเรียบของผิวหน้า และตัวประกอบความไวของรอยเจาะ q (notch sensitivity factor) มาเกี่ยวข้องในการหาค่าความเค้นหนาแน่นอีกด้วย ทั้งนี้ในการหาค่าความเค้นหนาแน่นของฟันเฟืองให้ใช้ค่าประมาณดังนี้ คือ

$$1.2 \leq K_f \leq 1.7 \quad \text{เมื่อให้แรงกระทำที่ปลายฟัน}$$

$$1.4 \leq K_f \leq 2.0 \quad \text{เมื่อให้แรงกระทำใกล้กลางฟัน}$$

โดยที่ K_f เป็นตัวประกอบความเค้นหนาแน่นจริง (actual stress concentration factor) ดังนั้นสมการ (2.13) (2.14) และ (2.15) จึงเขียนได้เป็น

$$F_b = \frac{\sigma_{byp}}{K_f} \quad (2.17)$$

$$F_b = \frac{\sigma_b Y}{K_f P} \quad (2.18)$$

$$F_b = \frac{\sigma_b Y_m}{K_f} \quad (2.19)$$

ค่าพิตซ์หรือโมดูลที่ใช้ในการคำนวณออกแบบให้ใช้ตามมาตรฐานดังแสดงในตาราง 2.1

สำหรับการออกแบบเฟืองทั่วไปอาจจะสมมติให้ความหนาของฟันเฟืองมีค่าดังต่อไปนี้

$$\frac{8}{P} < b < \frac{12.5}{P} \quad \text{หรือ} \quad 8m < b < 12.5 \text{ m}$$

ในกรณีที่เนื้อที่ในการติดตั้งเฟืองมีน้อย ก็อาจจะออกแบบให้ความหนาเฟืองน้อยกว่าค่าที่แนะนำเอาไว้ก็ได้ ถ้าความหนาเฟืองน้อยเกินไป จะทำให้เกิดปัญหาในการตั้งศูนย์ (alignment) เฟืองที่ซบกัน แต่ถ้าความหนาเฟืองมากเกินไป อาจทำให้เฟืองบิด อันเนื่องมาจากการกระจายแรงไม่สม่ำเสมอตลอดความหนาฟันเฟือง

2.9 แรงพลวัต

จากที่ผ่านมาเป็นการคำนวณหาขนาดของเฟืองโดยคิดให้แรง F_b อยู่นิ่ง แล้วใช้ความรู้ทางด้านกลศาสตร์วัสดุหาสมการสำหรับแรงที่ฟันเฟืองควรจะได้รับเอาไว้ได้ ในทางด้านปฏิบัติเฟืองจะหมุนอยู่ในขณะใช้งาน และแรงที่ส่งผ่านมายังฟันเฟืองจะคำนวณได้จากสมการ

$$F_t = \frac{W P}{V} \quad (2.20)$$

โดยที่ F_t = แรงเป็น N

$W P$ = กำลังงานที่ส่งผ่าน เป็น W

V = ความเร็วพิตช์ (pitch line speed) เป็น m/s

หรือในระบบหน่วยอังกฤษ จะคำนวณหาแรงได้จากสมการ

$$F_t = \frac{33\,000 \text{ hp}}{V} \quad (2.21)$$

โดยที่ F_t = แรงเป็น lb

V = ความเร็วพิตช์เป็น ft/min

ตามปกติแล้วแรงที่ส่งผ่านจะมีค่ามากกว่าแรงที่หาได้จากสมการ (2.20) หรือ (2.21) ทั้งนี้ก็เนื่องมาจากตัวประกอบต่าง ๆ เช่น ความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของฟัน - เฟือง ค่าแบ็คแลชทำให้เกิดการกระแทกขึ้นเป็นต้น จากการทดลองพบว่า แรงที่ส่งผ่านมาที่แท้จริงขึ้นอยู่กับความเร็วพิตช์ เรียกว่าตัวประกอบความเร็ว K_v (velocity factor) ดังนั้นแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองในขณะที่ใช้งานควรจะเป็น

$$F_d = K_v F_t \quad (2.22)$$

ค่า F_d นี้เรียกว่าแรงพลวัต (dynamic load) ส่วน K_v สำหรับระบบหน่วยเอสไอจะหาได้จากสมการ

$$K_v = \frac{3 + V}{3} \quad \text{สำหรับเฟืองทั่วไป} \quad V \leq 10 \text{ m/s}$$

$$K_v = \frac{6 + v}{6} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างตื้น} \quad 5 < v < 20 \text{ m/s}$$

$$K_v = \frac{5.56 + \sqrt{v}}{5.56} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างลึก} \quad v \geq 20 \text{ m/s}$$

ค่า K_v สำหรับระบบหน่วยอังกฤษ จะหาได้จากสมการ

$$K_v = \frac{600 + v}{600} \quad \text{สำหรับเฟืองทั่วไป} \quad v \leq 2000 \text{ ft/min}$$

$$K_v = \frac{1200 + v}{1200} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างตื้น} \quad 1000 < v < 4000 \text{ ft/min}$$

$$K_v = \frac{78 + \sqrt{v}}{78} \quad \text{สำหรับเฟืองที่ตัดอย่างลึก} \quad v \geq 4000 \text{ ft/min}$$

ในการคำนวณหาขนาดของฟันเฟือง ผู้ออกแบบจะต้องตรวจสอบว่าแรงพลวัตนี้มากกว่าแรงที่ฟันเฟืองจะรับได้หรือไม่ และให้ถือว่าฟันเฟืองแข็งแรงพอเมื่อ $F_b \geq F_d$ โดยที่สมมติว่าแรง F_b กระทำที่ปลายฟัน การที่จะทำให้ F_b มากกว่า F_d เท่าใดนั้น ขึ้นอยู่กับชนิดของแรงที่มากกระทำ นั่นคือ

SE-ED
 $\frac{F_b}{F_d} = N_s$
 inspiration starts here

โดยที่ N_s เรียกว่า ตัวประกอบใช้งาน (service factor) และให้ใช้ค่าโดยประมาณ ซึ่งแสดงไว้ในตาราง 2.5

ตาราง 2.5 ตัวประกอบใช้งาน

ชนิดของแรง	N_s	ตัวอย่าง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.00-1.25	พัดลมไฟฟ้า
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.25-1.50	เครื่องเจาะบ่อน้ำบาดาล เครื่องมือลม
แรงกระแทกอย่างหนัก	1.50-2.00	เครื่องบดหิน

ตัวอย่าง 2.3

พินเนียนทำจากเหล็กหล่อ ASTM 50 ชับเฟืองทำจากบรอนซ์ SAE 65 ด้วยอัตราทด 3.5 เฟืองเป็นระบบ $14\frac{1}{2}^\circ$ FD จงหาขนาดที่เล็กที่สุดของเฟืองคู่นี้เพื่อใช้ส่งกำลัง 4500 W ที่ความเร็วของพินเนียน 1800 rpm โดยให้เฟืองอันเล็กมีจำนวนฟันไม่น้อยกว่า 16 ฟัน ค่าตัวประกอบใช้งานของเฟืองที่เลือกมาใช้ มีค่าเท่าใด

วิธีทำ

$$\text{สมมติให้พีเนียนมี 16 ฟัน} \quad N_p = 16 \text{ ฟัน}$$

$$\text{ฉะนั้นเฟืองจะมีฟัน} \quad N_g = 16(3.5) = 56 \text{ ฟัน}$$

สมมติให้แรงกระทำที่ปลายฟัน ดังนั้น จากตาราง 2.3

$$Y_p = 0.255 \quad Y_g \approx 0.352$$

จากตาราง 2.4

$$\sigma_p = 103 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_g = 82 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_p Y_p = 103(0.255) = 26.26 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g Y_g = 82(0.352) = 28.86 \text{ N/mm}^2$$

จะเห็นได้ว่า $\sigma_p Y_p$ มีค่าน้อยกว่า $\sigma_g Y_g$ ดังนั้นจึงต้องคำนวณหาขนาดของฟันที่พีเนียน

$$\begin{aligned} \text{ความเร็วพิตซ์} \quad V &= \pi d n = \pi m N_p n \\ &= \pi (m) (16) \left(\frac{1800}{60} \right) = 1508 \text{ m} \quad \text{mm/s} \\ &= 1.508 \text{ m} \quad \text{m/s} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.20)

$$F_t = \frac{W_p}{V} = \frac{4500}{1.508 \text{ m}} = \frac{2984}{\text{m}} \text{ N}$$

สมมติว่า ความเร็วพิตซ์ V น้อยกว่า 10 m/s ดังนั้น

$$K_v = \frac{3 + V}{3} = \frac{3 + 1.508 \text{ m}}{3}$$

จากสมการ (2.22)

$$\begin{aligned} F_d &= K_v F_t \\ &= \frac{3 + 1.508 \text{ m}}{3} \left(\frac{2984}{\text{m}} \right) \\ &= \frac{2984}{\text{m}} + 1500 \text{ N} \end{aligned} \quad (1)$$

สมมติให้ $K_f = 1.5$ และ $b = 10 \text{ m} \text{ mm}$ และแทนค่าในสมการ (2.19)

$$F_b = \frac{\sigma_b Y_p m}{K_f} = \frac{103(10 \text{ m})(0.225)(\text{m})}{1.5}$$

$$F_b = 175.1 \text{ m}^2 \text{ N} \quad (2)$$

จากสมการ (1) และ (2) เมื่อแทนค่า m ด้วย 3 4 และ 5 แล้วแก้สมการหาค่า F_d และ F_b ได้ค่าดังนี้คือ

m	F_d	F_b
3	2495	1576
4	2246	2801
5	2097	4377

จากตารางจะเห็นว่าเฟืองที่มีโมดูล 4 mm สามารถใช้งานได้และมีตัวประกอบใช้งาน

$$N_s = F_b / F_d = 2801 / 2246 = 1.247$$

ดังนั้นความหนาของเฟืองคู่นี้คือ

$$b = 10(4) = 40 \text{ mm}$$

และความเร็วพิทซ์

$$V = 1.508(4) = 6.03 \text{ m/s}$$

ซึ่งน้อยกว่า 10 m/s ตามที่ได้สมมติไว้ในตอนต้น
ขนาดของวงกลมพิทซ์คือ



$$d_p = mN_p = 4(16) = 64 \text{ mm}$$

$$d_g = mN_g = 4(56) = 224 \text{ mm}$$

ตัวอย่าง 2.4

เฟืองคู่หนึ่งใช้ส่งกำลัง 10 hp จากเพลาชั่งหมุนด้วยความเร็วรอบ 3510 rpm ไปยังเพลอีกอันหนึ่งโดยที่ความเร็วลดลง 3 เท่า วัสดุของพีเนียนและเฟืองคือ SAE 1045 ชุบแข็งโดย WQT และ SAE 1030 ตามลำดับ โมเมนต์บิดในขณะสตาร์ท (starting torque) มีค่ามากกว่าโมเมนต์บิดขณะใช้งาน 130% ถ้าให้วงกลมพิทซ์ของพีเนียนมีขนาด 2.75 in. จงคำนวณหาขนาดของเฟืองคู่นี้ในระบบ 20°FD

วิธีทำ

จากตาราง 2.4

$$\sigma_p = 32 \text{ 000 psi} \quad \sigma_g = 20 \text{ 000 psi}$$

จะเห็นว่าวัสดุทั้งสองมีความต้านแรงต่างกันมาก ส่วนค่า Y ในตาราง 2.3 มีค่าแตกต่างกันไม่มากนัก ดังนั้นจึงสมมติให้พีเนียนแข็งแรงกว่าเฟือง นั่นคือให้ σ_{Yp} มีค่ามากกว่า σ_{Yg}

จากสมการ (2.1)

$$m_{\omega} = \frac{d_g}{d_p}$$

$$d_g = 3(2.75) = 8.25 \text{ in.}$$

ความเร็วพิตช์

$$V = \pi d_g n = \pi(8.25/12)(3510/3) = 2527 \text{ ft/min}$$

จากสมการ (2.21)

$$F_t = \frac{33\,000 \text{ hp}}{V} = \frac{33\,000(10)(1.3)}{2527} = 169.77 \text{ lb.}$$

จะเห็นว่าความเร็วพิตช์มากกว่า 2000 ft/min ดังนั้น

$$K_v = \frac{1200 + V}{1200} = \frac{1200 + 2527}{1200} = 3.1$$

จากสมการ (2.22)

$$F_d = K_v F_t = 3.1(169.77) = 526.3 \text{ lb.}$$

สมมติให้ $K_f = 1.5$ และ $b = 10/P$ เนื่องจากยังไม่รู้จำนวนฟันเฟือง ดังนั้นจึงไม่สามารถหาค่า Y ได้ จากการพิจารณาดตาราง 2.3 จะเห็นได้ว่า ถ้าจำนวนฟันเฟืองอยู่ระหว่าง 35 ถึง 65 ฟัน ก็อาจจะสมมติค่าเฉลี่ยของ Y ในการคำนวณขั้นแรกได้เพราะค่า Y ไม่แตกต่างกันมากนัก ในที่นี้ให้สมมติค่า $Y = 0.39$ และในการหาค่าพิตช์โดยประมาณ จะให้ $F_b = F_d$ จากสมการ (2.18)

$$F_d = F_b = \frac{\sigma_b Y}{K_f P}$$

$$526.3 = \frac{20\,000(10)(0.39)}{1.5 P^2}$$

$$P = 9.94$$

ถ้าให้ $P = 10 \text{ in.}^{-1}$ แล้ว F_b จะน้อยกว่า F_d ดังนั้นจากตาราง 2.1 เลือกขนาด $P = 8 \text{ in.}$

$$N_p = d_p \cdot P = 2.75(8) = 22 \text{ ฟัน}$$

$$N_g = d_g \cdot P = 8.25(8) = 66 \text{ ฟัน}$$

จากตาราง 2.3

$$\begin{aligned}
 Y_p &= 0.33 & Y_g &\approx 0.425 \\
 \sigma_{p_p} Y_p &= 32\,000(0.33) & &= 10\,560 \\
 \sigma_{g_g} Y_g &= 20\,000(0.425) & &= 8500
 \end{aligned}$$

ดังนั้นพีเนียนจึงแข็งแรงกว่าเฟือง ตามที่ได้สมมติไว้
จากสมการ (2.18)

$$F_b = \frac{20\,000(10/8)(0.425)}{1.5(8)} = 885.4 \text{ lb.}$$

และ $N_s = F_b/F_d = 885.4/526.3 = 1.68$

ความหนาของเฟือง

$$b = 10/P = 10/8 = 1.25 \text{ in.}$$

จากผลการคำนวณจะได้ว่า

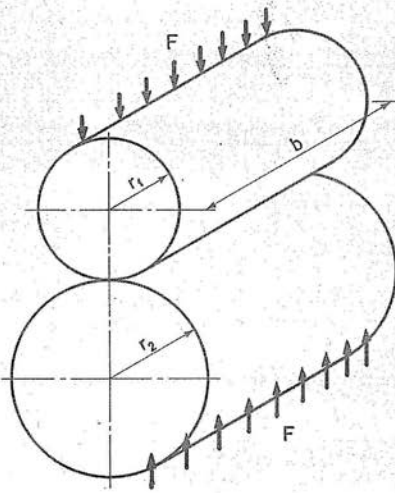
$$\begin{aligned}
 P &= 8 \text{ in.} & b &= 1.25 \text{ in.} & N_p &= 22 \text{ ฟัน} \\
 N_g &= 66 \text{ ฟัน} & d_p &= 2.75 \text{ in.} & d_g &= 8.25 \text{ in.}
 \end{aligned}$$

ในกรณีที่ต้องการจะทดลองออกแบบเฟืองซึ่งมีสัปดาห์อื่น ๆ อีกเพื่อหาขนาดที่เหมาะสม ก็สามารถทำได้ในทำนองเดียวกัน เช่นให้ $P = 10 \text{ in.}^{-1}$ และ $b = 1.30 \text{ in.}$ เป็นต้น

2.10 ความคงทนของผิวหน้าฟันเฟืองตรง

การเสียหายของฟันเฟือง นอกจากจะเสียหายเนื่องจากการแตกหักแล้ว อาจจะทำให้เกิดการเสียหายเนื่องจากผิวหน้าสึกกร่อนจนใช้งานไม่ได้ดีก่อนเกิดการแตกหักขึ้นได้ ทั้งนี้เพราะความเค้นที่ผิวหน้าของฟันเฟืองมีค่าสูงมาก ปรากฏการณ์เช่นนี้เรียกว่า พิตติง (pitting) หรือการเกิดหลุมบนฟันเฟือง ซึ่งเป็นความเสียหายเนื่องจากความล้า เพราะฟันเฟืองอยู่ภายใต้แรงกระทำซ้ำกันเป็นวัฏจักร บัคคิงแฮม (Buckingham) เป็นผู้นำเอาสมการของเฮิร์ตซ์ (Hertz) มาคำนวณหาแรงใช้งานของฟันเฟือง เพื่อไม่ให้เกิดการเสียหายในลักษณะเช่นนี้โดยพิจารณาทรงกระบอกรัศมี r_1 และ r_2 ซึ่งอยู่ภายใต้แรงกด F ดังรูป 2.8 ความเค้นของเฮิร์ตซ์ (Hertzian stress) คือ

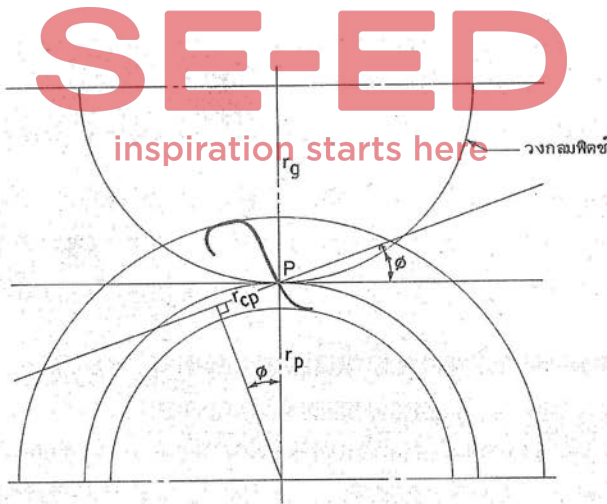
$$\sigma = \sqrt{\frac{F(1/r_1 + 1/r_2)}{\pi b \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}} \tag{2.23}$$



รูป 2.8 ทรงกระบอกสองอันสัมผัสกันแบบโรลลิง (rolling) ภายใต้แรง F

โดยที่ b = ความยาวของทรงกระบอกที่สัมผัสกัน
 E = โมดูลัสความยืดหยุ่น
 ν = อัตราส่วนปัวซอง (Poisson's ratio)
 σ = ความเค้นที่ผิวหน้า (surface stress)

ในการนำสมการ (2.23) มาใช้กับฟันเฟืองที่ขบกัน ณ จุดสัมผัส ดังรูป 2.9 ให้แทน r_1 และ r_2 ด้วยรัศมีความโค้งของฟัน ณ จุดสัมผัสของพีเนียนและเฟือง คือ r_{cp} และ r_{cg} ตามลำดับ



รูป 2.9 ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมีความโค้งของฟันเฟืองกับรัศมีวงกลมพิชชี

จากรูป 2.9 จะเห็นได้ว่า

$$\begin{aligned} r_1 &= r_{cp} = r_p \sin \phi \\ r_2 &= r_{cg} = r_g \sin \phi \end{aligned} \tag{2.24}$$

นอกจากนี้ยังให้แรง F เป็น แรงสึกกร่อนใช้งาน (allowable wear load) F_w และ σ_e เป็นความต้านแรงทนทานผิวหน้า (surface endurance strength) σ_e เมื่อแทนค่าในสมการ (2.23) จะกลายเป็น

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{F_w \left(\frac{1}{r_p \sin \phi} + \frac{1}{r_g \sin \phi} \right)}{\pi b \left[\frac{(1 - \nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1 - \nu_g^2)}{E_g} \right]}} \quad (2.25)$$

แต่ $\frac{1}{\sin \phi} \left(\frac{1}{r_p} + \frac{1}{r_g} \right) = \frac{1}{\sin \phi} \left(\frac{r_p + r_g}{r_p r_g} \right) = \frac{2(d_p + d_g)}{d_p d_g \sin \phi}$

และสำหรับเหล็ก ν มีค่าประมาณ 0.3 ซึ่งจะได้ว่า

$$\begin{aligned} \pi b \left[\frac{(1 - \nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1 - \nu_g^2)}{E_g} \right] &= \pi b \left[1 - (0.3^2) \right] \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \\ &= 2.86 \pi b \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \end{aligned}$$

ดังนั้นจึงเขียนสมการ (2.25) ได้ใหม่เป็น

$$F_w = \frac{\sigma_e^2 b \sin \phi \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right)}{(0.35)(2) \left(\frac{d_p + d_g}{d_p d_g} \right)} \quad (2.26)$$

และถ้าให้

$$\begin{aligned} K &= \frac{\sigma_e^2 \sin \phi}{1.4} \left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g} \right) \\ Q &= \frac{2 d_p d_g}{d_p + d_g} = \frac{2 N_p N_g}{N_p + N_g} = \frac{2 m \omega}{1 + m \omega} \end{aligned}$$

สมการ (2.26) จึงเขียนได้ในรูปที่เหมาะสม คือ

$$F_w = d_p b Q K \quad (2.27)$$

ค่า K และ σ_e สำหรับวัสดุบางชนิดที่ใช้การทำเฟือง หาค่าได้จากตาราง 2.6 ส่วนวัสดุเหล็กกล้าที่ไม่มีอยู่ในตาราง 2.6 ก็อาจจะหาค่าโดยประมาณได้ดังนี้คือ

$$\sigma_e = 2.76 \text{ (HB)} - 68.96 \text{ N/mm}^2 \quad (2.28 \text{ ก})$$

$$\sigma_e = 400 \text{ (HB)} - 10 \text{ 000 psi} \quad (2.28 \text{ ข})$$

ตาราง 2.6 ตัวประกอบแรงเสียดทาน K และซีตจํากัดความทนทานผิวหน้า σ_e

วัสดุของทีเนียนและเฟือง	σ_e		K, psi				K, N/mm ²		
	ksi	N/mm ²	$\phi=14\frac{1}{2}^\circ$	$\phi=20^\circ$	$\phi=25^\circ$	$\phi=14\frac{1}{2}^\circ$	$\phi=20^\circ$	$\phi=25^\circ$	
									$\phi=25^\circ$
เฟืองทั้งสองเป็นเหล็กกล้า ซึ่งมีความแข็งบริเนล (HB)									
เฉลี่ยของทีเนียนและเฟืองดังนี้									
150	50	345	30	41	51	0.206	0.281	0.347	
175	60	414	43	58	72	0.296	0.405	0.500	
200	70	483	58	79	98	0.403	0.551	0.680	
225	80	552	76	103	127	0.526	0.719	0.889	
250	90	621	96	131	162	0.666	0.910	1.125	
275	100	690	119	162	200	0.823	1.124	1.389	
300	110	759	144	196	242	0.995	1.360	1.680	
325	120	828	171	233	288	1.185	1.618	2.000	
350	130	897	196	270	333	1.390	1.899	2.347	
375	140	966	233	318	384	1.612	2.203	2.722	
400	150	1035	268	366	453	1.851	2.528	3.124	
เหล็กกล้า (HB 150) กับเหล็กหล่อ	50	345	44	60	74	0.340	0.465	0.574	
เหล็กกล้า (HB 200) กับเหล็กหล่อ	70	483	87	119	147	0.677	0.911	1.125	
เหล็กกล้า (HB 250) กับเหล็กหล่อ	90	621	144	196	242	1.102	1.505	1.860	
เหล็กกล้า (HB 150) กับฟอสเฟอโรบรอนซ์	59	407	46	62	77	0.411	0.562	0.695	
เหล็กกล้า (HB 200) กับฟอสเฟอโรบรอนซ์	65	448	73	100	123	0.498	0.681	0.841	
เหล็กกล้า (HB 250) กับฟอสเฟอโรบรอนซ์	85	586	135	184	228	0.853	1.165	1.440	
เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ	90	621	193	264	327	1.538	2.100	2.596	
เหล็กหล่อกับฟอสเฟอโรบรอนซ์	83	572	170	234	288	1.182	1.615	1.996	

โปรดสังเกตว่า แรง F_w ในที่นี้มีทิศทางตั้งฉากกับส่วนโค้งของฟันเฟือง ณ จุดสัมผัส ถ้าในการคำนวณปรากฏว่า F_w และ F_b มีค่ามากกว่า F_d แล้ว แสดงว่าฟันเฟืองจะไม่เกิดการแตกหักหรือสึกกร่อนมากเกินไปในระยะเวลาดังกล่าว ในกรณีของเฟืองที่มีได้ทำงานหนักตลอดเวลา ก็มักจะออกแบบให้ F_b มากกว่า F_d แต่เพียงอย่างเดียวก็เป็นการเพียงพอแล้ว จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญในการออกแบบพบว่า ควรออกแบบให้ F_w มีค่าน้อยกว่า F_b ทั้งนี้เพื่อให้เฟืองเกิดการสึกกร่อนแทนที่จะเกิดการแตกหักเนื่องจากการคัดที่ฟันเฟือง ทั้งนี้เพราะเมื่อเกิดการสึกกร่อน เฟืองคู่หนึ่งก็จะทำงานด้วยเสียงดังกว่าปกติ ทำให้ทราบได้ล่วงหน้า และเปลี่ยนใหม่ได้ ก่อนที่เฟืองจะเกิดการแตกหักขึ้น

ในกรณีที่ตีเนียนขับเฟืองใน (internal gear) ค่า r_p จะเป็นบวก และ r_g จะเป็นลบ (รัศมีความโค้งกลับกัน) เมื่อคิดเครื่องหมายนี้ด้วยแล้ว ค่า Q ของสมการ (2.27) จะกลายเป็น

$$Q = \frac{2 d_g}{d_g - d_p} = \frac{2 N_g}{N_g - N_p} = \frac{2 m_\omega}{m_\omega - 1}$$

ตัวอย่าง 2.5

จากตัวอย่าง 2.3 จงตรวจสอบว่าเฟืองคู่ที่ออกแบบสามารถทนต่อแรงสึกกร่อนได้เท่าใด และเหมาะสมที่จะใช้งานหรือไม่



วิธีทำ

จากตัวอย่าง 2.3

$$m_\omega = 3.5 \quad d_p = 64 \text{ mm} \quad b = 40 \text{ mm}$$

$$Q = \frac{2 m_\omega}{1 + m_\omega} = \frac{2(3.5)}{1 + 3.5} = 1.556$$

จากตาราง 2.6 ในกรณีที่วัสดุเฟืองเป็นเหล็กหล่อและบรอนซ์

$$K = 1.182 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ (2.27)

$$\begin{aligned} F_w &= d_p b Q K \\ &= 64(40)(1.556)(1.182) = 4708.33 \text{ N} \end{aligned}$$

เมื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ใช้ออกแบบในตัวอย่าง 2.3 ซึ่ง

$$F_b = 2801 \text{ N} \quad F_d = 2246 \text{ N}$$

จะเห็นได้ว่า F_w มากกว่า F_d และ F_b แสดงว่าเฟืองนี้ใช้งานได้โดยไม่เกิดการสึกกร่อนจนเกินไปก่อนเกิดการแตกหักขึ้น ในกรณีที่ต้องการให้ $F_w < F_b$ ผู้ออกแบบก็ควรที่จะเลือกวัสดุ - ใหม่

ตัวอย่าง 2.6

เฟืองคู่หนึ่งเป็นเฟืองระบบ 20°FD พิเนียนมี 20 ฟัน ขับเฟืองในซึ่งมี 75 ฟัน ความเร็วรอบของพิเนียน 1150 rpm เฟืองคู่นี้ทำจากเหล็กหล่อ ASTM 25 มีโมดูล 3 mm และความกว้างฟันเฟือง 37.5 mm เฟืองคู่นี้จะใช้ส่งกำลังได้สูงสุดเท่าใดถ้าคิดถึงทั้งความแข็งแรงและการสึกกร่อนของฟัน

วิธีทำ

วงกลมพิตซ์ของพิเนียน

$$d_p = N_p m = 20(3) = 60 \text{ mm}$$

ความเร็วพิตซ์

$$V = \pi d_p N_p = \pi \left(\frac{60}{1000} \right) \left(\frac{1150}{60} \right) = 3.61 \text{ m/s}$$

ตัวประกอบความเร็ว

$$K_v = \frac{3 + V}{3} = \frac{3 + 3.61}{3} = 2.2$$

จากสมการ (2.22) แรงพลวัต

$$F_d = K_v F_t = 2.2 F_t \quad \text{N}$$

จากตาราง 2.3 และ 2.4 โดยสมมติว่าแรงกระทำที่ปลายฟัน

$$Y_p = 0.320 \quad \sigma = 55 \text{ N/mm}^2 \quad \text{HB} = 174$$

สมมติให้ $K_f = 1.5$ ดังนั้นเมื่อคิดเฉพาะความแข็งแรงของฟัน แรงที่ฟันเฟืองควรจะได้รับได้ หาได้จากสมการ (2.19) คือ

$$F_b = \frac{\sigma_b Y_m}{K_f} = \frac{55(37.5)(0.320)(3)}{1.5} = 1320 \text{ N}$$

กำลังงานที่ส่งผ่านเฟืองมีค่าสูงสุด เมื่อ $F_b = F_d$ นั่นคือ

$$\begin{aligned} 2.2 F_t &= 1320 \\ F_t &= 600 \text{ N} \end{aligned}$$

กำลังงานสูงสุด

$$W_p = F_t V = 600(3.61) = 2166 \text{ W}$$

เมื่อคิดแรงกร่อนใช้งาน จากสมการ (2.27)

$$F_w = d_p b Q K$$

จากตาราง 2.6 เมื่อวัสดุของพีเนียนและเฟืองเป็นเหล็กหล่อ

$$K = 2.100 \text{ N/mm}^2$$

สำหรับเฟืองใน จากสมการ

$$Q = \frac{2 \frac{N_g}{N_g - N_p}}{75 - 20} = \frac{2(75)}{75 - 20} = 2.727$$

ดังนั้น

$$F_w = 60(37.5)(2.727)(2.100) = 12\,885.08 \text{ N}$$

ถ้าจะให้ส่งกำลังงานได้สูงสุด เมื่อ $F_w = F_d$ แล้วจะได้

$$2.2 F_t = 12\,885.08$$

$$F_t = 5856.85 \text{ N}$$

ซึ่งแรง F_t ที่ได้นี้มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณโดยคิดเฉพาะความแข็งแรงของฟันมาก ดังนั้นกำลังงานสูงสุดที่เฟืองคู่นี้จะส่งได้จึงเท่ากับ 2166 W

วิธีการคำนวณหาขนาดของเฟืองที่ได้กล่าวมาแล้วนี้เป็นเพียงวิธีหนึ่งเท่านั้น วิธีอื่น ๆ ที่นิยมใช้กันก็คือ การคำนวณตามคำแนะนำของสมาคมผู้ผลิตเฟือง AGMA (American Gear Manufactures Association) วิธีการของ AGMA ก็คือการเปลี่ยนแปลงสมการของลูอิส เล็กน้อย โดยเพิ่มตัวประกอบแก้ไข (correction factors) ต่าง ๆ เข้าไปในสมการของลูอิส ซึ่งได้แก่ ตัวประกอบแก้ไขการกระจายของแรง (load distribution correction) ตัวประกอบแก้ไขขนาด (size correction) และตัวประกอบแก้ไขเกินภาระ (overload correction) โดยอาศัยผลจากการทดลองหรือจากประสบการณ์อันยาวนานของผู้ออกแบบเฟือง ซึ่งก็จะทำให้ได้ผลที่ละเอียดและแน่นอนยิ่งขึ้นและผู้อ่านจะหารายละเอียดการใช้สูตรได้จากเอกสารของ AGMA โดยตรง

2.11 ฮันทิงทอ

ถ้าเฟืองคู่หนึ่งซึ่งขบกันมีจำนวนฟัน 20 และ 40 ฟัน ตามลำดับ ฟันคู่เดิมจะมาขบกันอีกครั้งหนึ่งเมื่อพีเนียนหมุนไปครบสองรอบ เป็นเช่นนี้เรื่อยไป แต่ถ้าทำให้เฟืองมีจำนวนฟัน

เพิ่มขึ้นเป็น 41 ฟัน ทึนเวียนจะต้องหมุน 41 รอบ และเฟืองทึน 20 รอบ ฟันคู่เดิมที่ขบกันจึงจะกลับมายขบกันอีกครั้งหนึ่ง จำนวนฟันเฟืองที่ใส่เพิ่มเข้าไปนี้เรียกว่าฮันติงทึช (hunting - tooth) ซึ่งมีประโยชน์ในการทำให้การสึกหรอของฟันเฟืองข้างลงและการสึกหรอเป็นไปอย่างทั่วถึง (uniform wear) ทำให้อายุการใช้งานของเฟืองทึนนี้นยาวนานขึ้น แต่การเพิ่มฟันเฟืองเข้าไปอีกหนึ่งฟัน จะทำให้อัตราทดเปลี่ยนแปลงไปเล็กน้อย ซึ่งถ้าการเปลี่ยนแปลงนี้ไม่มีผลต่อการใช้งานก็สามารถใช้ฮันติงทึชได้ แต่ถ้าการใช้งานต้องการให้มีอัตราทดที่แน่นอน ก็ไม่อาจนำวิธีการดังกล่าวนี้มาใช้

2.12 วัสดุสำหรับเฟือง

วัสดุที่ใช้ทำเฟืองมีอยู่หลายชนิดทั้งที่เป็นโลหะและอโลหะ หลักทั่วไปในการออกแบบชิ้นส่วนใด ๆ ของเครื่องจักรกลก็คือ การเลือกใช้วัสดุที่ราคาถูก ผลิตได้ง่าย และสามารถทำงานได้ตามความประสงค์ สำหรับการเลือกใช้วัสดุสำหรับทำเฟืองผู้ออกแบบจะต้องไตร่ตรองดูว่าจุดประสงค์ใด เป็นสิ่งที่มีความสำคัญที่สุดต่อการใช้งาน เช่นถ้าต้องการให้มีความต้านแรงสูง (high strength) เป็นสิ่งสำคัญ ก็จะต้องเลือกใช้เหล็กกล้า เพราะคิดว่าเหล็กหล่อ แต่ถ้าต้องการให้ทนทานต่อการสึกกร่อน เนื่องจากการเสียดสีได้เป็นอย่างดี ก็ควรเลือกใช้วัสดุที่ไม่ใช่เหล็ก เช่น อลูมิเนียมบรอนซ์ (aluminium bronze) หรือถ้าต้องการลดระดับเสียงในขณะใช้งานก็อาจจะใช้วัสดุที่เป็นอโลหะ เช่น ไนลอน เป็นต้น

วัสดุที่นิยมใช้ทำเฟืองมากที่สุดชนิดหนึ่งก็คือ เหล็กหล่อ ทั้งนี้เพราะมีราคาต่ำ ผลิตได้ง่าย ทนต่อการสึกหรอได้ดีและดูดเสียงได้มากพอสมควร แต่ข้อเสียของเหล็กหล่อก็คือมีความต้านแรงดึงต่ำ ทำให้ฟันเฟืองหนามาก ดังนั้นในบางครั้งจึงใช้เหล็กหล่อเหนียวพิเศษ (nodular cast iron) ซึ่งเป็นเหล็กหล่อที่ผสมแมกนีเซียมหรือซีเรียม (cerium) เข้าไป ทำให้ได้เหล็กหล่อที่มีความแข็งแรงมากขึ้น แต่ยังคงไว้ซึ่งคุณสมบัติอย่างอื่นที่ได้กล่าวมาแล้ว

เหล็กกล้าที่ใช้ในการทำเฟืองโดยมากเป็นเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา (plain - carbon steel) หรือเหล็กกล้าผสม (alloy steel) ซึ่งมีความต้านแรงดึงสูงกว่าเหล็กหล่อ โดยที่ราคาไม่สูงมากนัก แต่เนื่องจากผิวหน้าของเหล็กกล้ามีความแข็งน้อย ดังนั้นจึงต้องมีกระบวนการทำผิวหน้าให้แข็งขึ้น โดยกรรมวิธีทางความร้อน (heat treatment) เพื่อให้ฟันเฟืองทนต่อการสึกหรอได้ดี แต่กรรมวิธีทางความร้อนมักจะทำให้ฟันเฟืองเกิดการบิดเบี้ยวขึ้น - เล็กน้อย ดังนั้นแรงที่มากกระทำต่อฟันจึงไม่กระจายออกไปอย่างสม่ำเสมอ ซึ่งอาจทำให้ฟันเฟืองเสียหาย เนื่องจากเกิดการบิดเบี้ยวนี้เกิดในเหล็กกล้าผสมน้อยกว่าเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา ผู้ออกแบบจึงนิยมใช้เหล็กกล้าผสมมากกว่า

โลหะผสมที่นำมาใช้ทำเฟืองได้แก่ ทองแดง สังกะสี อลูมิเนียม และไทเทเนียม (titanium) ทองแดงผสมที่นิยมใช้ทำเฟืองเป็นอย่างมากคือ บรอนซ์ เพราะทนต่อการกัดกร่อน (corrosion) ได้ดี มีความเสียดทานน้อย และทนต่อการสึกหรอ

อลูโธที่นิยมใช้ทำเฟืองได้แก่ rawhide nylon และพลาสติกชนิดต่าง ๆ เป็นต้น เฟืองที่ทำด้วยวัสดุเหล่านี้จะทำงานเงียบมาก มีความเสียดทานน้อย และผลิตได้ง่าย นอกจากนี้แล้ว วัสดุประเภทนี้ยังช่วยดูดซับการสั่นสะเทือนได้เป็นอย่างดี แต่ก็มีข้อเสียคือ เป็นวัสดุที่มีความแข็งแรงน้อย และนำความร้อนได้ไม่ดี ทำให้มีความร้อนสะสมอยู่ในเฟืองขณะใช้งานมาก และอาจจะส่งผลทำให้ฟันบิดเบี้ยวได้

2.13 เอกสารอ่านประกอบ

1. T.J. DOLAN & E.L. BROGHAMER, "A Photoelastic Study of Stresses in Gear Tooth Profiles," Bulletin No. 335, Eng. Exp. Sta., University of Illinois, Urbana, 1942.
2. D.W.DUDLEY, "Gear Handbook," McGraw-Hill, 1962.
3. A.D. DEUTSCHMAN, W.J. MICHELS & C.E. WILSON, "Machine Design Theory and Practice," Macmillan Publishing Co., Inc., 1975.
4. V.M. FAIRES, "Design of Machine Elements," 4th ed., Macmillan Co., 1969.
5. AGMA, "Strength of Spur, Helical, Herringbone, and Bevel Gear Teeth."

SE-ED
inspiration starts here

2.14 แบบฝึกหัด

1. พิเนียนมีฟัน 30 ฟัน เชือกเวลาพิตช์ $p = 6.28$ mm หมุนด้วยความเร็วรอบ 2000 rpm ขับเฟืองซึ่งหมุนด้วยความเร็วรอบ 500 rpm จงคำนวณหาโมดูล จำนวนฟันของเฟือง และระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสอง ถ้าเฟืองคู่นี้เป็นระบบ 20° FD จะมีจำนวนฟันที่ขบกันอยู่เท่าใด และมีการชดกันหรือไม่
2. เฟืองชนิด 20° FD มีฟัน 30 ฟัน โมดูล 6 mm จงหาความสูงใช้งานฟันเฟือง รัศมีวงกลมฐานและวงกลมแอดเดนดัม
3. เฟืองคู่หนึ่งมีโมดูล 8 mm มีอัตราทด 1 : 4 เฟืองคู่นี้จะมีจำนวนฟันเท่าใด ถ้าระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองทั้งสองประมาณ 300 mm
4. พิเนียนมีฟัน 15 ฟัน โมดูล 8 mm และ $\phi = 25^\circ$ ขับเฟืองซึ่งมีฟัน 18 ฟัน เฟืองคู่นี้จะมีอัตราส่วนการขบเท่าไร และมีการชดกันหรือไม่
5. เฟืองนอกอันหนึ่งขับเฟืองในซึ่งมีฟัน 80 ฟัน ด้วยอัตราทด 4 เฟืองคู่นี้มีเชือกเวลาพิตช์ 18.85 mm 20° FD จงหาระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองคู่นี้ ถ้าจุดศูนย์กลางในขณะติดตั้งเฟืองห่างเกินไป 2 mm มุมกดจะเป็นเท่าใด

6. เฟืองมีฟัน 30 ฟัน เชือกเวลาพิตช์ $p = 25.13 \text{ mm}$ ขบกับเฟืองอีกอันหนึ่ง ซึ่งมีขนาดวงกลมพิตช์ 376 mm ฟันเป็นระบบ $14\frac{1}{2}^\circ \text{FD}$ (ก) จงหาขนาดวงกลมพิตช์ของเฟืองอันแรก (ข) จงหาจำนวนฟันของเฟืองอันที่สอง (ค) จงหาค่าที่มากที่สุดของแอดเดนดัมสำหรับเฟืองอันแรกที่จะไม่ทำให้เกิดการขัดกันขึ้น
7. เฟืองคู่หนึ่งมีมุมกด $14\frac{1}{2}^\circ \text{FD}$ พิเนียนมีฟัน 15 ฟัน $p = 25.13 \text{ mm}$ อัตราทด 4 เฟืองคู่นี้จะมีการขัดกันหรือไม่ ถ้ามีการขัดกันเกิดขึ้น แต่ต้องการจะขจัดเสีย มุมกดควรจะเป็นเท่าใด
8. เฟืองคู่หนึ่งเป็นแบบ 20°FD ในขณะใช้งานพิเนียนมีความเร็วรอบ 1200 rpm ทำจากเหล็กหล่อ ASTM 50 ใช้ส่งกำลัง 3.8 kW เฟืองคู่นี้เป็นเฟืองที่ตัดอย่างดี ถ้า $N_p = 24$ $N_g = 32$ $m = 3 \text{ mm}$ และ $b = 38 \text{ mm}$ จงคำนวณหา (ก) แรงที่ฟันเฟืองจะรับได้ (ข) แรงพลวัต และ (ค) ตัวประกอบใช้งาน
9. บริษัทผู้ผลิตเฟืองบริษัทหนึ่ง ระบุว่า เฟืองตรงทำด้วยเหล็กหล่อคู่หนึ่งมีขนาดดังต่อไปนี้ : $N_p = 20$ $b = 100 \text{ mm}$ $\phi = 20^\circ \text{FD}$ และโมดูล $m = 10 \text{ mm}$ สามารถส่งกำลังได้ 5.2 kW ที่ความเร็วพิตช์ 2 m/s ท่านพอจะบอกได้หรือไม่ว่าเฟืองคู่นี้ทำด้วยเหล็กหล่อเกรดใด
10. เฟืองตรงคู่หนึ่งใช้กับงานขับเคลื่อนเพรสเซอร์ ฟันเป็นแบบเฟืองทั่วไปใช้ส่งกำลัง 7.5 kW ที่ความเร็วรอบของพิเนียน 1750 rpm พิเนียนมีฟัน 25 ฟัน เฟืองคู่นี้เป็นระบบ 20°FD โมดูล 4 mm $b = 40 \text{ mm}$ และทำจากเหล็กหล่อ ASTM 35 ถ้าให้ $K_f = 1.5$ เฟืองคู่นี้เหมาะที่จะใช้งานดังกล่าวหรือไม่ ถ้าไม่เหมาะท่านจะแนะนำอย่างไร
11. เฟืองตรงคู่หนึ่งเป็นระบบ 20°FD และไม่มีโมดูล 5 mm พิเนียนทำจากฟอสเฟอร์บรอนซ์ มี 20 ฟัน และหมุนด้วยความเร็วรอบ 500 rpm เฟืองทำจากเหล็ก SAE 1040 หมุนด้วยความเร็วรอบ 125 rpm ความหนาฟัน 100 mm เฟืองคู่นี้ควรจะใช้ส่งกำลังได้เท่าใด ถ้าเป็นเฟืองที่ใช้งานทั่วไป (ก) โดยใช้สมการของลูอิส (ข) โดยคิดถึงการสึกกร่อนของฟันเฟือง
12. เฟืองคู่หนึ่งมีฟัน 16 ฟัน และ 25 ฟัน $\phi = 25^\circ$ $b = 50 \text{ mm}$ และ $m = 5 \text{ mm}$ ความเร็วรอบพิเนียน 2400 rpm ใช้งานกับการลำเลียง (conveyor) จงหาคำสั่งงานที่ควรจะใช้ส่งผ่านได้มากที่สุด ถ้า (ก) เฟืองทั้งคู่ทำจากเหล็กกล้า SAE 1050 (ข) ทำจากเหล็กผสม SAE 6145 และ (ค) พิเนียนทำจากแมงกานีสบรอนซ์และเฟืองทำจากเหล็กหล่อ ASTM 50
13. เฟืองตรงคู่หนึ่งเป็นระบบ 20°FD ใช้ส่งกำลัง 3.8 kW ความเร็วรอบของพิเนียน 1750 rpm โดยมีอัตราทด 2.5 ถ้ากำหนดให้ $N_p = 18$ จงคำนวณหาโมดูล ความหนาฟันเฟือง และจำนวนฟัน ถ้าเฟืองคู่นี้ทำจากเหล็กหล่อ ASTM 25

14. จงทำโจทย์ข้อ 13 ถ้าวัสดุของพีเนียนเป็นฟอสเฟอร์บรอนซ์ SAE 65
15. ต้องการใช้เฟืองคู่หนึ่งส่งกำลัง 55 kW ที่ความเร็วรอบของพีเนียน 1750 rpm โดยให้เฟืองอันเล็กมีฟันไม่น้อยกว่า 18 ฟัน และเป็นระบบ 20°FD อัตราทดประมาณ 1.5 ในการใช้งานมีแรงกระทำเล็กน้อย จงเลือกวัสดุและออกแบบเฟืองคู่นี้โดยคำนึงถึงความแข็งแรงต่อการแตกหักเท่านั้น จากวัสดุและขนาดที่เลือกได้ เฟืองคู่นี้จะมีแรงสีกกร่อนใช้งานเท่าใด และเหมาะที่จะใช้งานหรือไม่
16. ต้องการออกแบบเฟืองคู่หนึ่งในระบบ 20°FD ใช้ส่งกำลัง 30 kW ที่ความเร็วรอบของพีเนียน 1000 rpm โดยมีอัตราทด 5 : 1 การใช้งานเป็นแบบต่อเนื่องกันตลอดวันและให้เฟืองมีจำนวนฟันไม่น้อยกว่า 15 ฟัน
17. จงออกแบบเฟืองชนิด 20°FD ซึ่งใช้ส่งกำลัง 6 kW โดยมีอัตราทด 3 : 2 และให้ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองเท่ากับ 250 mm พีเนียนหมุนด้วยความเร็วรอบ 150 rpm ทำจากเหล็กกล้า ส่วนเฟืองทำจากเหล็กหล่อโดยใช้สมการของลูอิสเท่านั้น
18. จากขนาดเฟืองที่คำนวณได้จากโจทย์ข้อ 13 เฟืองนี้มีแรงสีกกร่อนใช้งาน เหมาะสมกับการใช้งานหรือไม่ ถ้าไม่ได้ตามต้องการ จงออกแบบเฟืองใหม่โดยคิดถึงความสีกกร่อนของฟันเฟืองด้วย
19. เฟืองคู่หนึ่งมีความหนา 60 mm โมดูล 6 mm และ $\phi = 25^\circ$ ทำจากเหล็กกล้า ซึ่งมี HB = 400 พีเนียนมี 30 ฟัน หมุนด้วยความเร็วรอบ 500 rpm โดยมีอัตราทด 2 : 3 จงหากำลังงานสูงสุดที่อนุญาตให้ใช้งานเมื่อคิดเฉพาะเรื่องการสีกกร่อนของฟันเท่านั้น - และให้เฟืองเป็นเฟืองที่ตัดอย่างดี
20. เฟืองตรงชนิด 20°FD คู่หนึ่ง ต้องการใช้ส่งกำลัง 18 kW ที่ความเร็วรอบของพีเนียน 5000 rpm โดยมีอัตราทด 10 : 1 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ 75 mm และควรมีจำนวนฟันอยู่ระหว่าง 15 ถึง 24 ฟัน พีเนียนทำจากเหล็ก SAE 1045 มี HB ประมาณ 205 ส่วนเฟืองเป็นเหล็กหล่อธรรมดา จงเลือกวัสดุของเฟืองและคำนวณหาขนาดต่าง ๆ โดยคำนึงถึงด้านความแข็งแรงและความทนทานต่อการสีกกร่อนของฟันเฟือง

วิชาการออกแบบเครื่องจักรกล เป็นการศึกษาเกี่ยวกับ การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่างๆ ซึ่งผู้อ่านจะต้องมีพื้นฐานความรู้เบื้องต้นทางด้านกลศาสตร์ทั่วไป กลศาสตร์วัสดุ และคณิตศาสตร์ในระดับปีที่ 2 ของการศึกษาทางด้านวิศวกรรมศาสตร์มาแล้ว

หนังสือเล่มนี้จะกล่าวถึงเรื่องคัปปลิง การคำนวณเกี่ยวกับเฟืองชนิดต่างๆ การเลือกใช้เซอร์นัล แบริ่งและโรลลิ่งแบริ่ง เบรคและคลัตช์ การคำนวณเกี่ยวกับรอยเชื่อม การเลือกขนาดสายพาน และการเลือกขนาดโซ่

หนังสือเล่มนี้เหมาะสำหรับนักศึกษาผู้ที่กำลังศึกษาทางด้านวิศวกรรมศาสตร์ในระดับปีที่ 3 รวมทั้งวิศวกรผู้ซึ่งกำลังปฏิบัติงาน และผู้สนใจทั่วไปที่ต้องการศึกษาเกี่ยวกับการออกแบบเครื่องจักรกล

เกี่ยวกับผู้เขียน

ศ.ดร. วรสิทธิ์ อิงกากรณ์



สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยม) จากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ระดับปริญญาโทและปริญญาเอก จากสถาบันเทคโนโลยีแห่งรัฐจอร์เจีย ประเทศสหรัฐอเมริกา ปัจจุบันดำรงตำแหน่งหัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย (พ.ศ.2526-พ.ศ.2534) เป็นผู้ทรงคุณวุฒิ ที่ปรึกษา และกรรมการของคณะกรรมการต่างๆ หลายแห่ง เช่น

- คณะกรรมการควบคุมการประกอบวิชาชีพวิศวกรรม กระทรวงมหาดไทย
- กรรมการผู้ทรงคุณวุฒิกำหนดมาตรฐานความปลอดภัยในการทำงาน กรมแรงงาน

- ผู้ทรงคุณวุฒิร่วมพิจารณาผลงานทางวิชาการด้านวิศวกรรมเครื่องกลของสถาบันการศึกษาหลายแห่ง
- รองประธานคณะอนุกรรมการบัญญัติศัพท์วิศวกรรมเครื่องกล ราชบัณฑิตยสถาน

นอกจากนี้ยังมีผลงานวิชาการทางด้านการเขียนและเรียบเรียงตำราจำนวน 7 เล่ม บทความวิชาการและงานวิจัยอีกประมาณ 30 เรื่อง เคยได้รับรางวัลชมเชยจากสภากิจแห่งชาติ จากการประกวดสิ่งประดิษฐ์ชื่อ **ระบบผู้เชี่ยวชาญการปรับอากาศ** และยังมีผลงานทางวิชาชีพด้านการออกแบบระบบปรับอากาศและระบบท่อในอาคารพาณิชย์ขนาดใหญ่อีกหลายอาคาร เช่น ท่าอากาศยานกรุงเทพ โรงแรมแชงกรีลา ฯลฯ

ศส. ช่าง กนิษฐา



สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยม) จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ และปริญญาโทสาขาวิศวกรรมเครื่องกล จากจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ปัจจุบันเป็นอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมการผลิต คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เคยได้รับการฝึกอบรมทางด้าน Production Engineering and Machine Tools ที่ Technische Hochschule Darmstadt ประเทศสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน นอกจากนี้ยังมีผลงานวิชาการทางด้านงานวิจัยดังนี้

งานวิจัยเรื่อง

- การประเมินสภาพขึ้นรูปได้ของโลหะแผ่น (พ.ศ. 2528)
 - โครงการวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีด้าน pressworking
- ระยะที่ 1 : แม่พิมพ์ขึ้นรูปโลหะแผ่น (พ.ศ. 2531)
- ระยะที่ 2 : การออกแบบและสร้างแม่พิมพ์ราคาถูกลำดับงาน pressworking (พ.ศ. 2532) และระยะที่ 3 : การออกแบบและสร้างแม่พิมพ์ขนาดใหญ่สำหรับงาน pressworking ที่ต้องการผลิตกันที่คุณภาพสูง (พ.ศ. 2532) และผลงานเขียนทางด้านวิศวกรรมศาสตร์ดังนี้ สถิติศาสตร์ กลศาสตร์ของไหล กลศาสตร์วัสดุ

www.se-ed.com

ISBN 978-974-509-380-5



9 789745 093805

130 บาท

เทคโนโลยีอุตสาหกรรม