

การออกแบบและพัฒนาระบบขับเคลื่อนสำหรับรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก
TRACTION SYSTEM DESIGN AND DEVELOPMENT
FOR MINIATURE ELECTRIC LOCOMOTIVE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบและพัฒนาระบบขับเคลื่อนสำหรับรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก
TRACTION SYSTEM DESIGN AND DEVELOPMENT
FOR MINIATURE ELECTRIC LOCOMOTIVE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางราง
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TRACTION SYSTEM DESIGN AND DEVELOPMENT
FOR MINIATURE ELECTRIC LOCOMOTIVE



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN RAIL TRANSPORTATION ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2022

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2565

หลักสูตรวิศวกรรมขนส่งทางราง คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบและพัฒนาระบบขับเคลื่อนสำหรับรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก

Traction System Design and Development for Miniature Electric Locomotive

ผู้จัดทำ

1. นางสาว กวินธิดา จำเริญ รหัสประจำตัว 62010037
2. นางสาว รชตวรรณ พิมสร รหัสประจำตัว 62010754
3. นาย วรวิษ สร้อยสุวรรณ รหัสประจำตัว 62010802



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบและพัฒนาระบบขับเคลื่อนสำหรับรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก

นางสาวกวิณิดา จำเริญ	62010037
นางสาวรชตวรรณ พิมศร	62010754
นายวรวิช สร้อยสุวรรณ	62010802
ผศ.ดร. มนต์ศักดิ์ พิมสาร	อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2565	

บทคัดย่อ

รถไฟฟ้าขนาดเล็กประกอบไปด้วยหลายระบบรวมกันไม่ว่าจะเป็น ระบบโครงเคร่ ระบบการ
ลั่นสะเทือน ระบบเบรก ระบบควบคุม ระบบไฟฟ้า หรือแม้กระทั่งระบบขับเคลื่อน ก็เป็นส่วนหนึ่งใน
การออกแบบรถไฟฟ้าขนาดเล็กนี้ ปริญญาณิพนธ์นี้นำเสนอถึงระบบขับเคลื่อนซึ่งเป็นหัวใจหลักที่ทำให้
รถไฟฟ้าเคลื่อนที่ไปได้ ซึ่งการออกแบบระบบขับเคลื่อนจะภายใต้เงื่อนไขของการแข่งขัน Railway
Challenge 2022 ของประเทศไทย บนพื้นฐานกฎและกติกาการแข่งขันของ IMechE Railway
Challenge การดำเนินการจะเริ่มจากการคำนวณหาขนาดกำลังสูงสุดของมอเตอร์ที่ต้องใช้ในการลาก
จูงรถไฟทั้งขบวนภายใต้เงื่อนไขการแข่งขัน ต่อมาทำการออกแบบระบบส่งกำลังและเลือกอุปกรณ์
และชิ้นส่วนที่มีคุณสมบัติทางกลและขนาดที่เหมาะสม แล้วนำมาสร้างแบบจำลอง 3 มิติ เพื่อนำมา
ออกแบบการจัดวางตำแหน่งของอุปกรณ์และชิ้นส่วนในระบบขับเคลื่อน ซึ่งขั้นตอนนี้จะต้องร่วมมือ
ทำกับระบบอื่น ๆ เพื่อดูความเหมาะสมโดยภาพรวม แล้วทำการนำชิ้นส่วนแต่ละชิ้นมาวิเคราะห์ความ
แข็งแรงของชิ้นส่วนภายใต้แรงกระทำที่กำหนด

คำสำคัญ: ระบบขับเคลื่อน, รถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก, Railway Challenge 2022

Traction System Design and Development for Miniature Electric Locomotive

Kawintida Jakhiao	62010037
Rachatawan Phimsorn	62010754
Worawit Soisuwan	62010802
Asst.Prof.Dr.Monsak Pimsarn	Advisor
Year 2022	

ABSTRACT

A miniature electric locomotive consists of several systems: a bogie system, a vibration system, a braking system, a control system, and an electrical system. Even the traction system which part of the design of this miniature locomotive. This thesis presents the traction system, which is the basis of making the electric train move. The design of the traction system will be based on the following rules and regulations of the Railway Challenge Thailand 2022 under the IMechE Railway Challenge condition. This operation started with calculating the maximum motor power required to tow the train under competitive conditions. Later, we designed the transmission system and selected equipment and components with appropriate mechanical properties and dimensions. Then, we created a 3D model. To design the positioning of equipment and components in the traction system, it is necessary to cooperate with other systems. To see the overall applicability, each part is then analyzed to determine the strength of the part under a given force.

Keywords: Traction system, Railway Challenge, Miniature electric locomotive

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี ก็เพราะด้วยความเอาใจใส่ แนะนำ และช่วยเหลือในด้านต่าง ๆ เสมอมาจาก ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร อาจารย์ที่ปรึกษา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก

ขอขอบคุณสาขาวิชาวิศวกรรมขนส่งทางรางที่เอื้อเพื่อให้ยืมเครื่องมือ อุปกรณ์และสถานที่ที่ใช้ในโครงการนี้ และขอบคุณพี่แอ๊ด พี่เต พี่ชาย นพเก้าและเพื่อน ๆ ร่วมสาขาวิชาที่ให้ความช่วยเหลือด้านต่างๆในการทำโครงการนี้ ขอขอบคุณพี่พีช พี่เอก ที่เป็นกำลังใจคอยสร้างเสียงหัวเราะให้กับข้าพเจ้า ขอขอบคุณแม่ทุกคนที่ทำให้รู้สึกอบอุ่นใจ

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา และครอบครัวอันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมา ในทุก ๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นางสาวกวิณิดา จำเขียว
นางสาวรชตวรรณ พิมสร
นายวรวิช สร้อยสุวรรณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ.....	I
ABSTRACT	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	VIII
รายการสัญลักษณ์คำย่อ	XI
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	2
1.3 ขอบเขตการศึกษา.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน	3
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 กฎการแข่งขัน Railway Challenge 2022.....	4
2.1.1 กฎการแข่งขันที่เกี่ยวข้องกับระบบขับเคลื่อน	4
2.1.2 กฎการแข่งขันทั่วไป	4
2.2 สมการการเคลื่อนที่.....	8
2.3 สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศ (C_D).....	9
2.4 ประเภทการส่งกำลัง.....	11
2.4.1 การส่งกำลังด้วยสายพาน (Belt conveyor system).....	11
2.4.2 การส่งกำลังด้วยเฟือง (Gearbox system).....	12
2.4.3 การส่งกำลังด้วยโซ่ (Chain drive system).....	13
2.4.3.1 มอเตอร์ไฟฟ้า (Electric Motor)	14
2.4.3.2 แบตเตอรี่ (Battery)	19
2.4.3.3 ประกับเพลา (Coupling)	24
2.4.3.4 เฟืองโซ่ (Sprocket)	25
2.4.3.5 โซ่ส่งกำลัง (Chain).....	27
2.4.3.6 ลิ่ม(Keys)	28
2.5 การวิเคราะห์ความเสียหายของฟันเฟือง	30
2.6 การวิเคราะห์ความเสียหายของโซ่.....	32

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.7	ค่าตัวประกอบความปลอดภัย (Safety factor).....	35
2.8	ทฤษฎีความเสียหายของ von Mises	36
2.9	การวิเคราะห์ความเสียหายของเพลลา	37
2.10	ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์.....	37
2.10.1	ขั้นตอนพื้นฐานของระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	38
2.10.1.1.	ระยะการเตรียมแบบจำลอง (Pre-processing phase).....	38
2.10.1.2	ระยะการหาคำตอบ (Solution phase).....	38
2.10.1.3.	ระยะวิเคราะห์ผลลัพธ์ (Post-processing phase).....	38
2.10.2.	ข้อดีของ Finite Element Analysis	38
2.10.3.	ข้อจำกัดของ Finite Element Analysis.....	39
บทที่ 3	การออกแบบวิธีส่งกำลัง.....	40
3.1	การเปรียบเทียบประเภทส่งกำลัง	40
3.2	การออกแบบระบบขับเคลื่อนรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก	41
3.2.1	ภาพรวมแบบจำลองระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก	41
3.2.2	การคำนวณเพื่อเลือกขนาดมอเตอร์	42
3.2.3	การคำนวณหาความจุแบตเตอรี่	49
3.2.4	การเลือกประเภทเพลลา	50
3.2.5	การเลือกเฟืองโซ่	51
3.2.6	การเลือกโซ่ส่งกำลัง	53
3.2.7	การเลือกลิ้ม	56
บทที่ 4	การวิเคราะห์ความเหมาะสมและความแข็งแรง.....	59
4.1	วิธีการ	59
4.2	การจัดวางตำแหน่งของชิ้นส่วนต่างๆของระบบขับเคลื่อนร่วมกับระบบอื่นๆ	59
4.3	การวิเคราะห์ความแข็งแรงจากสูตร.....	59
4.3.1	กรณีวิเคราะห์ลิ้มสำหรับเฟืองขับและเพลลา.....	59
4.3.2	กรณีวิเคราะห์ลิ้มสำหรับเฟืองตามและเพลลา.....	61
4.3.3	กรณีวิเคราะห์ความแข็งแรงและความเหมาะสมของโซ่ เฟือง และมอเตอร์.....	62
4.4	การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเมื่อผ่านการใช้งานของชิ้นส่วนต่างๆ เช่น เฟือง โซ่เพลลา และ ลิ้ม โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	65
4.4.1	การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเฟืองโซ่ตัวขับ จำนวน 13 ฟัน.....	65
4.4.2	การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเฟืองโซ่ตัวตาม จำนวน 26 ฟัน.....	67
4.4.3	การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเพลลาขับ	69

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.4 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link)	71
4.4.5 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link).....	73
4.4.6 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของลิ้มเล็ก (small axle key).....	75
4.4.7 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของลิ้มใหญ่ (Lange axle key).....	77
4.5 การประเมินราคา	79
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	80
5.1 สรุปผล.....	80
5.2 ปัญหาที่เกิดขึ้น.....	81
5.3 ข้อเสนอแนะ	81
เอกสารอ้างอิง	82
ภาคผนวก.....	1
ภาคผนวก ก แบบส่วนประกอบระบบขับเคลื่อนรถจักรไฟฟ้า	2
ภาคผนวก ข คุณลักษณะของมอเตอร์ BLDC	16
ภาคผนวก ค การคำนวณเบื้องต้นหาค่าประกอบไดอะแกรมความเร็ว-เวลา-ระยะทาง (Method of Speed Time Curve Simplifying for Preliminary Calculation).....	18
ภาคผนวก ง การวิเคราะห์ชุดโซ่ส่งกำลัง.....	21
ภาคผนวก จ การออกแบบเพลลา.....	22
ภาคผนวก ฉ ตัวอย่างการต่อวงจรไฟฟ้าในระบบขับเคลื่อน	25

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 3.1 ตารางเปรียบเทียบและให้คะแนนประเภทการส่งกำลัง.....	40
ตารางที่ 3.2 สรุปค่าตัวแปรสำคัญที่ใช้ในการคำนวณ.....	42
ตารางที่ 3.3 ลักษณะและข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์ BLT-800 (BLCD MOTOR).....	47
ตารางที่ 3.4 ขนาดมาตรฐานลิ้มทรงขนาน DIN 6885.....	57
ตารางที่ 4.1 การประเมินราคาและผู้จัดจำหน่ายอุปกรณ์และชิ้นส่วนต่างๆในระบบขับเคลื่อน.....	79



สารบัญรูป

หน้า

รูปที่ 2.1 ผลกระทบของแรงต่อการเคลื่อนที่ของรถไฟบนพื้นเอียง	8
รูปที่ 2.2 ผลกระทบของลักษณะของหัวและท้ายขบวนรถที่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศ	10
รูปที่ 2.3 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของหัวรถจักรลักษณะต่างๆ	10
รูปที่ 2.4 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถพ่วงท้ายลักษณะต่างๆ	11
รูปที่ 2.5 ส่วนประกอบของสายพานส่งกำลัง.....	12
รูปที่ 2.6 เฟืองสะพาน(RACK GEAR)	12
รูปที่ 2.7 เฟืองตรง(SPUR GEAR).....	13
รูปที่ 2.8 ตัวอย่างการส่งกำลังด้วยโซ่	13
รูปที่ 2.9 หลักการมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง (BDC)	15
รูปที่ 2.10 ส่วนประกอบของมอเตอร์กระแสตรงแบบ BDC.....	16
รูปที่ 2.11 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบ BLDC	17
รูปที่ 2.12 แผนภาพแสดงการควบคุมมอเตอร์ BLDC	17
รูปที่ 2.13 MICROCONTROLLER.....	18
รูปที่ 2.14 ELECTRONIC CONTROL UNIT สำหรับยานยนต์	18
รูปที่ 2.15 วงจรป้องกันแรงดันเกินและแรงดันไหลย้อนกลับ.....	18
รูปที่ 2.16 ปฏิกริยาเคมีของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน.....	20
รูปที่ 2.17 องค์ประกอบโดยทั่วไปของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน	20
รูปที่ 2.18 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LFP.....	21
รูปที่ 2.19 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LCO.....	22
รูปที่ 2.20 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LMO.....	22
รูปที่ 2.21 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ NMC.....	23
รูปที่ 2.22 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ NCA.....	23
รูปที่ 2.23 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LTO.....	24
รูปที่ 2.24 ประกับเพลลาแบบไม่ยึดหยุ่น.....	24
รูปที่ 2.25 ประกับเพลลาแบบยึดหยุ่น	25
รูปที่ 2.26 เฟืองโซ่ TYPE A.....	25
รูปที่ 2.27 เฟืองโซ่ TYPE B.....	26
รูปที่ 2.28 เฟืองโซ่ TYPE C.....	26
รูปที่ 2.29 ส่วนประกอบของโซ่ส่งกำลัง	27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.30 ลิ้มทรงขนาน	29
รูปที่ 2.31 ลิ้มทรงเรียว	29
รูปที่ 2.32 ลิ้มวงเดือน.....	29
รูปที่ 2.33 การรับโหลดการตัด(WT) ของฟันเฟือง.....	30
รูปที่ 2.34 ตารางลักษณะของโซ่ส่งกำลัง	31
รูปที่ 2.35 DETERMINING FACTORS FOR BEARING PRESSURE (N/CM).....	33
รูปที่ 2.36 EFFECT OF THE NUMBER OF TEETH OF THE SMALL CHAIN WHEEL	34
รูปที่ 2.37 EFFECT OF RATIO.....	34
รูปที่ 2.38 EFFECT OF SHOCK FACTOR.....	34
รูปที่ 2.39 EFFECT OF RATIO OF CENTER DISTANCE.....	35
รูปที่ 2.40 EFFECT OF RATIO OF LUBRICATION.....	35
รูปที่ 2.41 ความเสียหายที่เกิดจากทฤษฎีความเสียหายของ VON MISES.....	36
รูปที่ 3.1 แบบจำลองระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก จากโปรแกรม Solidwork.....	41
รูปที่ 3.2 มอเตอร์ BLDC รุ่น BLT-800	47
รูปที่ 3.3 TRAPEZOIDAL DIAGRAM ของกรณีตัวอย่าง	49
รูปที่ 3.4 แบตเตอรี่ 48V 60AH LiFePO4	50
รูปที่ 3.5 แบบจำลองประกอบเพลลา OLDHAM MCO26-14-14 จากโปรแกรม SOLIDWORK.....	51
รูปที่ 3.6 แบบจำลองเฟืองโซ่แผ่นเรียบ RS50-13TA จากโปรแกรม SOLIDWORK.....	52
รูปที่ 3.7 แบบจำลองเฟืองโซ่แผ่นเรียบ RS50-26TA จากโปรแกรม SOLIDWORK.....	52
รูปที่ 3.8 รายละเอียดของเฟืองโซ่จากสมุดแจกรายละเอียดสินค้า	53
รูปที่ 3.9 รายละเอียดของโซ่ส่งกำลังจากสมุดแจกรายละเอียดสินค้า.....	53
รูปที่ 3.10 แบบจำลองโซ่ส่งกำลัง RS50 จากโปรแกรม SOLIDWORK.....	54
รูปที่ 3.11 ระยะการวางโซ่ส่งกำลัง จากโปรแกรม SOLIDWORK	54
รูปที่ 3.12 ความยาวของส่วนโค้งของวงกลม.....	55
รูปที่ 3.13 ความยาวของโซ่ส่งกำลังจากโปรแกรม SOLIDWORK	56
รูปที่ 3.14 ขนาดมาตรฐานลิ้มทรงขนาน	56
รูปที่ 3.15 แบบจำลองลิ้มเล็ก จากโปรแกรม SOLIDWORK	58
รูปที่ 3.16 แบบจำลองลิ้มใหญ่ จากโปรแกรม SOLIDWORK.....	58
รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความเร็วเชิงมุมของเฟืองเล็ก.....	64
รูปที่ 4.2 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	65
รูปที่ 4.3 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	65
รูปที่ 4.4 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	66

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.5 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	66
รูปที่ 4.6 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	67
รูปที่ 4.7 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	67
รูปที่ 4.8 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS....	68
รูปที่ 4.9 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS.....	68
รูปที่ 4.10 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จากโปรแกรม ANSYS.....	69
รูปที่ 4.11 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จากโปรแกรม ANSYS.....	69
รูปที่ 4.12 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จากโปรแกรม ANSYS	70
รูปที่ 4.13 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จากโปรแกรม ANSYS.....	70
รูปที่ 4.14 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก	71
รูปที่ 4.15 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก	71
รูปที่ 4.16 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก.....	72
รูปที่ 4.17 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก.....	72
รูปที่ 4.18 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน	73
รูปที่ 4.19 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (INNER CHAIN LINK) จากโปรแกรม ANSYS	73
รูปที่ 4.20 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน	74
รูปที่ 4.21 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน.....	74
รูปที่ 4.22 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (SMALL AXLE KEY) จากโปรแกรม ANSYS.....	75
รูปที่ 4.23 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (SMALL AXLE KEY) จากโปรแกรม	75
รูปที่ 4.24 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (SMALL AXLE KEY) จากโปรแกรม ANSYS	76
รูปที่ 4.25 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (SMALL AXLE KEY) จากโปรแกรม ANSYS..	76
รูปที่ 4.26 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (LANGE AXLE KEY) จากโปรแกรม ANSYS	77
รูปที่ 4.27 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (LANGE AXLE KEY) จากโปรแกรม	77
รูปที่ 4.28 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (LANGE AXLE KEY) จากโปรแกรม ANSYS.....	78
รูปที่ 4.29 แสดงค่า SAFETY FACTOR ที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (LANGE AXLE KEY) จากโปรแกรม ANSYS	78

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์คำย่อ

M^{Loco}	คือ มวลของรถจักร มีหน่วยเป็น กิโลกรัม
M^{Tr}	คือ มวลของรถพ่วง มีหน่วยเป็น กิโลกรัม
a	คือ ความเร่ง มีหน่วยเป็น เมตรต่อ(วินาที) ²
μ	คือ สัมประสิทธิ์ ความเสียดทาน โดยปกติมีค่าระหว่าง $0.15 \leq \mu \leq 0.6$
μ_r	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกลิ้ง ควรมีค่าระหว่าง $0.001 \leq \mu_r \leq 0.0025$
g	คือ ค่าคงที่ของแรงโน้มถ่วง มีค่าเท่ากับ 9.81 เมตรต่อ(วินาที) ²
α	คือ มุมความลาดชันของทาง มีหน่วยเป็น องศา
ρ_{air}	คือ ความหนาแน่นของอากาศ มีหน่วยเป็น กิโลกรัมต่อ(เมตร) ³
C_D^{Loco}	คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถจักร
C_D^{Tr}	คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถพ่วง
A^{Loco}	คือ พื้นที่ที่รับแรงต้านอากาศของรถจักร มีหน่วยเป็น (เมตร) ²
A^{Tr}	คือ พื้นที่ที่รับแรงต้านอากาศของรถพ่วง มีหน่วยเป็น (เมตร) ²
V	คือ ความเร็วของรถไฟ มีหน่วยเป็น เมตรต่อวินาที
C_D	คือ สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศ
P_{motor}	คือ กำลังของมอเตอร์ มีหน่วยเป็น วัตต์
CD	คือ ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตาม มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร
$Z1, Z2$	คือ จำนวนฟันของเฟืองตัวเล็กและเฟืองตัวใหญ่ มีหน่วยเป็น ฟัน
P	คือ ระยะพิทช์ของโซ่ส่งกำลัง มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร
F	คือ ความกว้างของหน้าฟันเฟือง มีหน่วยเป็น เมตร
V_{max}	คือ ความเร็วสูงสุด มีหน่วยเป็น เมตรต่อวินาที
V_{avg}	คือ ความเร็วเฉลี่ย มีหน่วยเป็น เมตรต่อวินาที
R	คือ รัศมีของล้อ มีหน่วยเป็น เมตร
Ratio	คือ อัตราทดของเฟืองโซ่
r	คือ รัศมีของวงกลม มีหน่วยเป็น เมตร
σ_x	คือ ค่าความเครียดการดัดในแนวแกน x มีหน่วยเป็น นิวตันต่อตารางเมตร
M_x	คือ ค่าโมเมนต์ในแนวแกน x มีหน่วยเป็น นิวตันเมตร
c	คือ ระยะมากที่สุดไปในแนวแกน y มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร
I_x	คือ <i>second moment of area</i> มีหน่วยเป็น เมตร ⁴
F_z	คือ แรงในแนวแกน z มีหน่วยเป็น นิวตัน
Lc	คือ ระยะระหว่างแรงที่กระทำกับจุดที่ยึดกับล้อ มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร
d	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

โครงการแข่งขัน Railway Challenge [6] จัดตั้งโดยแผนกการรถไฟของสถาบันวิศวกรเครื่องกลประเทศอังกฤษ (IMechE) เป็นการแข่งขันที่มีความต้องการให้นักศึกษาของแต่ละมหาวิทยาลัย ผู้ที่กำลังฝึกงานกับภาคอุตสาหกรรมและผู้ที่จะจบการศึกษารวมตัวกันเพื่อทดสอบความรู้ทางธุรกิจ ความสามารถในการออกแบบ และทักษะทางด้านเทคนิคในสภาพแวดล้อมการทดสอบจริง โดยการทดสอบนี้ออกมาในรูปแบบของการแข่งขันออกแบบและทำการผลิตรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กตามเงื่อนไขและข้อกำหนดจำเพาะทางเทคนิคเพื่อให้มีประสิทธิภาพการทำงานตามจุดประสงค์ของการแข่งขัน โดยที่รถจักรที่ออกแบบนั้นสามารถวิ่งบนทางรถไฟได้จริง

ประเทศไทยที่กำลังก้าวเข้าสู่การเปลี่ยนผ่านระบบการคมนาคมขนส่งทางรางทั่วประเทศเพื่อการพัฒนาที่ยั่งยืนเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เช่น แผนการเปลี่ยนจากรถจักรดีเซลเป็นรถจักรไฟฟ้า แผนโครงการรถไฟความเร็วสูง เป็นต้น ทำให้ประเทศไทยมีการจัดการแข่งขัน Railway Challenge 2022 เพื่อพัฒนาศักยภาพของบุคลากรด้านวิศวกรรมระบบรางและเป็นการสร้างแรงบันดาลใจ กระตุ้นให้คนรุ่นใหม่ร่วมเป็นส่วนหนึ่งของแรงขับเคลื่อนให้ระบบรางสามารถพัฒนาต่อยอดไปได้ไกล ในการแข่งขันจะมีการอบรมให้ความรู้และทักษะทางด้านเทคโนโลยีระบบราง การแข่งขันนี้จัดโดยคณะกรรมการวิศวกรรมระบบรางวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย (วทส.) โดยมีมหาวิทยาลัยเข้าร่วม 7 แห่ง รวมถึงสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังก็เป็นหนึ่งในมหาวิทยาลัยที่เข้าร่วมในครั้งนี้ด้วย[1] ซึ่งทางคณะผู้จัดทำได้เกิดแรงบันดาลใจและอยากที่จะพัฒนาตนเองให้มีความพร้อมและประสบการณ์สำหรับการประกอบอาชีพในอุตสาหกรรมระบบราง จึงเข้าร่วมเป็นส่วนหนึ่งของการแข่งขันโดยทำการออกแบบระบบขับเคลื่อนซึ่งเป็นหัวใจหลักในการเคลื่อนที่ของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก ซึ่งการดำเนินการจะแบ่งเป็น 3 ส่วน ภายใต้งานและข้อกำหนดของ IMechE Railway Challenge ได้แก่ การออกแบบแนวความคิด การวางแผนวิเคราะห์ต้นทุนทางธุรกิจ และการนำเสนอแนวคิดทางด้านเทคนิควิศวกรรม

1.2 วัตถุประสงค์

1. ศึกษาหลักการ ทฤษฎี และส่วนประกอบต่าง ๆ ของระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก
2. ทำการออกแบบระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดย่อส่วน (1:6) ที่มีคุณสมบัติตามกฎการแข่งขัน Railway Challenge 2022
3. ทำการวิเคราะห์ความแข็งแรงของระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
4. สร้างแผนการจัดซื้ออุปกรณ์และชิ้นส่วนอื่น ๆ ในระบบขับเคลื่อน

1.3 ขอบเขตการศึกษา

1. ออกแบบระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กภายใต้เงื่อนไขกฎการแข่งขัน Railway Challenge 2022 ของประเทศไทย
2. รถจักรสามารถเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงสุดไม่เกิน 15 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้เรียนรู้หลักการของระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก
2. ได้เรียนรู้การวิเคราะห์ความแข็งแรงของชิ้นส่วนต่าง ๆ ในระบบขับเคลื่อนด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์
3. สามารถนำแบบจำลอง 3 มิติของระบบขับเคลื่อนไปสร้างเพื่อเข้าร่วมการแข่งขัน Railway Challenge ในอนาคต
4. ข้อมูลในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นประโยชน์แก่บุคคลที่ต้องการศึกษาระบบขับเคลื่อน

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

ประกอบด้วย

1. ศึกษาส่วนประกอบต่างๆ ของระบบขับเคลื่อน
2. ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในการคำนวณหาขนาดต่างๆ ของระบบขับเคลื่อน
3. คำนวณหาแรงต่างๆที่เกี่ยวข้องกับระบบขับเคลื่อน เพื่อใช้ในการหาของระบบขับเคลื่อนที่อยู่ภายใต้เงื่อนไขของกฎการแข่งขัน Railway Challenge 2022
4. ศึกษาข้อมูลของรูปแบบการส่งกำลังในรูปแบบต่างๆ เพื่อใช้ในการรูปแบบที่เหมาะสมที่สุดในกรออกแบบระบบขับเคลื่อน
5. ศึกษาข้อมูลรูปแบบการแข่งขันของต่างประเทศเพื่อนำมาปรับใช้ในการออกแบบระบบขับเคลื่อน
6. ออกแบบการส่งกำลังที่เหมาะสมเพื่อใช้สำหรับการออกแบบรถจักร
7. ทำการเลือกอุปกรณ์ต่างๆ ที่เกี่ยวข้องของระบบขับเคลื่อนจากสมุดแจ้งราคาสินค้า (Catalog) และเว็บไซต์ที่ขายเกี่ยวกับชิ้นส่วนเครื่องจักรสำหรับงานอุตสาหกรรมต่างๆ ที่มีคุณสมบัติทางกลที่เหมาะสมกับค่าที่ได้จากการคำนวณ และหาขนาดของอุปกรณ์ให้เหมาะสมกับขนาดของรถจักร
8. นำอุปกรณ์ที่เลือกจากสมุดแจ้งราคาสินค้า (Catalog) และเว็บไซต์ที่ขายเกี่ยวกับชิ้นส่วนเครื่องจักรสำหรับงานอุตสาหกรรมต่างๆ มาสร้างแบบจำลอง 3D โดยใช้โปรแกรมเขียนแบบ SOLIDWORK
9. พิจารณาค่าความเหมาะสมของระบบขับเคลื่อนในภาพรวม โดยการคำนึงถึงระบบอื่นๆ ในรถจักรไฟฟ้า เช่น ระบบโครงแคร์
10. วิเคราะห์การเสีรูปของชิ้นส่วนต่างๆ ในระบบขับเคลื่อนด้วยวิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยใช้โปรแกรม Ansys
11. ประเมินสรุปราคาและสถานที่จัดจำหน่ายอุปกรณ์ของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กที่ออกแบบไว้
12. สรุปผลและจัดทำรูปเล่มรายงาน

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 กฎการแข่งขัน Railway Challenge 2022

2.1.1 กฎการแข่งขันที่เกี่ยวข้องกับระบบขับเคลื่อน

1. รถจักรที่ต่อด้วยรถพ่วง 1800 กิโลกรัม สามารถเคลื่อนที่ต่อเนื่องด้วยความเร็วคงที่ต่ำไม่ต่ำกว่า 5 กิโลเมตรต่อชั่วโมง บนทางลาดชัน 2 เปอร์เซ็นต์เป็นเวลา 3 ชั่วโมง โดยไม่มีการเติมเชื้อเพลิง
2. รถจักรเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงสุดไม่เกิน 15 กิโลเมตรต่อชั่วโมง
3. การเติมเชื้อเพลิงที่ความจุตั้งแต่ 0 เปอร์เซ็นต์จนถึง 100 เปอร์เซ็นต์ จะต้องใช้เวลาไม่เกิน 120 วินาที
4. น้ำหนักกดเพลลา (axle load) ของหัวรถจักรสูงสุด 500 กิโลกรัม

2.1.2 กฎการแข่งขันทั่วไป

1. วัตถุประสงค์ของการแข่งขัน

เป็นการแข่งขันที่มีความต้องการให้นักศึกษาของแต่ละมหาวิทยาลัย ผู้ที่กำลังฝึกงานกับภาคอุตสาหกรรมและผู้จบการศึกษาทำการออกแบบและผลิตหัวรถจักรที่สามารถเคลื่อนที่บนทางรถไฟที่มีความกว้าง 12 นิ้ว และมีการนำเสนอผลงาน

1.1 เพื่อให้มีอิสระในการสร้างสรรค์และจินตนาการ จึงไม่ได้มีการกำหนดข้อจำกัดในการออกแบบมากเกินไป ความท้าทายของแต่ละทีมคือการพัฒนาหัวรถจักรให้ประสบความสำเร็จทุกหัวข้อของการแข่งขันได้

1.2 แต่ละทีมสามารถใช้ฐานการผลิต เครื่องมือ เครื่องจักร อุปกรณ์ต่างๆที่มีอยู่ในโรงปฏิบัติการภายในมหาวิทยาลัย หรือบริษัทอุตสาหกรรมการผลิตขนาดเล็กได้

1.3 แต่ละทีมสามารถปรึกษาและรับคำแนะนำจากผู้ดูแล ที่ปรึกษา หรือจากแหล่งอื่นได้ แต่สมาชิกทีมจะต้องเป็นผู้ตัดสินใจในการออกแบบจุดสำคัญทั้งหมดด้วยตนเอง

2. วัตถุประสงค์ของการออกแบบรถไฟ

ผู้เข้าแข่งขันจะต้องสวมบทบาทเป็นที่ปรึกษาด้านการออกแบบ จัดทำข้อเสนอการออกแบบและต้นแบบหัวรถจักรขนาดเล็กสำหรับบริษัทขนาดใหญ่ โดยหัวรถจักรที่ออกแบบนั้นสามารถเคลื่อนที่บนทางรถไฟ 10.25 นิ้ว ซึ่งควรพิจารณาถึงการประยุกต์ใช้งานในเชิงพาณิชย์และความสามารถในการขนส่งร่วมด้วย

2.1 หัวรถจักรควรมีระบบขับเคลื่อน การเก็บพลังงาน การเร่งความเร็ว การเบรก การควบคุมรถที่มีประสิทธิภาพสูงและมีความทนทานเพียงพอต่อการแข่งขันด้านระยะทางและคุณสมบัติที่กำหนดตามที่อธิบายไว้ในข้อมูลจำเพาะดังกล่าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 หัวรถจักรต้องสามารถควบคุมผ่านชุดควบคุมระยะไกลได้อย่างสมบูรณ์ตามที่อธิบายไว้ในข้อกำหนดทางเทคนิคของ Railway Challenge

2.3 ปัจจัยการออกแบบเพิ่มเติมที่ต้องพิจารณา ได้แก่ ต้นทุน ยุทธศาสตร์ การบำรุงรักษา ความสามารถในการผลิต และความน่าเชื่อถือ

2.4 นอกเหนือจากการทดสอบในสนามแล้ว แต่ละทีมจะต้องนำเสนอการออกแบบของตนเองต่อบริษัทขนาดใหญ่ที่กำลังพิจารณาการผลิตหัวรถจักรและยื่นประกวดราคากับข้อกำหนดอื่นๆ สำหรับการประเมิน

2.5 การออกแบบแต่ละรายการ ผลงานที่ส่งเข้ามาและการนำเสนอที่เกี่ยวข้อง จะได้รับการตัดสินและประเมินเทียบกับการออกแบบอื่น ๆ ที่แข่งขันกันเพื่อหาหัวรถจักรที่มีองค์ประกอบและคุณสมบัติโดยรวมที่ดีที่สุด

3. กฎระเบียบที่ต้องมี

กฎการแข่งขันรถไฟเป็นความรับผิดชอบของคณะกรรมการ Railway Challenge และออกให้ภายใต้อำนาจของแผนกการรถไฟ สถาบันวิศวกรเครื่องกล

3.1 กฎการแข่งขันรถไฟในปัจจุบันจะถูกโพสต์บนเว็บไซต์ Railway Challenge (<https://www.imeche.org/events/challenges/railway-challenge>)

3.2 ประกาศอย่างเป็นทางการจากคณะกรรมการทดสอบการรถไฟจะโพสต์บนเว็บไซต์ Railway Challenge และจะถือว่าเป็นส่วนหนึ่งของและจะมีผลบังคับใช้เช่นเดียวกับกฎ ดังกล่าว

3.3 ข้อเสนอหรือคำถามเกี่ยวกับความหมายหรือเจตนาของกฎเหล่านี้ จะได้รับการยืนยันโดยคณะกรรมการ Railway Challenge

3.4 คำถามที่เกี่ยวกับเจตนาหรือความหมายของกฎอาจส่งไปที่คณะกรรมการ Railway Challenge และคำตอบจะถูกโพสต์ไว้บนเว็บไซต์ของ Railway Challenge ตามความเหมาะสม

4. การปฏิบัติตามกฎ

ในการเข้าร่วมการแข่งขัน ทีม สมาชิกของทีมในฐานะบุคคล หัวหน้างานที่ปรึกษา ผู้ดูแล และบุคลากรอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับแต่ละทีม ตกลงที่จะปฏิบัติตามและยึดถือตามกฎเหล่านี้หรือขั้นตอนทั้งหมด ที่ออกหรือประกาศโดยคณะกรรมการ Railway Challenge

5. จำนวนสมาชิกทีม

ไม่เกิน 15 คน

6. คุณสมบัติส่วนบุคคล

6.1 คุณสมบัติจำกัดเฉพาะบุคคลที่ในช่วงเวลาของการแข่งขัน

- นักศึกษาที่ลงทะเบียน (หรือสำเร็จการศึกษาไม่เกินสองปี) หลักสูตรวิศวกรรมจากมหาวิทยาลัยในสหราชอาณาจักรหรือมหาวิทยาลัยในต่างประเทศที่ได้รับการยอมรับ

- เป็นสมาชิกปัจจุบันของโครงการ MPDS และได้รับการจดทะเบียนมาแล้วไม่เกินสองปี

- เด็กฝึกงานที่ลงทะเบียน (หรือบุคคลที่สำเร็จการศึกษาภายในสองปีที่ผ่านมา)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 อายุ

อย่างน้อย 18 ปี

6.3 การส่งคืนสมาชิกทีม

ไม่มีทีมใดที่มีสมาชิกในทีมมากกว่า 40% ที่เคยเป็นสมาชิกของทีม Railway Challenge ครั้งก่อนหน้า

7. ความปลอดภัย

7.1 ความปลอดภัยของทุก ๆ คน ที่เข้าร่วมในช่วงสัปดาห์ของการแข่งขันมีความสำคัญที่สุด ทีมที่เข้าร่วมการแข่งขันมีหน้าที่ตรวจสอบให้แน่ใจว่ากิจกรรมทั้งหมดในช่วงสัปดาห์ของการแข่งขัน สมาชิกทีมจะโดยคำนึงถึงความปลอดภัยของตนเองและผู้อื่น

7.2 นอกจากจะต้องรับผิดชอบต่อการกระทำของตนเองแล้ว แต่ละทีมยังได้รับการสนับสนุนให้รายงานปัญหาด้านความปลอดภัยที่พบเห็นจากทีมอื่นกับเจ้าหน้าที่ของ Railway Challenge

7.3 สมาชิกในทีมทุกคนต้องเข้าร่วมการบรรยายสรุปด้านความปลอดภัยในช่วงเริ่มต้นของสัปดาห์การแข่งขัน และต้องปฏิบัติตามข้อกำหนดด้านความปลอดภัยหรือคำแนะนำที่ออกโดย IMechE

7.4 หัวหน้างานด้านความปลอดภัย

แต่ละทีมต้องแต่งตั้งสมาชิกคนหนึ่งให้เป็นหัวหน้างานด้านความปลอดภัย ซึ่งจะรับผิดชอบในการตรวจสอบให้แน่ใจว่ากิจกรรมทั้งหมดที่ดำเนินการโดยทีมของตนเองในช่วงสัปดาห์การแข่งขันจะดำเนินการในลักษณะที่ปลอดภัย พยายามหลีกเลี่ยงความเสี่ยงที่เป็นอันตรายต่อตนเองหรือผู้อื่น

หัวหน้างานด้านความปลอดภัยจะต้องรับผิดชอบในการแนะนำสมาชิกคนอื่น ๆ ในทีมของตนเองเรื่องความปลอดภัย รวมถึงการเน้นย้ำถึงความเสี่ยงและการให้คำแนะนำ (เพื่อหยุดและประเมินการตัดสินใจใหม่ เป็นต้น)

7.5 กิจกรรมที่มีความเสี่ยงด้านความปลอดภัยโดยเฉพาะ

7.5.1 กิจกรรมต่อไปนี้ในช่วงสัปดาห์การแข่งขันได้รับการระบุว่าเป็นไปได้อย่างที่จะทำให้เกิดอันตราย

- การขนย้ายห้วงจักรออกหรือเข้ายานพาหนะที่ใช้สำหรับการขนส่งทางถนน
- งานและการเคลื่อนที่ที่เกี่ยวข้องกับห้วงจักรทั้งหมดในช่วงสัปดาห์ของ การแข่งขัน โดยเฉพาะบริเวณที่ไม่ได้เป็นส่วนหนึ่งของการทดสอบที่ได้รับการจัดสรรหรือการวิ่งแข่งขัน
- ความท้าทายด้านการบำรุงรักษา Maintainability Challenge รวมถึงการขึ้นแม่แรงและการยกห้วงจักร
- ความท้าทายในการเติมเชื้อเพลิง Refueling Challenge

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทีมงานจะต้องจัดทำรายงานและการประเมินความเสี่ยง สำหรับแต่ละกิจกรรมข้างต้นซึ่งกำหนดเพื่อให้แน่ใจว่ามีวิธีการทำงานที่ปลอดภัย

หัวหน้างานด้านความปลอดภัยจะต้องตรวจสอบให้แน่ใจว่าทุกรายละเอียดในรายงานวิธีการของตนเองจะได้รับการปฏิบัติตามทุกครั้งในช่วงสัปดาห์ของการแข่งขัน

ความผิดพลาดในการเตรียมรายงานวิธีการสำหรับกิจกรรมข้างต้น อาจทำให้ทีม ๆ นั้นไม่สามารถเข้าร่วมในช่วงสัปดาห์ของการแข่งขัน รวมถึงการขนย้ายหัวรถจักรออกจากรถบรรทุกเมื่อมาถึงบริเวณกิจกรรม

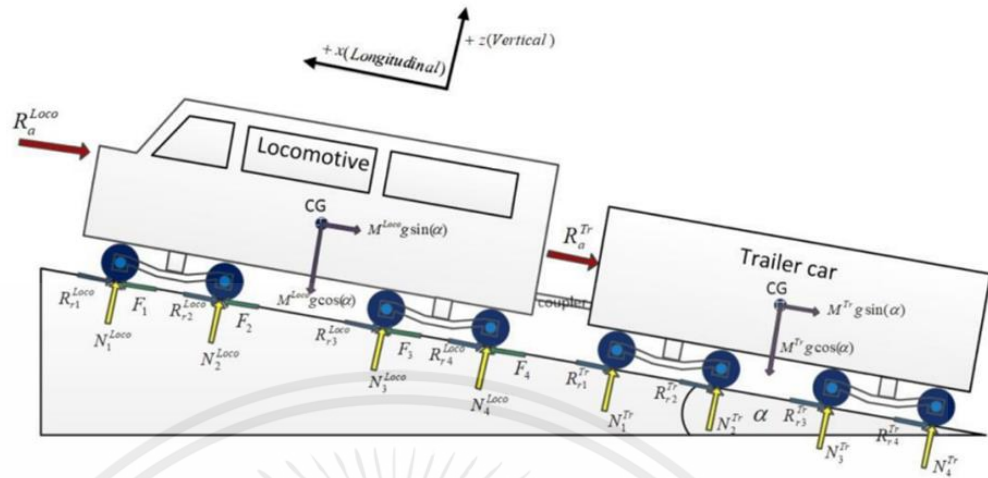
แม้จะมีข้อกำหนดและดำเนินงานตามวิธีการ แต่ความเสี่ยงด้านความปลอดภัยยังสามารถเกิดขึ้นได้ ดังนั้น ทีมงานจะต้องปฏิบัติตามคำแนะนำเกี่ยวกับความปลอดภัยที่เจ้าหน้าที่ Railway Challenge ให้ไว้

ขอแนะนำให้หัวหน้างานด้านความปลอดภัยคอยตรวจสอบกิจกรรมที่กล่าวข้างต้นแต่อย่าดำเนินการใดๆ ในทางปฏิบัติ เพื่อให้สามารถกำกับดูแลการดำเนินการอย่างปลอดภัยได้ดียิ่งขึ้น นี่เป็นข้อบังคับในระหว่างการแข่งขันความสามารถในการบำรุงรักษา Maintainability Challenge

สมาชิกในทีมไม่เกินสิบคนสามารถทำงานที่เกี่ยวข้องกับหัวรถจักรได้บางส่วนหรือทั้งหมดในเวลาเดียวกันในระหว่างสัปดาห์การแข่งขัน

7.6 ผู้ตัดสินขอสงวนสิทธิ์ในการกำหนดการหักคะแนนให้กับทีมที่ทำการฝึกฝนหรือทำพฤติกรรมใด ๆ ที่มีความเสี่ยงด้านความปลอดภัยในระหว่างสัปดาห์การแข่งขัน

2.2 สมการการเคลื่อนที่



รูปที่ 2.1 ผลกระทบของแรงต่อการเคลื่อนที่ของรถไฟบนพื้นเอียง
(ที่มา : Introduction to rail vehicle dynamics, 2565)

เขียนสมการโดยใช้กฎข้อที่ 2 ของนิวตัน ในแนวแกน +x

$$\sum F = ma \quad (2.1)$$

$$(M^{Loco} + M^{Tr})a = (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) - (R_{r1}^{Loco} + R_{r2}^{Loco} + R_{r3}^{Loco} + R_{r4}^{Loco}) - (R_{r1}^{Tr} + R_{r2}^{Tr} + R_{r3}^{Tr} + R_{r4}^{Tr}) - M^{Loco}g\sin(\alpha) - R_a^{Loco} - R_a^{Tr} \quad (2.2)$$

โดย $F \leq \mu N$ คือ แรงยึดเหนี่ยวระหว่างล้อกับราง หรือแรงขับที่ล้อ (นิวตัน)

$R_r = \mu_r N$ คือ แรงต้านระหว่างล้อกับรางจากการกลิ้งของล้อ (นิวตัน)

$R_a = \frac{1}{2} \rho_{air} C_D A V^2$ คือ แรงต้านจากอากาศ (นิวตัน)

$R_g = M g \sin(\alpha)$ คือ แรงต้านจากทางชัน (นิวตัน)

สมมติให้ $F = \mu N$ ทุกชุดล้อขับ

$$(M^{Loco} + M^{Tr})a = (\mu - \mu_r) M^{Loco} g \sin(\alpha) - \mu_r M^{Tr} g \sin(\alpha) - (M^{Loco} + M^{Tr}) g \sin(\alpha) - \frac{1}{2} \rho_{air} (C_D^{Loco} A^{Loco} + C_D^{Tr} A^{Tr}) V^2 \quad (2.3)$$

หรือในกรณี $F \leq \mu N$ แรงขับที่ชุดล้อทั้งสี่ (F) ต้องมีค่าเท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

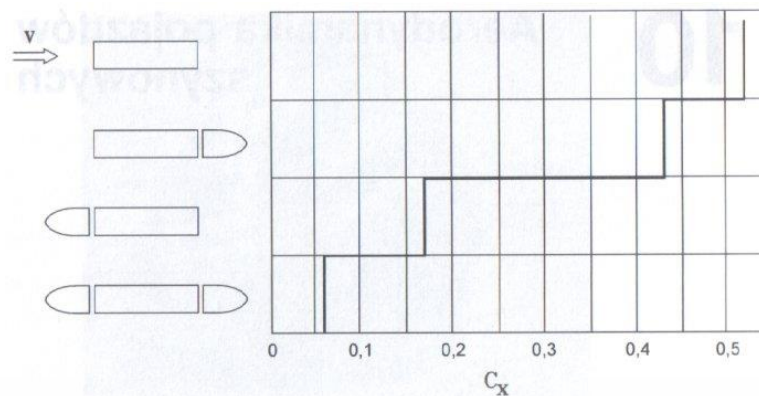
$$F = (M^{Loco} + M^{Tr})a + \mu_r M^{Loco} g \cos(\alpha) + \mu_r M^{Tr} g \cos(\alpha) + (M^{Loco} + M^{Tr})g \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \rho_{air} (C_D^{Loco} A^{Loco} + C_D^{Tr} A^{Tr}) V^2 \quad (2.4)$$

โดยที่	M^{Loco}	คือ มวลของรถจักร มีหน่วยเป็น กิโลกรัม
	M^{Tr}	คือ มวลของรถพ่วง มีหน่วยเป็น กิโลกรัม
	a	คือ ความเร่ง มีหน่วยเป็น เมตรต่อ(วินาที) ²
	μ	คือ สัมประสิทธิ์ ความเสียดทาน โดยปกติมีค่าระหว่าง $0.15 \leq \mu \leq 0.6$
	μ_r	คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานกลิ้ง ควรมีค่าระหว่าง $0.001 \leq \mu_r \leq 0.0025$
	g	คือ ค่าคงที่ของแรงโน้มถ่วง มีค่าเท่ากับ 9.81 เมตรต่อ(วินาที) ²
	α	คือ มุมความลาดชันของทาง มีหน่วยเป็น องศา
	ρ_{air}	คือ ความหนาแน่นของอากาศ มีหน่วยเป็น กิโลกรัมต่อ(เมตร) ³
	C_D^{Loco}	คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถจักร
	C_D^{Tr}	คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถพ่วง
	A^{Loco}	คือ พื้นที่ที่รับแรงต้านอากาศของรถจักร มีหน่วยเป็น (เมตร) ²
	A^{Tr}	คือ พื้นที่ที่รับแรงต้านอากาศของรถพ่วง มีหน่วยเป็น (เมตร) ²
	V	คือ ความเร็วของรถไฟ มีหน่วยเป็น เมตรต่อวินาที

2.3 สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศ (C_D)

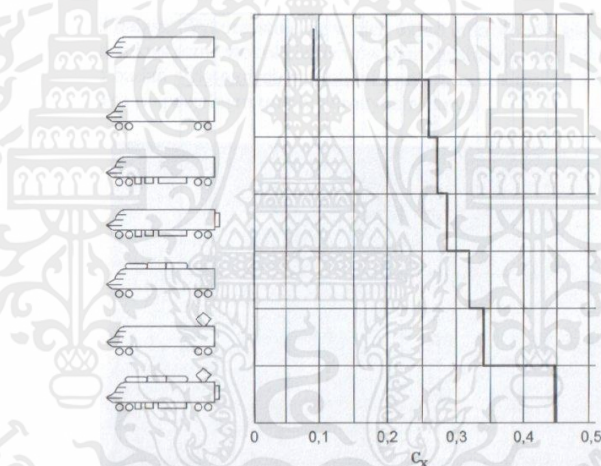
เป็นปริมาณไร้มิติที่แปรผันตามฟังก์ชันของอัตราการไหล ทิศทางการไหล ตำแหน่งวัตถุ ขนาดของวัตถุ ความหนาแน่นของของไหล ความหนืดของของไหล และจำนวนเลขเรย์โนลด์ ใช้หาแรงฉุดลากหรือแรงต้านทานของวัตถุที่อยู่ในสภาพแวดล้อมของไหล การที่สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศมีค่าน้อยหมายความว่ารูปทรงที่คล่องตัวของวัตถุนั้น ช่วยให้สามารถเคลื่อนที่ผ่านอากาศที่มีความหนืดโดยรอบได้อย่างง่ายดายโดยมีแรงต้านน้อยที่สุดในทางกลับกัน ถ้ามีค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศสูง วัตถุนั้นจะมีแรงต้านอากาศสูงเมื่อเคลื่อนที่

จากการศึกษาการทดสอบอากาศพลศาสตร์ของแบบจำลองรถไฟ โดย Wysocki Z. [10] ได้ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศดังรูปที่ 2.2 รูปที่ 2.3 และ รูปที่ 2.4



รูปที่ 2.2 ผลกระทบของลักษณะของหัวและท้ายขบวนรถที่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศ

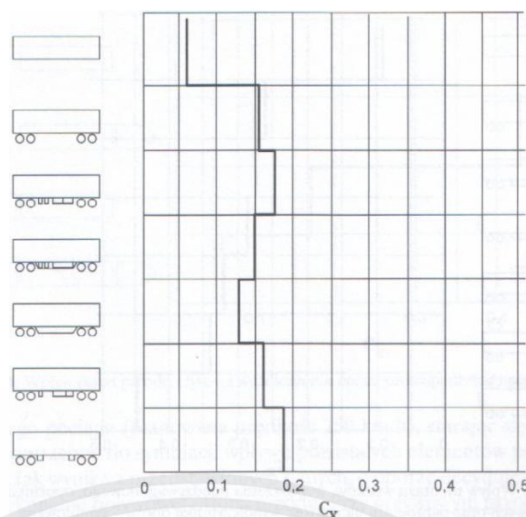
(ที่มา : <https://ecomodder.com/forum/showthread.php/railroad-train-aerodynamics-7466-2.html>)



รูปที่ 2.3 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของหัวรถจักรลักษณะต่างๆ

(ที่มา : <https://ecomodder.com/forum/showthread.php/railroad-train-aerodynamics-7466-2.html>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถพ่วงท้ายลักษณะ
(ที่มา : [https://ecomodder.com/forum/showthread.php/
railroad-train-aerodynamics-7466-2.html](https://ecomodder.com/forum/showthread.php/railroad-train-aerodynamics-7466-2.html))

2.4 ประเภทการส่งกำลัง

การส่งกำลังสามารถแบ่งตามชนิดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการส่งกำลังได้ 3 ประเภท คือ

2.4.1 การส่งกำลังด้วยสายพาน (Belt conveyor system)

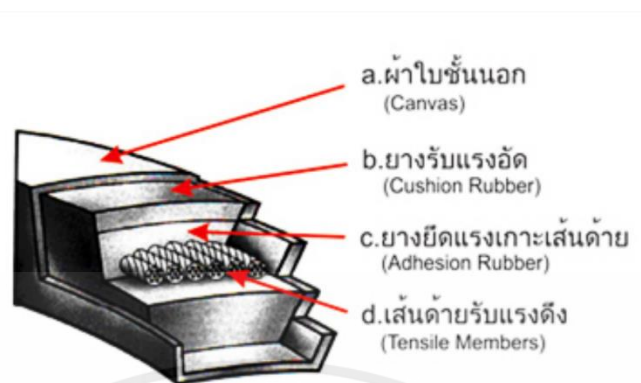
เป็นการส่งกำลังชนิดอ่อนตัว ประกอบด้วยล้อสายพานตัวขับ (Drive Pulley) สายพานตัวตาม (Driven Pulley) โดยมีสายพานที่เป็นตัวส่งถ่ายกำลังขับเคลื่อนหรือเปลี่ยนทิศทาง ข้อดีของการส่งกำลังประเภทนี้คือมีความยืดหยุ่น สามารถติดตั้งได้ง่ายไม่ซับซ้อนและราคาไม่แพง ไม่ต้องการการหล่อลื่น มีการสั่นสะเทือนน้อยไม่ทำให้เกิดเสียงดังขณะทำงาน แต่ข้อเสียของการขับด้วยสายพานคือ มีอัตราการทดที่ไม่แน่นอนเนื่องจากการลื่นไถล (Slip) และการคืบของสายพาน นอกจากนี้ถ้าใช้งานเป็นเวลานาน ต้องมีการปรับระยะห่างระหว่างเพลาหรือแรงตึงในสายพาน ชนิดของสายพานส่งกำลัง เช่น สายพานแบน (Flat Belts) สายพานวี (V - Belts)

ส่วนประกอบของสายพานส่งกำลัง

- ผ้าใบชั้นนอก (Canvas) เป็นผ้าใบฝ้ายเคลือบด้วยยางเคมีที่มีความคงทนต่อการเสียดสีและการล่าตัว เพื่อสร้างความแข็งแรงให้กับสายพาน
- ยางรับแรงอัด (Cushion Rubber) มีหน้าที่รับแรงอัดหรือแรงขับ และทนความร้อนได้ดี
- ยางยึดแรงเกาะเส้นด้าย (Adhesion Rubber) โดยรักษาแนวเส้นด้าย และประสานส่วนเส้นด้ายกับยางรับแรงอัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

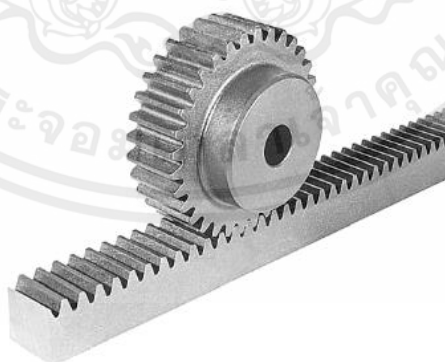
- เส้นด้ายรับแรงดึง (Tensile Members) เป็นหัวใจการส่งผ่านกำลัง ทนต่อแรงดึงสูง ไม่ยืดตัวและล้าตัวขณะขับ



รูปที่ 2.5 ส่วนประกอบของสายพานส่งกำลัง
(ที่มา : <http://rubber.oie.go.th/file/RIU-belts.pdf>)

2.4.2 การส่งกำลังด้วยเฟือง (Gearbox system)

เป็นการส่งกำลังโดยใช้เฟืองที่เป็นอุปกรณ์ที่มีความแข็งแรงสูงตั้งแต่ 2 ตัวขึ้นไปเป็นตัวส่งถ่ายกำลังในลักษณะของแรงบิด(Torque) จากเฟืองขับไปยังเฟืองตาม โดยอัตราส่วนจำนวนฟันเฟืองของตัวแรกเทียบกับตัวที่สองสามารถปรับให้เกิดเป็นความได้เปรียบเชิงกลได้ ข้อดีของการส่งกำลังประเภทนี้คือมีประสิทธิภาพการส่งกำลังสูง อัตราส่วนความเร็วคงที่ไม่เกิดการลื่นไถล(Slip) และมีอายุการใช้งานที่ยาวนาน แต่มีข้อเสียคือมีต้นทุนและค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาสูง ชนิดของเฟืองอุตสาหกรรม เช่น เฟืองสะพาน(Rack gear) เฟืองตรง(Spur gear) เฟืองเฉียง(Helical gear)



รูปที่ 2.6 เฟืองสะพาน(Rack gear)
(ที่มา : <http://www.moro.co.th/ระบบส่งกำลังด้วยเฟือง/>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

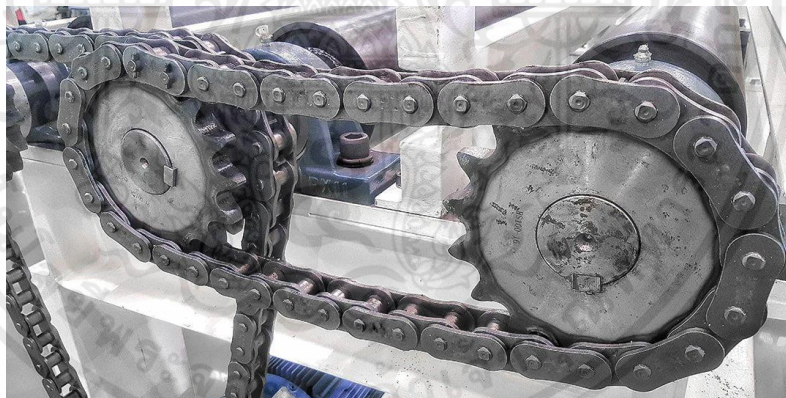


รูปที่ 2.7 เฟืองตรง(Spur gear)

(ที่มา : <http://www.moro.co.th/ระบบส่งกำลังด้วยเฟือง/>)

2.4.3 การส่งกำลังด้วยโซ่ (Chain drive system)

เป็นการถ่ายทอดกำลังจากชุดขับ (ต้นกำลัง) ไปยังชุดตาม (รับกำลัง) เพื่อถ่ายทอดหรือส่งกำลังไปขับเคลื่อนชิ้นส่วนหรือตัวเครื่องจักร โซ่ส่งกำลังจะต้องมีการทำงานคู่กับเฟืองโซ่ (Sprockets) ซึ่งจะยึดอยู่กับเพลลาขับและเพลลาตาม โดยโซ่สามารถส่งกำลังให้ได้โมเมนต์บิด (Torsional Moment หรือ Torques) ที่สูง ไม่เกิดการลื่นไถลขณะส่งกำลัง (Slip) และง่ายต่อการบำรุงรักษา



รูปที่ 2.8 ตัวอย่างการส่งกำลังด้วยโซ่

(ที่มา : www.northpower.co.th/pages/โซ่ส่งกำลัง-หรือ-roller-chain-คืออะไร-และ-มีส่วนประกอบอะไรบ้าง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนประกอบหลักของการส่งกำลังด้วยโซ่

2.4.3.1 มอเตอร์ไฟฟ้า (Electric Motor)

เป็นอุปกรณ์ไฟฟ้าที่แปลงพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกล โดยการทำงานร่วมกันระหว่าง สนามแม่เหล็กของแม่เหล็กในตัวมอเตอร์ และสนามแม่เหล็กไฟฟ้าที่เกิดจากกระแสในขดลวดทองแดง ที่สเตเตอร์(Stator) ทำให้เกิดการสร้างแรงดูดและแรงผลักของสนามแม่เหล็กทั้งสอง เหนี่ยวนำทำให้ โรเตอร์ (Rotor) หมุน เกิดเป็นพลังงานกล

ซึ่งมอเตอร์ไฟฟ้า แบ่งเป็น 2 ประเภท ดังนี้

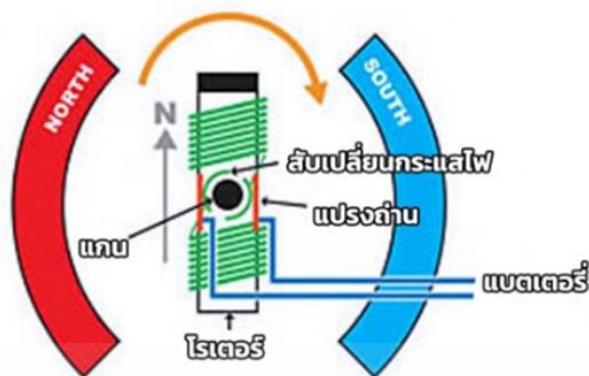
1. มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง (DC Motor) เป็นมอเตอร์ที่ได้รับพลังงานจากแหล่งจ่ายไฟ กระแสตรง มีการสร้างแรงดันไฟฟ้าคงที่ ช่วยให้อิเล็กทรอนิกส์ไหลเวียนไปในทิศทางเดียวกัน ส่งผลให้ การทำงานของมอเตอร์เป็นอย่างแม่นยำ คงที่และต่อเนื่อง ซึ่งมอเตอร์นี้สามารถควบคุมความเร็วโดยการปรับแรงดันที่จ่ายให้มอเตอร์ได้ในช่วงกว้าง ควบคุมแรงบิดโดยการควบคุมกระแสที่ผ่านขดลวดอา เมเจอร์และขดลวดสเตเตอร์ และควบคุมทิศทางการหมุนได้โดยการสลับขั้วแหล่งจ่ายไฟที่จ่ายให้แก่ มอเตอร์

2. มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (AC Motor) เป็นมอเตอร์ที่ได้รับพลังงานจากแหล่งจ่ายไฟ กระแสสลับกับสายไฟ เพื่อเป็นการสร้างแรงดันไฟฟ้าให้เกิดความแตกต่างกัน เนื่องจากแรงดันไฟฟ้าที่ ต่างกันที่อิเล็กทรอนิกส์ของกระแสสลับเปลี่ยนทิศทางต่อเนื่อง แรงดันของกระแสสลับสามารถส่งผ่านได้ ไกลและพลังงานมาก

เมื่อพิจารณาถึงความเหมาะสมต่อการใช้งานกับรถจักรไฟฟ้า มอเตอร์กระแสตรง สามารถควบคุมความเร็วหรือแรงบิดได้ง่ายและแม่นยำมากกว่ามอเตอร์กระแสสลับ อีกทั้งการปรับ ความเร็วสามารถทำได้ในช่วงกว้างและตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงได้อย่างรวดเร็ว จึงเลือก ทำการศึกษามอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงเพิ่มเติมเพื่อใช้ในการออกแบบการส่งกำลังต่อไป

มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

1. มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน (BDC) เป็นมอเตอร์ที่ใช้แปรงถ่านในการ ส่งผ่านระหว่างแหล่งให้พลังงานและคอมมิวเตเตอร์ (Commutator) เมื่อใช้งานเป็นเวลานานแปรง ถ่านจะเกิดการเสียดสีและสึกหรอเสื่อมสภาพ ทำให้ต้องเปลี่ยนแปรงถ่านใหม่



รูปที่ 2.9 หลักการมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง (BDC)

(ที่มา : <https://itoolmart.com/blog/content/7dbt0>)

โดยส่วนประกอบของมอเตอร์กระแสตรงแบบมีแปรงถ่าน(BDC) ประกอบด้วย

- โครง (Frame) คือ โครงสร้างภายนอกของมอเตอร์ มีหน้าที่เป็นทางเดินของเส้นแรงแม่เหล็กระหว่างขั้วแม่เหล็กให้เกิดสนามแม่เหล็กครบวงจรและยึดส่วนประกอบทั้งหมด

- ขั้วแม่เหล็ก(Pole) คือ ประกอบด้วย 2 ส่วน คือ 1. แกนขั้วแม่เหล็ก (Pole core) เป็นแกนสำหรับรองรับขดลวดสนามแม่เหล็ก ทำมาจากแผ่นเหล็กอ่อนบางๆ กั้นด้วยฉนวนประกอบอัดซ้อนกัน ทำหน้าที่ให้กำเนิดขั้วสนามแม่เหล็กมีความเข้มสูงสุด แทนขั้วสนามแม่เหล็กถาวร ผิวด้านหน้าของขั้วแม่เหล็กทำให้โค้งรับกับอาร์มาเจอร์พอดี้ 2. ขดลวดสนามแม่เหล็ก (Field Coil) คือ ขดลวดตัวนำที่พันรอบขั้วแม่เหล็ก ทำหน้าที่กำเนิดขั้วแม่เหล็กขั้วเหนือ (N) และขั้วใต้ (S) แทนแม่เหล็กถาวร โดยการพันขดลวดจะพันจากแบบภายนอกแล้วสวมเข้ากับขั้วแม่เหล็กการพันจะต้องมีขนาดที่พอดี ถ้าแน่นเกินไปขณะประกอบอาจทำให้ขดลวดเกิดการรั่วและหากหลวมเกินไปอาจทำให้เกิดอาการสั่นของขดลวดขณะใช้งาน

- แกนเพลา (shaft) เป็นแกนสำหรับยึดคอมมิวเตเตอร์และแกนเหล็กอาร์มาเจอร์

- แกนเหล็กอาร์มาเจอร์ (Armature Core) ทำจากแผ่นเหล็กบางๆ ที่ด้านหนึ่งฉาบด้วยฉนวนอัดซ้อนเข้าด้วยกันเป็นรูปทรงกระบอก เป็นที่สำหรับพันขดลวดอาร์มาเจอร์

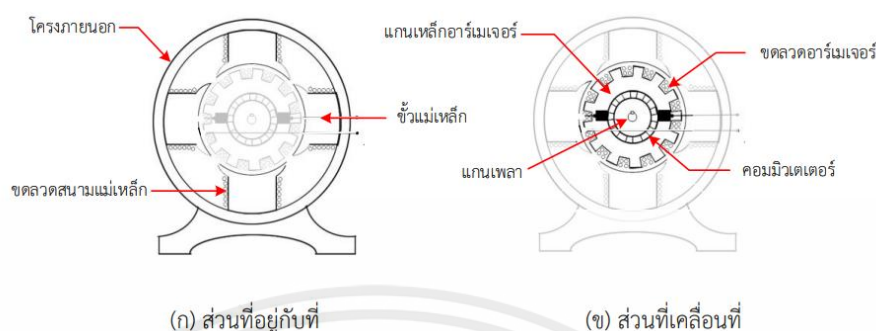
- คอมมิวเตเตอร์ (Commutator) ทำจากแท่งทองแดงแข็งกั้นด้วยฉนวนไมก้าในแต่ละซี่ประกอบเข้าด้วยกันเป็นรูปทรงกระบอก ส่วนหัวซี่ของคอมมิวเตเตอร์จะมีร่องสำหรับใส่ปลายสายของขดลวดอาร์มาเจอร์ ทำหน้าที่เป็นขั้วรับแรงดันไฟตรงที่จ่ายมาจากแปรงถ่าน เพื่อส่งไปให้ขดลวดอาร์มาเจอร์

- ขดลวดอาร์มาเจอร์ (Armature Winding) เป็นขดลวดทองแดงอาบฉนวนพันอยู่ในร่องสลอต (Slot) ของแกนอาร์มาเจอร์

- แปรงถ่าน (Brushes) เป็นตัวสัมผัสกับคอมมิวเตเตอร์ ทำจากคาร์บอนหรือแกรไฟต์

ผสมผงทองแดงเป็นแท่งสี่เหลี่ยม มีสายตัวนำต่อร่วมกับแปรงถ่านไปรับแรงดันไฟตรงจากแหล่งจ่ายเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพื่อจ่ายผ่านไปให้คอมมิวเตเตอร์ (ในช่องแปรงถ่านจะมีสปริงกดอยู่ด้านบนเพื่อให้แปรงถ่านสัมผัสกับซีคอมมิวเตเตอร์ตลอดเวลา)

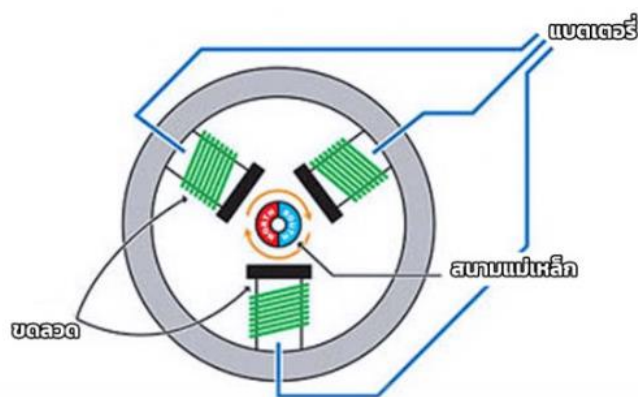


รูปที่ 2.10 ส่วนประกอบของมอเตอร์กระแสตรงแบบ BDC

(ที่มา : <https://www.ai-corporation.net/2021/11/16/what-is-a-motor/>)

2. มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบไร้แปรงถ่าน (BLDC) หรือมอเตอร์เปลี่ยนทิศทางด้วยกระแสไฟฟ้า เป็นมอเตอร์ที่ไม่ใช้แปรงถ่าน ไม่มีส่วนที่สัมผัสกันระหว่างขั้วไฟฟ้าโรเตอร์และสเตเตอร์ ทำให้ไม่เกิดการเสียดสี กระแสไฟฟ้าสามารถวิ่งสู่ขดลวดได้โดยตรง และเกิดเป็นแรงแม่เหล็กหลัก ขั้วแม่เหล็กตรงกลางให้หมุน

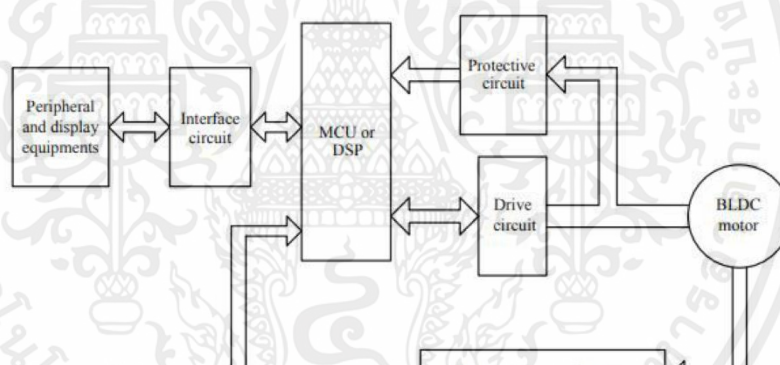
หลักการการทำงานของมอเตอร์นี้คือ ส่วนสเตเตอร์จะมีการจัดเรียงขดลวดให้สร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าเกิดการเหนี่ยวนำทำให้ตัวโรเตอร์ที่เป็นแม่เหล็กถาวรหมุน ซึ่งการเปลี่ยนทิศทางจะใช้เซ็นเซอร์ตำแหน่ง (Hall Sensors) ทำหน้าที่ตรวจจับตำแหน่งของสเตเตอร์และเปลี่ยนเป็นสัญญาณทางไฟฟ้า ทำงานควบคู่กับระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ซึ่งเป็นตัวควบคุมกระแสไฟที่จ่ายให้กับขดลวดที่สเตเตอร์



รูปที่ 2.11 มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงแบบ BLDC
(ที่มา : <https://itoolmart.com/blog/content/7dbt0>)

2.1 การควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าแบบไร้แปรงถ่าน

มีการควบคุมที่ซับซ้อน ดังที่แสดงผ่านไดอะแกรมดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 แผนภาพแสดงการควบคุมมอเตอร์ BLDC
(ที่มา : <https://www.electronicshub.org/brushless-dc-motor-blcd-motor/>)

อุปกรณ์หลักในการควบคุม

1. Microcontroller หรือ MCU คืออุปกรณ์ควบคุมขนาดเล็ก ซึ่งบรรจุความสามารถที่คล้ายคลึงกับระบบคอมพิวเตอร์ ซึ่งเป็นการรวมส่วนประกอบหลักสำคัญของระบบคอมพิวเตอร์ นั่นคือ ซีพียู หน่วยความจำและพอร์ตบรรจุเข้าไว้ในตัวถึงเดียวกัน ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ที่มีการตั้งโปรแกรมไว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.13 Microcontroller

(ที่มา : http://www.sbt.ac.th/new/sites/default/files/TNP_Unit_1.pdf)

2. Electronic Control Unit หรือ ECU เป็นกล่องอุปกรณ์ที่ประมวลผลเช่นเดียวกับคอมพิวเตอร์ ทำหน้าที่รับส่งสัญญาณให้กับชุดวงจรต่างๆของมาประมวลผลเพื่อให้ทำงานได้ตามความต้องการของการใช้งาน

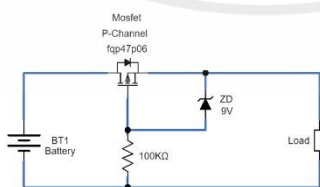


รูปที่ 2.14 Electronic Control Unit สำหรับยานยนต์

(ที่มา : <https://www.transtron.com/en/products/ecu.html>)

3. Protective circuit หรือ วงจรป้องกัน เป็นวงจรควบคุมกระแสไฟไม่ให้ไหลเกินกำหนดหรือไหลย้อนกลับ เช่น เบรกเกอร์

Over and Reverse Voltage Protection



CIRCUITS DIY



รูปที่ 2.15 วงจรป้องกันแรงดันเกินและแรงดันไหลย้อนกลับ

(ที่มา : <https://www.circuits-diy.com/over-voltage-and-reverse-voltage-protection-circuit/>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเลือกขนาดมอเตอร์

เป็นการเลือกสิ่งที่จะมาออกแรงขับให้ภาระทางกลได้ด้วยความเร็วและแรงบิดตามต้องการ โดยการเลือกจะต้องคำนึงว่ามอเตอร์ที่เลือกสามารถให้แรงบิดที่เพียงพอหรือไม่ เนื่องจากถ้ามอเตอร์ไม่มีแรงบิดเพียงพอจะทำให้ไม่สามารถทำให้ภาระทางกลหมุนได้

โดยการหาแรงบิดของมอเตอร์สามารถหาได้จากผลคูณของแรงบิดที่ลงในแต่ละเพลากับอัตราทดเฟือง ซึ่งหาได้จากสมการ

$$T_{\text{motor}}\omega_{\text{motor}} = T_{\text{เพลาน}}\omega_{\text{เพลาน}} = \text{Ratio}$$

หรือ

$$\frac{\omega_{\text{motor}}}{\omega_{\text{เพลาน}}} = \frac{T_{\text{เพลาน}}}{T_{\text{motor}}} = \text{Ratio} \quad (2.5)$$

$$T_{\text{motor}} = \frac{T_{\text{เพลาน}}}{2} \quad (2.6)$$

เมื่อหาค่าแรงบิดของมอเตอร์ได้แล้ว นำไปคำนวณหากำลังของมอเตอร์จากสมการ

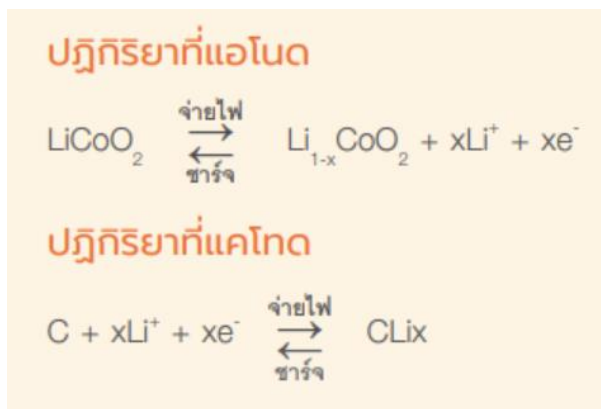
$$P_{\text{motor}} = T_{\text{motor}} \left(\frac{V_{\text{avg}}}{R} \right) \quad (2.7)$$

โดย P_{motor} คือ กำลังของมอเตอร์ มีหน่วยเป็น วัตต์

2.4.3.2 แบตเตอรี่ (Battery)

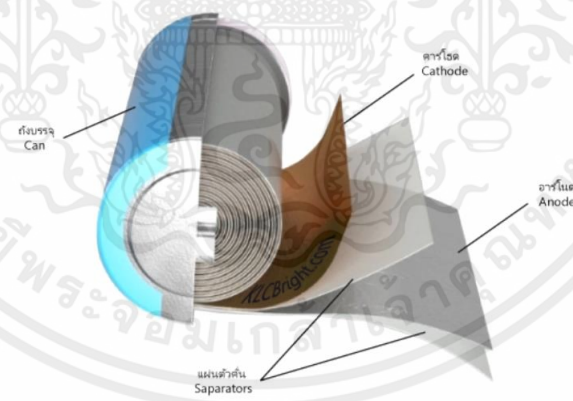
อุปกรณ์ที่มีหน้าที่จัดเก็บพลังงานเพื่อให้กำลังงานกับอุปกรณ์ไฟฟ้า โดยแปลงพลังงานเคมีให้เป็นพลังงานไฟฟ้าด้วยการใช้เซลล์กัลวานิก (galvanic cell) ที่ประกอบด้วยขั้วบวกและขั้วลบกับสารละลายอิเล็กโทรไลต์ (electrolyte solution) ซึ่งแบตเตอรี่สามารถประจุไฟฟ้าเข้าไปใหม่ได้หลายครั้ง แต่ประสิทธิภาพลดลงอยู่ที่ประมาณ 80 เปอร์เซ็นต์ เนื่องจากมีการสูญเสียพลังงานบางส่วนไปในรูปความร้อนในปฏิกิริยาเคมีจากการจ่ายประจุ

แบตเตอรี่ที่นิยมใช้งานในปัจจุบันสำหรับยานพาหนะไฟฟ้า คือ แบตเตอรี่ลิเทียมไอออน (lithium-ion หรือ Li-ion) [3] เป็นแบตเตอรี่ที่ใช้ลิเทียมที่มีความสามารถในการให้อิเล็กตรอนได้ดีที่สุดเป็นองค์ประกอบภายในแบตเตอรี่ ซึ่งขั้วบวกของแบตเตอรี่ทำจากสารประกอบที่มีลิเทียม ขั้วลบทำจากแกรไฟต์และอิเล็กโทรไลต์เป็นสารละลายอินทรีย์ที่มีส่วนผสมของเกลือลิเทียม โดยปฏิกิริยาเคมีที่จ่ายกระแสไฟฟ้าและการชาร์จเป็นไปดังรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 ปฏิกิริยาเคมีของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน
(ที่มา : <https://www.scimath.org/article-physics/item/12467-2-2>)

ขณะชาร์จไฟ ลิเทียมไอออนจะเคลื่อนที่จากขั้วบวกไปยังขั้วลบผ่านตัวคั่น(Separator) และเมื่อคายประจุ ลิเทียมไอออนจะเคลื่อนที่ในทิศตรงข้าม ซึ่งการเคลื่อนที่ของประจุลิเทียมไอออนทำให้เกิดความต่างศักย์ไฟฟ้า (Voltage) เกิดขึ้น แต่ถ้าไม่มีการใช้งานแบตเตอรี่ ตัวคั่นจะทำหน้าที่เป็นฉนวนกั้นไม่ให้ไอออนเคลื่อนที่ข้ามไปมาและเมื่อมีการเอาแบตเตอรี่ไปต่อเข้ากับอุปกรณ์เพื่อใช้งาน ประจุลิเทียมไอออนหรืออิเล็กตรอนที่ถูกกั้นอยู่ด้วยตัวคั่นจะถูกดันให้วิ่งผ่านตัวคั่นได้



รูปที่ 2.17 องค์ประกอบโดยทั่วไปของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน
(ที่มา : <https://www.scimath.org/article-physics/item/12467-2-2>)

สรุปข้อดีของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน

1. น้ำหนักเบา เนื่องจากธาตุลิเทียมเป็นโลหะอัลคาไลน์ที่มีน้ำหนักเบาที่สุดในโลก จึงส่งผลให้ตัวแบตเตอรี่มีน้ำหนักเบา ดังนั้นยานพาหนะไฟฟ้าจึงสามารถประหยัดพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนที่น้อยลงเพราะน้ำหนักที่น้อยลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. อายุการใช้งานยาวนาน เนื่องจากการพัฒนาแบตเตอรี่ชนิดนี้หลายรุ่น จึงทำให้แบตเตอรี่ลิเทียมไอออนมีประจุไฟฟ้าที่สูงกว่า และเก็บประจุไฟฟ้าได้นาน (Low Discharge) กว่าแบตเตอรี่อื่น ๆ และมีประสิทธิภาพในเรื่องของการชาร์จที่สูงกว่า

3. ให้พลังงานสูง คงที่และชาร์จได้เร็ว เนื่องจากในส่วประกอบของธาตุลิเทียมนั้นมีเซลล์ไฟฟ้าเคมี ที่สูงกว่าเซลล์จากโลหะอื่น ทำให้มีแรงดันไฟฟ้าที่สูงและเสถียรกว่าแบตเตอรี่ชนิดอื่น ๆ

4. เป็นเซลล์แห้ง แบตเตอรี่นี้ไม่มีส่วนประกอบที่เป็นอันตรายต่อธรรมชาติ เช่น ของเหลว กรด หรือตะกั่ว จึงมีความปลอดภัยต่อมนุษย์และสิ่งแวดล้อมมากกว่าแบตเตอรี่แบบอื่น ๆ

แบตเตอรี่ลิเทียมแบ่งเป็น 6 ชนิด ได้แก่

1. แบตเตอรี่ลิเทียมฟอสเฟต (Lithium-Ion Phosphate: LFP)

เป็นแบตเตอรี่ลิเทียมที่นิยมใช้ทั่วไป ขั้วบวกประกอบด้วยฟอสเฟตและขั้วลบประกอบด้วยแกรไฟต์ แบตเตอรี่ชนิดนี้มีรอบอายุการใช้งานที่นาน ไม่ค่อยมีปัญหาด้านความร้อน และมีประสิทธิภาพด้านเคมีไฟฟ้าที่ดี แต่ไม่เหมาะสำหรับการใช้งานแบบกระแสกระชากสูงๆ



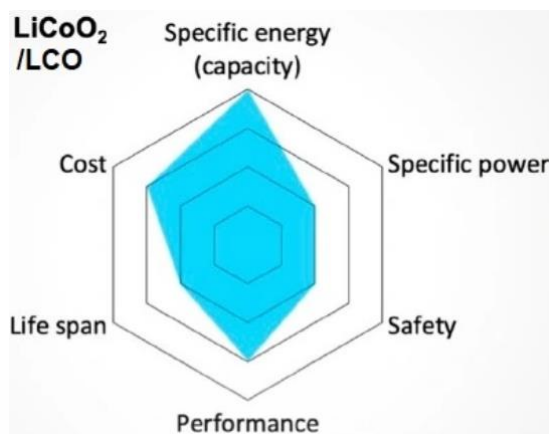
รูปที่ 2.18 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LFP

(ที่มา : <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>)

2. แบตเตอรี่ลิเทียมโคบอลต์ออกไซด์ (Lithium Cobalt Oxide : LCO)

เป็นแบตเตอรี่ที่มีค่าพลังงานจำเพาะ (specific power) สูงแต่มีกำลังงานจำเพาะ (specific power) ต่ำ สามารถจ่ายไฟได้นานแต่ทนความร้อนต่ำ อายุการใช้งานสั้นและราคาแพงเหมาะสำหรับการใช้งานในอุปกรณ์ที่ต้องการกำลังน้อยๆแต่อยู่ได้นานๆ อย่างอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เช่น โทรศัพท์มือถือ แท็บเล็ต โน้ตบุ๊ก กล้องถ่ายรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.19 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LCO

(ที่มา : <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>)

3. แบตเตอรี่ลิเทียมแมงกานีสออกไซด์ (Lithium Manganese Oxide : LMO)

เป็นแบตเตอรี่ที่ใช้ส่วนผสมของธาตุลิเทียมแมงกานีสออกไซด์เป็นขั้วบวก ซึ่งองค์ประกอบของธาตุสามชนิดนี้ เมื่อรวมกันจะสร้างให้เกิดโครงสร้างแบบ 3 มิติ ทำให้การไหลของไอออนดีขึ้น มีความต้านทานภายในต่ำลง เพิ่มกระแสและมีค่าการทนต่อความร้อนได้มากขึ้น เนื่องจากการที่มีความต้านทานภายในเซลล์ต่ำจึงสามารถชาร์จแบบเร็ว (fast charge) และจ่ายกระแสสูง (high discharge current) ได้ แต่มีค่าการเก็บพลังงานน้อยและอายุการใช้งานสั้น แบตเตอรี่ชนิดนี้ใช้ในอุปกรณ์ประเภทเครื่องมือไร้สาย (power tools) อุปกรณ์ทางการแพทย์ รถไฟฟ้าและรถไฮบริดบางรุ่น



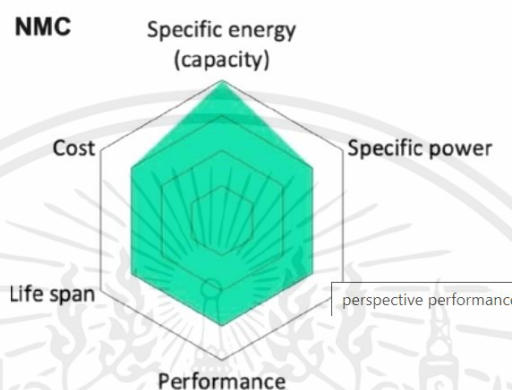
รูปที่ 2.20 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LMO

(ที่มา : <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. แบตเตอรี่ลิเทียมนิกเกิลแมงกานีสโคบอลต์ออกไซด์ (Lithium Nickel Manganese Cobalt Oxide: NMC)

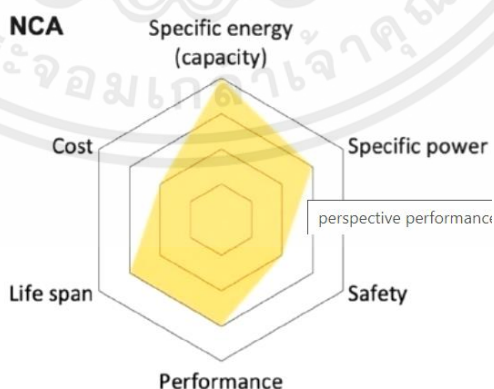
เป็นแบตเตอรี่ที่ประกอบด้วยนิกเกิล ซึ่งมีความจุพลังงานจำเพาะ (Specific Capacity) สูง เข้าไปในส่วนประกอบของขั้วบวก ทำให้แบตเตอรี่ชนิดนี้มีค่าพลังงานจำเพาะสูงชันและมีความเสถียรอย่างมาก สามารถจ่ายกระแสได้ดีและมีอายุการใช้งานยาวนาน นิยมใช้ในอุตสาหกรรมรถยนต์ไฟฟ้า



รูปที่ 2.21 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ NMC
(ที่มา : <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>)

5. แบตเตอรี่ลิเทียมนิกเกิลโคบอลต์อลูมิเนียมออกไซด์ (Lithium Nickel Cobalt Aluminum Oxide: NCA)

เป็นแบตเตอรี่ที่มีคุณสมบัติคล้ายกับแบตเตอรี่ NMC สามารถเก็บไฟได้มากและจ่ายไฟได้นาน แต่ข้อเสียคือด้านความปลอดภัยไม่สูง ต้องมีระบบตรวจเช็คความปลอดภัยอยู่ตลอดเวลา

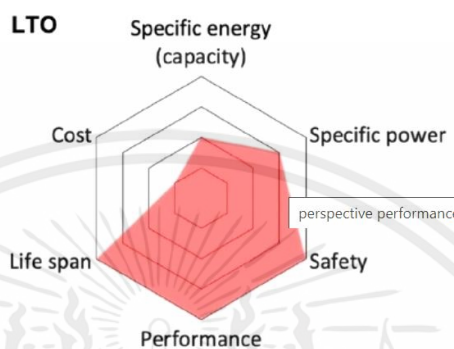


รูปที่ 2.22 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ NCA
(ที่มา : <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. แบตเตอรี่ลิเทียมไททาเนต (Lithium Titanate: LTO)

เป็นแบตเตอรี่ที่มีลิเทียมไททาเนตเป็นองค์ประกอบของขั้วบวกและมีลิเทียมแมงกานีสออกไซด์หรือนิกเกิลโคบอลต์ออกไซด์เป็นองค์ประกอบของขั้วลบ แบตเตอรี่ชนิดนี้สามารถชาร์จได้เร็วกว่าชนิดอื่นๆ มีความปลอดภัยและอายุใช้งานยาวนาน แต่มีขนาดใหญ่เนื่องจากมีค่าพลังงานจำเพาะ นิยมใช้ในรถยนต์ไฟฟ้า ไฟถนนโซล่าเซลล์ เครื่องมือทางการทหาร อุปกรณ์ทางอวกาศ



รูปที่ 2.23 กราฟแสดงคุณสมบัติของแบตเตอรี่ LTO

(ที่มา : <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>)

2.4.3.3 ประกับเพลลา (Coupling)

หรือ ยอย เป็นอุปกรณ์สำหรับเชื่อมต่อระบบส่งกำลังระหว่าง ตัวขับ (Driver) ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ และตัวถูกขับ (Driven)เช่น เพลลา ให้เป็นไปทิศทางเดียวกัน/ทำงานไปพร้อมกัน เช่น การใช้ Coupling ต่อระหว่าง Motor และ Gear เพื่อให้ Motor ส่งกำลังไปยัง Gear และนำรอบที่ออกมาจาก Gear มาใช้งาน โดยประกับเพลลาจะมีการส่งผ่านแรงบิดภายใต้สภาวะเยื้องศูนย์กลางได้และลดระยะเวลาการเคลื่อนตัวระหว่างปลายเพลลา เพื่อป้องกันความเสียหายที่เครื่องจักรโดยตรง

ประกับเพลลาแบ่งออกเป็น 2 ประเภทหลักๆ ได้แก่

1. ประกับเพลลาแบบไม่ยืดหยุ่น (Rigid coupling) การเชื่อมต่อเพลลาเป็นแบบติดแน่น เชื่อมต่อเพลลาให้เป็นแนวเส้นเดียวกันเท่านั้น



รูปที่ 2.24 ประกับเพลลาแบบไม่ยืดหยุ่น

(ที่มา : <https://hvhindustrial.com/blog/Types-of-Rigid-Couplings>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ประกับเพลาลูกเบี้ยวแบบยืดหยุ่น (Flexible coupling) ตัวรับแรงแนวแกนมีลักษณะยืดหยุ่น ช่วยลดแรงสั่นสะเทือน รับการเยื้องศูนย์(misalignment)ของเพลาลูกเบี้ยวและเพลาลูกตามและสามารถป้องกันไม่ให้ชิ้นงานหรือส่วนของมอเตอร์ได้รับความเสียหายเนื่องจากรับแรงบิดที่มากเกินไป เช่น ประกับเพลาลูกเบี้ยว



รูปที่ 2.25 ประกับเพลาลูกเบี้ยว

(ที่มา : <https://th.cytron.io/c-robotics-electronics/c-hardware/c-motor-coupling/p-stepper-motor-flexible-coupling-6mmx8mm>)

2.4.3.4 เฟืองโซ่ (Sprocket)

เป็นชิ้นส่วนที่ใช้ขับเคลื่อนโดยอาศัยแรงหมุนจากโซ่ที่ขบกับฟันของเฟืองโซ่ มีลักษณะเป็นทรงกลมแบน มีรูตรงกลาง ส่วนขอบโดยรอบเป็นหยักฟันเฟือง เฟืองโซ่มีรูปร่างคล้ายเฟืองทั่วไป แต่จะแตกต่างกันที่ต้องใช้คู่กับโซ่ เนื่องจากการใช้งานอยู่ในลักษณะการส่งกำลังซึ่งเป็นการส่งถ่ายความเร็วและแรงบิดจากอุปกรณ์หนึ่งไปสู่อีกอุปกรณ์หนึ่ง สามารถแบ่งเฟืองโซ่ออกเป็น 3 ประเภท ดังนี้

1. เฟืองโซ่แผ่นเรียบ (Sprocket No Hub Extension) หรือ เฟือง Type A มีลักษณะเป็นแผ่นเหล็กทรงกลมเรียบ ขอบโดยรอบเป็นหยักฟันเฟือง มีรูตรงกลาง ไม่มีดุม ใช้สำหรับติดหน้าแปลน หรือดุมล้อเพื่อเป็นกลไกขับเคลื่อนเครื่องยนต์ เหมาะสำหรับงานที่ต้องรับแรงโดยทั่วไป



รูปที่ 2.26 เฟืองโซ่ Type A

(ที่มา : <https://euromachthailand.com/โซ่-และ-เฟืองโซ่-roller-chain-sprocket/>)

2. เฟืองโซ่ดุมยื่นหนึ่งข้าง (Sprocket One Side Hub Extension) หรือ เฟือง Type B มีลักษณะคล้ายเฟืองโซ่แผ่นเรียบ แต่มีดุมยื่นออกมาตรงกลางด้านหนึ่ง สามารถขันน็อตยึดเฟืองเข้ากับแกนเพลลาเครื่องจักรได้ง่ายขึ้น และยังช่วยให้รับน้ำหนักได้เพิ่มมากขึ้น ฟันเฟืองชนิดนี้เหมาะกับงานที่ต้องรับแรงกดจากน้ำหนักประมาณหนึ่ง และงานที่มีความเร็วต่ำไปจนถึงงานที่ต้องใช้ความเร็วสูง



รูปที่ 2.27 เฟืองโซ่ Type B

(ที่มา : <https://euromachthailand.com/โซ่-และ-เฟืองโซ่-roller-chain-sprocket/>)

3. เฟืองโซ่ดุมยื่นสองข้าง (Sprocket Two Side Hub Extension) หรือ เฟือง Type C มีลักษณะคล้ายเฟืองโซ่แผ่นเรียบ แต่มีดุมยื่นออกมาตรงกลางทั้ง 2 ด้าน สามารถรับน้ำหนักได้มาก และมีความแข็งแรงเป็นพิเศษ เหมาะกับติดตั้งเป็นเฟืองโซ่ตัวตามในงานโหลดหนักที่มีความเร็วและแรงบิดสูงเป็นประจำ เช่น เครื่องจักรกลในอุตสาหกรรมต่างๆ



รูปที่ 2.28 เฟืองโซ่ Type C

(ที่มา : <https://euromachthailand.com/โซ่-และ-เฟืองโซ่-roller-chain-sprocket/>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.3.5 โซ่ส่งกำลัง (Chain)

เป็นอุปกรณ์ที่มีการถ่ายทอดกำลังจากต้นกำลังไปยังชุดรับกำลัง เพื่อถ่ายทอดหรือส่งกำลัง ความเร็ว และแรงบิดไปขับเคลื่อนชิ้นส่วนหรือตัวเครื่องจักร โดยไม่เกิดการลื่นไถลเพราะข้อต่อโซ่จะรับภาระความเสียดทานลื่น(Sliding Friction)และสามารถรับภาระตึงได้มากในสภาวะต่างๆ เช่น อุณหภูมิสูงหรือมีความชื้น โซ่ส่งกำลังทำงานคู่กับเฟืองโซ่ (Sprockets) ซึ่งจะยึดอยู่กับเพลาด้านขับ



รูปที่ 2.29 ส่วนประกอบของโซ่ส่งกำลัง

(ที่มา : www.northpower.co.th/pages/

โซ่ส่งกำลัง-หรือ-roller-chain-คืออะไร-และมี-ส่วนประกอบอะไรบ้าง)

และด้านตาม

ส่วนประกอบของโซ่ส่งกำลัง

1. แผ่นประกบด้านนอก (outer link) ทำหน้าที่รับแรงดึง (tensile strength) และรองรับแรงกระชากที่เกิดในขณะทำงาน นอกจากนี้ยังเป็นตัวเชื่อมระหว่างโซ่แต่ละข้อ
2. แผ่นประกบด้านใน (Inner link) ทำหน้าที่รับแรงดึง (tensile strength) และรองรับแรงกระชากที่เกิดในขณะทำงาน
3. สลัก(pin) มีความแข็งแรงสูงเนื่องจากต้องรับแรงเฉือน (shearing strength) และแรงบิด (bending strength) แรงดึง และแรงกระชาก ที่ถูกถ่ายเทมาจากแผ่นประกบด้านในและด้านนอก อีกทั้งยังรองรับแรงร่วมกับบุชขณะเคลื่อนที่อยู่บริเวณร่องฟันเฟือง
4. โรลเลอร์ (roller) เป็นส่วนที่รองรับแรงกดและแรงกระแทกขณะโซ่ขับเฟืองโซ่
5. บุช(bush) เป็นชิ้นส่วนที่รับแรงมาจากหลายๆ ชิ้นส่วนของโซ่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จำนวนข้อต่อของโซ่ส่งกำลัง [8]

$$CL=2C+\left(\frac{A}{2}\right)+\left(\frac{T}{C}\right) \quad (2.8)$$

โดยคำนวณค่า C จาก $C = CD/p$

A จาก $A = Z1+Z2$

S จาก $S = Z2-Z1$

เมื่อ CD คือ ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของเฟืองขับและเฟืองตาม มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร

Z1, Z2 คือ จำนวนฟันของเฟืองตัวเล็กและเฟืองตัวใหญ่ มีหน่วยเป็น ฟัน

P คือ ระยะพิตช์ของโซ่ส่งกำลัง มีหน่วยเป็น มิลลิเมตร

และ ค่า T คือ ค่าคงที่สามารถหาค่าได้จากตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า S และค่าคงที่ T

S	T	S	T	S	T
1	0.03	6	0.91	11	3.06
2	0.10	7	1.24	12	3.65
3	0.23	8	1.62	13	4.28
4	0.41	9	2.05	14	4.96
5	0.63	10	2.53	15	5.70

2.4.3.6 ลิม(Keys)

เป็นชิ้นส่วนที่ใช้สวมยึดระหว่างเกียร์ เพลา เฟืองหรือรอกของมอเตอร์เพื่อให้ชิ้นส่วนที่เชื่อมยึดด้วยลิมสามารถหมุนเคลื่อนที่ไปพร้อมกันอย่างต่อเนื่องและป้องกันการลื่นไถล วัสดุที่ใช้ทำลิม โดยทั่วไปจะเป็นเหล็กกล้าหรือสแตนเลสที่มีลักษณะเป็นแท่งสี่เหลี่ยมขอบมน(ลิมกลม)หรือแท่งสี่เหลี่ยม(ลิมสี่เหลี่ยม) สามารถถอดประกอบได้ง่าย การใช้ลิมควรเลือกให้เหมาะสมกับเครื่องจักร โดยพิจารณาจากขนาด วัสดุ และรูปทรง ซึ่งรูปทรงของลิมจะขึ้นอยู่กับลักษณะของร่องลิมที่มีรูปร่างพอดีกันเพื่อไม่ให้เกิดปัญหาการสั่นคลอนได้

ชนิดของลิ่มส่งกำลัง [2]

1. ลิ่มทรงขนาน มีลักษณะขนานและกันมีความหนาเท่ากันตลอดหน้าตัดลิ่ม ใช้รับแรงบิดสูงและความเร็วรอบสูง



รูปที่ 2.30 ลิ่มทรงขนาน

(ที่มา : <https://th.misumi-ec.com/th/vona2/detail/110310415259/>)

2. ลิ่มทรงเรียว มีอัตราลาดเอียง 1:100 ตลอดความยาวลิ่มทำให้เมื่อประกอบเพลลาและคุมล้อ ทั้งสองจะไม่ร่วมศูนย์กัน ส่งถ่ายกำลังโดยสวมฟิตด้านข้างและด้านบน เหมาะสำหรับรับแรงกระแทก



รูปที่ 2.31 ลิ่มทรง

(ที่มา : <https://th.misumi-ec.com/th/vona2/detail/110302191120/?Tab=codeList>)

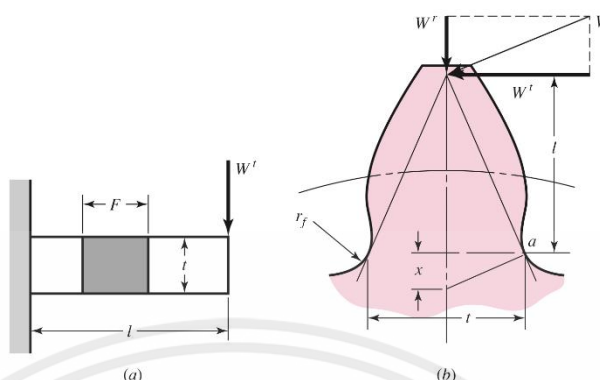
3. ลิ่มวงเดือน เป็นลิ่มที่ด้านหนึ่งแบนเรียบ ส่วนอีกด้านหนึ่งโค้งมน เหมาะสำหรับส่งถ่ายกำลังแบบสวมอัดบนเพลลาข้อเหวี่ยง ทำให้สามารถรับแรงเฉือนและแรงอัดได้ดี



รูปที่ 2.32 ลิ่มวงเดือน

(ที่มา : <http://www.peak1997-industrial.com/product/133/ลิ่มวงเดือน-ลิ่มส่งกำลัง-7x25mm>)

2.5 การวิเคราะห์ความเสียหายของฟันเฟือง



รูปที่ 2.33 การรับโหลดการตัด (W^t) ของฟันเฟือง

ที่มา : Shigley's mechanical engineering design, 2551

จาก Lewis Bending Equation [9]

$$\sigma = \frac{M}{I/c} = \frac{6W^t l}{Ft^2} \quad (2.9)$$

พิจารณารูปที่ 2.33 ความเค้นสูงสุดในฟันเฟืองเกิดขึ้นที่จุด a จากทฤษฎีสามเหลี่ยมคล้าย

$$\frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2}$$

หรือ

$$x = \frac{t^2}{4l} \quad (2.10)$$

แทนค่า x ในสมการ (2.9) จะได้

$$\sigma = \frac{6W^t l}{Ft^2} = \frac{W^t}{F} \times \frac{6l}{t^2}$$

หรือ

$$\sigma = \frac{W^t}{F} \times \frac{4l}{t^2} \times \frac{6}{4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ

$$\sigma = \frac{3W^t}{2Fx} \quad (2.11)$$

เมื่อ F คือ ความกว้างของหน้าฟันเฟือง

ทำการคูณค่า Circular pitch(p) ทั้งเศษและส่วนในสมการ (2.11) จะได้

$$\sigma = \frac{3W^t p}{2Fxp} \quad (2.12)$$

จาก Lewis form factor (y)

$$Y = \frac{2xp}{3} \quad (2.13)$$

ดังนั้น สมการตัดของ Lewis Lewis Bending Equation (เป็นค่า Static load) คือ

$$\sigma = \frac{W^t}{F p y}$$

แทนค่า Circular pitch(p) ด้วย $P = \frac{\pi}{p}$ และแทนค่า $Y = \frac{\pi}{y}$

$$\sigma = \frac{W^t P}{FY} \quad (2.14)$$

เปลี่ยนค่า Static load เป็น Dynamic load ด้วยการคูณ Dynamic Factor (K_v)

โดยค่า K_v สำหรับ cut profile คือ

$$K_v = \frac{6.1+v}{6.1} \quad (2.15)$$

ดังนั้น

$$\sigma = \frac{K_v W^t P}{FY}$$

หรือ

$$W^t = \frac{\sigma FY}{K_v P} \quad (2.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6 การวิเคราะห์ความเสียหายของโซ่

6 iwis-Roller Chains

Standard and works standard embodiment

Table extract

iwis Designation	Designation pitch x inner width	DIN/ISO No.	Pitch p (mm)	Inside br (mm)	Weight outside a1 (mm)	Roller dia. d1 (mm)	Height of plates g (mm)	Bearing area F (cm ²)	Weight q (kg/m)	Chain made by iwis (N)	Standard (N)	Breaking load Fb
Single chains to DIN 8187												
G 42	6 x 2,8 mm	04	DIN 8187	6	2,80	6,6	4,00	5,00	0,07	0,12	3 200	3 000
G 52	8 mm x 1/8"	05 B-1	DIN 8187	8	3,16	8,1	5,00	7,10	0,11	0,18	6 000	5 000
G 53 H ¹⁾	8 mm x 3/16"	-	Works standards	8	4,76	11,7	5,003)	7,60	0,25	0,34	9 000	-
G 62 1/2 ²⁾	3/8 x 5/32"	-	Works standards	9,525	3,94	11,0	6,35	8,20	0,22	0,34	11 000	-
G 67 ³⁾	3/8 x 7/32"	06 B-1	DIN 8187	9,525	5,72	12,9	6,35	8,20	0,28	0,41	10 500	9 000
P 83 V	1/2 x 3/16"	-	Works standards	12,7	4,88	13,2	7,75	10,20	0,29	0,44	15 500	-
S 84 V	1/2 x 1/4"	-	Works standards	12,7	6,40	15,0	7,75	12,00	0,38	0,58	18 000	-
L 85 SL	1/2 x 5/16"	08 B-1	DIN 8187	12,7	7,75	16,9	8,51	12,20	0,50	0,70	22 000	18 000
M 106 SL	5/8 x 3/8"	10 B-1	DIN 8187	15,875	9,65	19,5	10,16	14,40	0,67	0,95	27 000	22 400
M 127 SL	3/4 x 7/16"	12 B-1	DIN 8187	19,05	11,75	22,7	12,07	16,40	0,89	1,25	34 000	29 000

รูปที่ 2.34 ตารางลักษณะของโซ่ส่งกำลัง

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

จากคู่มือการคำนวณและออกแบบ IWIS handbook[7] สามารถพิจารณาความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นจากความแข็งแรงได้ ดังนี้

Diagram performance

$$P_D = P \cdot f_G \quad (2.17)$$

โดย P คือ Power transmitted

f_G คือ Overall factor หรือ Influencing factors

Chain speed

$$v = \frac{d \pi n}{60000} \quad (2.18)$$

โดย d คือ Pitch circle diameter

n คือ Speed of Motor

Chain pull

$$F = \frac{1000P}{v} \quad (2.19)$$

Centrifugal force

$$F_f = qv^2 \quad (2.20)$$

โดย q คือ Chain weight per meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Total pull

$$F_G = F + F_f \quad (2.21)$$

Bearing pressure

$$p_r = \frac{F_G}{f} \quad (2.22)$$

Bearing pressure permissible

$$p_{zul} = \frac{P_v \cdot \lambda}{f_5 \cdot f_6} \quad (2.23)$$

โดย P_v คือ Determining factors for bearing pressure

Chain speed v in $\frac{m}{s}$	No. of teeth of small wheel														
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	≥ 25
0,1	3020	3060	3110	3160	3205	3235	3255	3285	3335	3365	3385	3415	3430	3460	3480
0,2	2755	2795	2825	2875	2920	2940	2970	3000	3040	3060	3080	3110	3130	3160	3175
0,4	2650	2685	2725	2775	2815	2835	2855	2895	2920	2940	2960	2990	3010	3040	3060
0,6	2530	2570	2600	2650	2685	2705	2725	2765	2795	2815	2835	2855	2875	2905	2920
0,8	2440	2480	2510	2560	2600	2620	2630	2665	2695	2715	2735	2755	2775	2805	2825
1,0	2335	2375	2405	2440	2470	2490	2510	2540	2570	2590	2610	2630	2650	2665	2685
1,5	2245	2285	2315	2355	2385	2405	2420	2450	2480	2500	2520	2540	2560	2580	2600
2,0	2165	2195	2225	2265	2305	2325	2335	2365	2395	2410	2420	2440	2460	2480	2500
2,5	2090	2120	2150	2185	2215	2235	2245	2275	2305	2325	2335	2355	2395	2420	2450
3	2010	2040	2070	2100	2130	2150	2165	2195	2215	2245	2275	2305	2335	2375	2410
4	1705	1795	1885	1960	2030	2060	2090	2120	2140	2175	2215	2255	2295	2335	2375
5	1375	1520	1655	1735	1805	1875	1930	1970	2010	2060	2110	2140	2165	2200	2235
6	1030	1206	1385	1510	1610	1695	1775	1845	1910	1950	2000	2030	2070	2100	2140
7	835	980	1130	1255	1375	1480	1590	1705	1815	1835	1865	1900	1940	1980	2020
8	-	785	1000	1090	1175	1285	1395	1530	1665	1705	1745	1785	1835	1875	1920
10	-	-	795	885	1000	1090	1177	1295	1400	1430	1470	1540	1610	1670	1735
12	-	-	-	-	805	890	1050	1145	1235	1275	1325	1385	1450	1510	1570
15	-	-	-	-	-	-	875	950	1030	1080	1130	1185	1245	1305	1375
18	-	-	-	-	-	-	-	-	865	940	1030	1090	1155	1215	1275

Guide figures below the line should be avoided.

รูปที่ 2.35 Determining factors for bearing pressure (N/cm)

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Static bearing load : Safety factor

$$\gamma_{st} = \frac{F_B}{F_G} \quad (2.24)$$

Dynamic breaking load : Safety factor

$$\gamma_d = \frac{F_B}{F_G \times Y} \quad (2.25)$$

โดยค่า f_G หรือ Overall factor (ปัจจัยต่างๆที่ส่งผลต่อความคงทนหรือความแข็งแรงของโซ่) ที่กล่าวถึงในขั้นแรก ประกอบด้วย

1. จำนวนฟันของเฟือง (f_1 : Effect of the number of teeth of the small chain wheel z)

z	11	13	15	17	19	21	23	25
f_1	1,72	1,46	1,27	0,12	1,0	0,91	0,83	0,76

รูปที่ 2.36 Effect of the number of teeth of the small chain wheel

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

2. อัตราส่วน (f_2 : Effect of ratio i)

i	1:1	2:1	3:1	5:1	7:1
f_2	1,22	1,08	1,0	0,92	0,86

รูปที่ 2.37 Effect of ratio

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

3. Shock factor (f_3 : Effect of Shock factor Y)

Y	1	2	3	4
f_3	1	1,37	1,59	1,72

รูปที่ 2.38 Effect of Shock factor

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. อัตราส่วนระยะห่างระหว่างเฟือง (f_4 : Effect of ratio of center distance $\frac{a}{p}$ โดย a : center distance, p : pitch)

$\frac{a}{p}$	20	40	60	80	160
f_4	1,18	1,0	0,91	0,87	0,69

รูปที่ 2.39 Effect of ratio of center

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

5. การหล่อลื่น (f_5 : Effect of lubrication)

Chain speed v in $\frac{m}{s}$		< 4	4-7	> 7
f_5	Lubrication			
	perfect	1,0	1,0	1,0
	inadequate with clean conditions	1,4	2,5	unacceptable
	inadequate with unclean conditions	2,5	4,0	
	none	5,0	unacceptable	

รูปที่ 2.40 Effect of ratio of lubrication

ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

2.7 ค่าตัวประกอบความปลอดภัย (Safety factor)

ในการออกแบบชิ้นงานต้องคำนึงถึงความปลอดภัยที่ชิ้นงานจะสามารถรับภาระต่างๆได้โดยไม่เกิดความเสียหายหรือเสียรูป หรือการที่ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นจากภาระที่กระทำจะต้องอยู่ในช่วงที่สามารถยอมรับได้ โดยพิจารณาจากอัตราส่วนระหว่างค่าความเค้นที่ชิ้นงานสามารถรองรับได้ ต่อ ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นจากภาระที่กระทำต่อชิ้นงาน หรือ ค่าตัวประกอบความปลอดภัย (F.S) ซึ่งก็คือตัวคูณที่ใช้ในการออกแบบโครงสร้างหรืออุปกรณ์เพื่อให้มีความทนทานต่อการใช้งานจริงที่สูงกว่าการใช้งานแบบปกติ (normal operating conditions) โดยปกติจะมีค่าตั้งแต่ 1.5 ถึง 3 หรือมากกว่า

$$\text{ค่าตัวประกอบความปลอดภัย (F.S)} = \frac{\text{ค่าความเค้นที่ชิ้นงานสามารถรองรับได้}}{\text{ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นจากภาระที่กระทำต่อชิ้นงาน}}$$

หรือ

$$\text{ค่าตัวประกอบความปลอดภัย (F.S)} = \frac{\sigma_y}{\sigma_{von}}$$

โดย σ_y คือ ค่าความเค้นที่วัสดุสามารถรองรับได้ (นิเวศน์ต่อตารางเมตร)

σ_{von} คือ ค่าความเค้นทางทฤษฎีความเสียหายของ von Mises (นิเวศน์ต่อตารางเมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.9 การวิเคราะห์ความเสียหายของเพลลา

เพลลาเป็นโครงสร้างเชื่อมต่อกับล้อ แผ่นจานเบรก และเฟือง มีหน้าที่ส่งกำลังในการขับเคลื่อน จากมอเตอร์ที่ส่งผ่านชุดโซ่ที่ติดกับเฟืองที่เชื่อมต่อกับเพลลา นอกจากนี้เพลลายังมีหน้าที่รับน้ำหนัก จากส่วนด้านบนของตัวรถหรือโครงแคร์ และถ่ายทอดการรับน้ำหนักไปยังล้อ โดยสามารถพิจารณาค่า ความเสียหายที่เกิดขึ้นที่เพลลาได้ ดังนี้

$$\sigma_x = \frac{M_x c}{I_x} = \frac{F_z Lc}{\frac{\pi d^4}{64}} \quad (2.28)$$

โดย σ_x คือ ค่าความเค้นการดัดในแนวแกน x (นิวตันต่อตารางเมตร)

M_x คือ ค่าโมเมนต์ในแนวแกน x (นิวตันเมตร)

c คือ ระยะมากที่สุดที่ในแนวแกน y (มิลลิเมตร)

I_x คือ *second moment of area* (เมตร⁴)

F_z คือ แรงในแนวแกน z (นิวตัน)

Lc คือ ระยะระหว่างแรงที่กระทำกับจุดที่ยึดกับล้อ (มิลลิเมตร)

d คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา (มิลลิเมตร)

$$\tau_{xy} = \frac{4V}{3A} \quad (2.29)$$

โดย τ_{xy} คือ ค่าความเค้นเฉือนที่กระทำกับเพลลา (นิวตันต่อตารางเมตร)

V คือ แรงกระทำในทิศทางนกับพื้นที่ (นิวตันเมตร)

A คือ พื้นที่หน้าตัดเพลลา (มิลลิเมตร)

2.10 ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

Finite Element Analysis หรือ FEA คือ ระเบียบวิธีการวิเคราะห์ข้อมูลเชิงตัวเลข (numerical methods) ที่มีความซับซ้อน เป็นการนำหลักการทางคณิตศาสตร์ มาประยุกต์ใช้เพื่อ แก้ปัญหาทางวิศวกรรม โดยรูปแบบของปัญหาคือการหาฟังก์ชันการกระจายตัวของตัวแปรในระบบ สามมิติซึ่งอธิบายได้ด้วยระบบสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (partial differential equation) ซึ่งผลลัพธ์ ของการวิเคราะห์จะแสดงออกมาได้หลายรูปแบบ เช่น กราฟฟิก (graphical output) ในลักษณะ แถบสีที่ต่างกันตามการวิเคราะห์ การแสดงผลเชิงตัวเลข (numeric output) การแสดงผลเชิง แอนิเมชัน (animated output) ในลักษณะภาพเคลื่อนไหว เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.10.1 ขั้นตอนพื้นฐานของระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แบ่งออกเป็น 3 ระยะ คือ

2.10.1.1. ระยะการเตรียมแบบจำลอง (Pre-processing phase)

- การสร้างรูปร่างของแบบจำลอง (Model simulation) เป็นการวาดแบบจำลองด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เช่น Autocad, Solidwork

- การแบ่งเอลิเมนต์ (meshing model) เป็นการแบ่งโดเมนของแบบจำลองออกเป็นเอลิเมนต์ที่มีขนาดเล็ก (Discretization) เพื่อสะดวกต่อการคำนวณและการประมวลผลที่แม่นยำ แต่ละเอลิเมนต์จะประกอบไปด้วยจุดต่อ (node) มีคุณสมบัติเฉพาะตัวทางกายภาพและมีรูปแบบความสัมพันธ์ interpolation functions ที่แตกต่างกันตามรูปร่าง ขอบเขต และจำนวนจุดต่อ (node) ดังนั้นรูปแบบการวิเคราะห์ด้วย FEA จึงมีการเลือกใช้ลักษณะของเอลิเมนต์หลายรูปแบบ คือ

1. รูปร่างเอลิเมนต์ 1 มิติ ได้แก่ ลักษณะเชิงเส้น (linear) เช่น คาน (Beam) โครงถัก (truss)

2. รูปร่างเอลิเมนต์ 2 มิติ ได้แก่ เอลิเมนต์พื้นที่เชิงเส้นเป็นระนาบความเค้น ความเครียด ลักษณะเป็นแผ่น (plate) หรือเปลือกบาง (shell) มีลักษณะเป็นสามเหลี่ยม สี่เหลี่ยมรูปร่างต่าง ๆ

3. รูปร่างเอลิเมนต์ 3 มิติ ได้แก่ เอลิเมนต์ปริมาตร เช่น โครงสร้างพีระมิด (pyramid) ปริซึม (prism)

- การกำหนดคุณสมบัติและพฤติกรรมวัสดุ กำหนด shape function ซึ่งแสดงถึงพฤติกรรมเชิงกลและคุณสมบัติทางกายภาพของเอลิเมนต์ กำหนดคุณสมบัติของวัสดุ (Material properties) รวมถึงการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของวัสดุที่ต้องการศึกษาให้เคลื่อนที่หรือมีแรงกระทำบริเวณใด ด้วยขนาดของแรงเท่าใด เพื่อให้แบบจำลองมีความใกล้เคียงกับวัสดุจริงมากที่สุด

2.10.1.2 ระยะการหาคำตอบ (Solution phase) เป็นการประมวลผลจากสมการรวมระบบของแต่ละเอลิเมนต์ที่เกิดขึ้นหรือการแก้หาคำตอบของสมการซึ่งอยู่ในรูปแบบเชิงเส้นหรือไม่เชิงเส้น ซึ่งคำตอบคือค่าการกระจัดที่จุดต่อ (node) ต่างๆ หรือค่าผลเฉลยโดยประมาณ

2.10.1.3. ระยะวิเคราะห์ผลลัพธ์ (Post-processing phase) เป็นการวิเคราะห์หาผลลัพธ์เพิ่มเติม เช่น ความเค้นหลัก ฟลักซ์ความร้อน

2.10.2. ข้อดีของ Finite Element Analysis

- สามารถวิเคราะห์ปัญหาที่ซับซ้อนได้

- สามารถใช้วิเคราะห์ปัญหาที่รับภาระต่างๆ เช่น ภาระที่กระทำกับ node (เช่น point loads) ภาระที่กระทำกับเอลิเมนต์ (เช่น pressure, thermal, force) ภาระที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาหรือที่ขึ้นอยู่กับความถี่
- สามารถใช้วิเคราะห์ปัญหาที่วัสดุมีคุณสมบัติแบบ non-isotropic และวัสดุที่มีคุณสมบัติพิเศษ
- สามารถใช้วิเคราะห์ปัญหาแบบ Large displacements, Large rotations, Contact (gap) conditions

2.10.3. ข้อจำกัดของ Finite Element Analysis

- เป็นวิธีการวิเคราะห์ข้อมูลเชิงตัวเลข ดังนั้นจะมี error เกิดขึ้นเสมอ
- ใช้เวลาในการคำนวณนาน ต้องใช้คอมพิวเตอร์ที่มีประสิทธิภาพสูงและซอฟต์แวร์ที่น่าเชื่อถือ มีการลงทุนสูง
- ต้องการจำนวนข้อมูลที่ป้อนเข้าตัวโปรแกรมมหาศาล และต้องแม่นยำ ถูกต้อง ตามข้อมูลจริง เพื่อลดความคลาดเคลื่อนของการคำนวณ
- ผลการวิเคราะห์ที่ได้อาจมีความแตกต่างจากการทดสอบจริง เนื่องจากสภาวะแวดล้อม ตัวแปรควบคุมที่แตกต่างกัน

บทที่ 3

การออกแบบวิธีส่งกำลัง

บทนี้จะกล่าวถึงขั้นตอนและวิธีการดำเนินงาน ขั้นแรกทำการศึกษาข้อมูลหรือทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและคำนวณแรงเพื่อหาค่าต่างๆที่เหมาะสมสำหรับระบบขับเคลื่อน จากนั้นทำการออกแบบวิธีการส่งกำลังเพื่อนำไปใช้เลือกอุปกรณ์หรือชิ้นส่วนต่างๆที่เหมาะสมจากสมุดแจกรายละเอียดสินค้า (Catalog) ที่มีคุณสมบัติเหมาะสมกับค่าที่คำนวณได้ในการออกแบบ

3.1 การเปรียบเทียบประเภทส่งกำลัง

ทำการเปรียบเทียบการส่งกำลัง 3 ประเภท ได้แก่ สายพานส่งกำลัง โข่งส่งกำลังและทดเฟืองส่งกำลัง และให้คะแนนความเหมาะสมของคุณสมบัติต่างๆ โดย 1 คะแนนคือเหมาะสมน้อย, 2 คะแนนคือเหมาะสมปานกลาง และ 3 คะแนนคือเหมาะสมมากที่สุด

ตารางที่ 3.1 ตารางเปรียบเทียบและให้คะแนนประเภทการส่งกำลัง

คุณสมบัติ {ค่าถ่วงน้ำหนัก}	รูปแบบระบบขับเคลื่อน					
	แบบสายพานส่งกำลัง		แบบโซ่ส่งกำลัง		แบบทดเฟืองส่งกำลัง	
	ความสามารถ (คะแนน)	คะแนนถ่วง น้ำหนัก	ความสามารถ (คะแนน)	คะแนนถ่วง น้ำหนัก	ความสามารถ (คะแนน)	คะแนนถ่วง น้ำหนัก
อายุการใช้งาน {2}	ต่ำ (1)	2	ปานกลาง (2)	4	สูง (3)	6
ความต้องการและ ความยากในการ บำรุงรักษา {1}	มาก (1)	1	ปานกลาง (2)	2	น้อย (3)	3
ค่าใช้จ่าย {3}	น้อย (3)	9	ปานกลาง (2)	6	มาก (1)	1
ประสิทธิภาพการส่ง กำลัง {3}	ต่ำ (1)	3	ปานกลาง (2)	6	สูง (3)	9
ความซับซ้อนในการ ออกแบบ {2}	น้อย (3)	6	น้อย (3)	6	มาก (1)	2
ระดับความเสียหาย ของตัวส่งกำลังที่ส่งผล ต่อส่วนอื่นๆ {2}	น้อยมาก (3)	6	ไม่ร้ายแรง (2)	4	ร้ายแรง (1)	2
เสียงรบกวน {1}	เบา (3)	3	ดัง (2)	2	ดัง (1)	1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

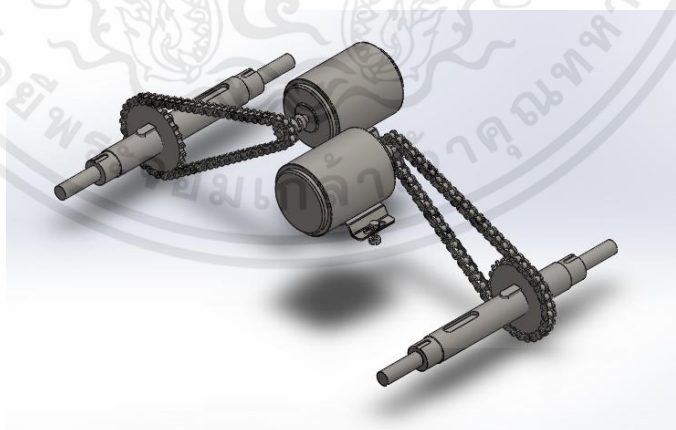
ตารางที่ 3.1 (ต่อ) ตารางเปรียบเทียบและให้คะแนนประเภทการส่งกำลัง

Velocity Ratio {2}	ต่ำ – ไม่คงที่ (1)	2	กลาง – เปลี่ยนแปลงตาม Polygon Effect (2)	4	สูง – คงที่ (3)	6
การ Slip {2}	เกิด (1)	2	อาจเกิดได้บ้างเล็กน้อย (2)	4	ไม่เกิด เป็น Positive Drive (3)	6
น้ำหนัก ที่ปริมาตรเท่ากัน {1}	เบา (1)	1	ปานกลาง (2)	2	หนัก (3)	3
ระยะห่างระหว่างเฟืองขับและเฟืองตาม {3}	มาก (1)	3	ปานกลาง (3)	9	น้อย (2)	6
ความเร็วเชิงมุม {2}	ไม่คงที่ (1)	2	คงที่ (3)	6	คงที่ (3)	6
รวมคะแนน		40		55		51

จากตารางที่ 3.1 พิจารณาความเหมาะสมของระบบส่งกำลังแบบต่างๆ ร่วมกับค่าถ่วงน้ำหนักความสำคัญของแต่ละคุณสมบัติ พบว่าระบบขับเคลื่อนแบบโซ่ส่งกำลังมีคะแนนรวมเยอะที่สุด จึงเหมาะสมสำหรับระบบขับเคลื่อนขนาดเล็กมากที่สุด

3.2 การออกแบบระบบขับเคลื่อนรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก

3.2.1 ภาพรวมแบบจำลองระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก



รูปที่ 3.1 แบบจำลองระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก จากโปรแกรม Solidwork

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบ่งเป็นองค์ประกอบต่างๆ ดังนี้

1. มอเตอร์(Motor)
2. แบตเตอรี่ (Battery)
3. ประกับเพลลา (Coupling)
4. เฟืองโซ่ตัวขับ (Drive Sprockets)
5. เฟืองโซ่ตัวตาม (Driven Sprockets)
6. โซ่ส่งกำลัง (Standard Roller Chain)
7. ลิ่ม (Key)
8. เพลลาขับ (Drive Shaft)
9. เพลลาตาม (Driven Shaft)

3.2.2 การคำนวณเพื่อเลือกขนาดมอเตอร์

ใช้เกณฑ์สำหรับการแข่งขัน Railway Challenge 2022 และค่ากำหนด ตัวแปรต่างๆ ดังตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 สรุปค่าตัวแปรสำคัญที่ใช้ในการคำนวณ

ความเร็วสูงสุด, V_{\max} (m/s)	4.17
ความเร็วเฉลี่ย, V_{avg} (m/s)	2.78
ความเร่ง, a (m/s ²)	0.2778
รัศมีของล้อ, R (m)	0.125
มวลของรถจักร, M^{Loco} (kg)	1000
มวลของรถพ่วง, M^{Tr} (kg)	1800
สัมประสิทธิ์ความเสียดทานกลิ้งระหว่างล้อกับราง, μ_r	0.002
สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถจักร, C_d^{Loco}	0.28
สัมประสิทธิ์แรงต้านอากาศของรถพ่วง, C_d^{Tr}	0.16
อัตราทดของเฟืองโซ่, r	2
ค่าคงที่ของแรงโน้มถ่วง, g (m/s ²)	9.81
ความหนาแน่นของอากาศ, ρ (kg/m ³)	1.2
พื้นที่ที่รับแรงต้านอากาศ A (เมตร) ²	$0.71 \times 0.965 = 0.68515$
ความลาดชันของทาง, α (เปอร์เซ็นต์)	2% or 1.146 degree

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบที่ 1 (เงื่อนไข : ลากรถพ่วง 1800 กิโลกรัม)

หาแรงบิดที่ล้อกระทำในการขับเคลื่อนหัวรถจักรได้ที่ความเร็วสูงสุด 15 กิโลเมตรต่อชั่วโมง จากสมการที่ (2.1)

$$\Sigma F = ma$$

$$F = (M^{Loco} + M^{Tr})a$$

$$F = (1000 + 1800) \times 0.2778$$

$$F = 0.778 \text{ kN}$$

และ

$$T = F \times R$$

$$T = 0.778 \times 0.125$$

$$T = 97.25 \text{ N}\cdot\text{m}$$

ดังนั้น สำหรับ 1 โบกี้ $T = 48.62 \text{ N}\cdot\text{m}$

กรณีที่ 1 คำนวณแรงฉุดขณะรถจักรเริ่มออกเคลื่อนที่ ($a \neq 0, V = 0$) โดยกำหนดให้มีค่าความเร่ง 0.2778 เมตรต่อวินาทีกำลังสอง

หาค่าแรงดึงสูงสุดที่ใช้ในการลากขบวนรถ (แรงขับที่ชุดล้อทั้งสิ้น) จากสมการ (2.4)

$$F = (M^{Loco} + M^{Tr})a + \mu_r M^{Loco} g \cos(\alpha) + \mu_r M^{Tr} g \cos(\alpha) + (M^{Loco} + M^{Tr})g \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \rho_{air} (C_D^{Loco} A^{Loco} + C_D^{Tr} A^{Tr}) V^2$$

$$F = (1000 + 1800)(0.2778) + (0.002)(1000)(9.81)\cos(1.146^\circ) + (0.002)(1800)(9.81)\cos(1.146^\circ) + (1000 + 1800)(9.81)\sin(1.146^\circ) + \frac{1}{2} (1.2)(0.68515)(0.28 + 0.16)(0)^2$$

$$F = 1382.13 \text{ N}$$

กรณีที่ 2 คำนวณแรงฉุดขณะรถจักรเคลื่อนที่ ($a = 0, V \neq 0$) โดยคิดที่ค่าความเร็วสูงสุด 4.17 เมตรต่อวินาที

หาค่าแรงดึงสูงสุดที่ใช้ในการลากขบวนรถ (แรงขับที่ชุดล้อทั้งสิ้น) จากสมการ (2.4)

$$F = (M^{\text{Loco}} + M^{\text{Tr}})a + \mu_r M^{\text{Loco}} g \cos(\alpha) + \mu_r M^{\text{Tr}} g \cos(\alpha) + (M^{\text{Loco}} + M^{\text{Tr}})g \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \rho_{\text{air}} (C_D^{\text{Loco}} A^{\text{Loco}} + C_D^{\text{Tr}} A^{\text{Tr}}) V^2$$

$$F = (1000 + 1800)(0) + (0.002)(1000)(9.81) \cos(1.146^\circ) + (0.002)(1800)(9.81) \cos(1.146^\circ) + (1000 + 1800)(9.81) \sin(1.146^\circ) + \frac{1}{2} (1.2)(0.68515)(0.28 + 0.16)(4.17)^2$$

$$F = 607.43 \text{ N}$$

จากทั้งสองกรณี ค่าแรงจุดที่มากที่สุด คือ 1,382.13 นิวตัน
นำค่าที่ได้จากขั้นแรก ไปหาค่าแรงบิดสูงสุดที่เกิดขึ้นจากล้อทั้งหมด

$$\text{โดย } T = F \cdot R \quad (3.1)$$

$$T_{\text{max}} = (1,382.13)(0.125)$$

$$T_{\text{max}} = 172.776 \text{ N}$$

เนื่องจากรถจักรที่ออกแบบมี 4 เพลาขับ ดังนั้นแรงบิดที่เกิดขึ้นในแต่ละเพลาขับ คือ

$$T_{1\text{เพลา}} = \frac{T_{\text{max}}}{4}$$

$$T_{1\text{เพลา}} = \frac{172.776}{4} = 43.191 \text{ N}\cdot\text{m}$$

ออกแบบอัตราทดเฟือง 2:1 โดยเลือกใช้เฟืองขับ 13 ฟัน และ เฟืองตาม 26 ฟัน

$$\text{จากสมการที่ (2.6)} \quad T_{\text{motor}} \omega_{\text{motor}} = T_{\text{เพลา}} \omega_{\text{เพลา}} = \text{Ratio}$$

$$\frac{\omega_{\text{motor}}}{\omega_{\text{เพลา}}} = \frac{T_{\text{เพลา}}}{T_{\text{motor}}} = \frac{2}{1}$$

จัดรูปสมการตามสมการ (2.6) จะได้ว่า

$$T_{\text{motor}} = \frac{T_{\text{เพลา}}}{2}$$

$$T_{\text{motor}} = \frac{43.191}{2} = 21.596 \text{ N}\cdot\text{m}$$

คำนวณหาแรงสูงสุดที่เกิดขึ้นระหว่างล้อและราง โดยกำหนด $\mu = \text{recommended} = 0.35$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดย $\mu N = \mu mg$ (3.2)

$$\mu N = (0.35) \left(\frac{1000}{4} \right) (9.81)$$

$$\mu N = 858.375 \text{ N}$$

และ $T_{1\text{เพลท}} = F_{1\text{เพลท}} R$ (3.3)

$$F_{1\text{เพลท}} = \frac{T_{1\text{เพลท}}}{R}$$

$$F_{1\text{เพลท}} = \frac{43.191}{0.125} = 345.53 \text{ N}$$

เพื่อไม่ให้เกิดการลื่นไถล

$$F_{1\text{เพลท}} \leq \mu N$$
 (3.4)

จะได้ $345.53 < 858.375$ แสดงว่าไม่เกิดการลื่นไถล

นำค่าแรงบิดของมอเตอร์ T_{motor} มาคำนวณหาขนาดกำลังขั้นต่ำของมอเตอร์โดยใช้สมการ

(2.7)

$$P_{\text{motor}} = T_{\text{motor}} \left(\frac{V_{\text{avg}}}{R} \right)$$

$$P = 21.595 \left(\frac{2.78}{0.125} \right)$$

$$P = 480.29 \text{ W}$$

การคำนวณย้อนกลับเพื่อหาความเร็วเฉลี่ยและความเร็วสูงสุด

จาก $P_{\text{motor}} = 800 \text{ W}$

และจากสมการ (2.7) จะได้

$$800 = 21.5957 \left(\frac{V_{\text{avg}}}{0.125} \right)$$

$$V_{\text{avg}} = \left(\frac{800}{21.5957} \right) \times 0.125$$

$$V_{\text{avg}} = 4.63 \text{ m/s หรือ } 17 \text{ km/hr}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณ กรณีรถไฟเข้าโค้งบนทางราบ จากสูตร

$$\sum F_c = \frac{mv_{max}^2}{r} \quad (3.5)$$

โดย $\sum F_c$ = แรงที่เกิดขึ้นสูงสุดตอนเข้าโค้ง
 m = มวลรถไฟ
 v_{max} = ความเร็วสูงสุดตอนเข้าโค้ง
 f_s = แรงเสียดทานสูงสุดที่เกิดขึ้นระหว่างล้อและราง
 g = แรงโน้มถ่วง
 N = แรงปฏิกิริยา
 μ_s = สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
 r = รัศมีความโค้ง

ซึ่งแรงสูงสุดขณะเข้าโค้ง คือ แรงเสียดทาน (f_s)

$$f_{s,max} = \frac{mv_{max}^2}{r}$$

$$\mu_s N = \frac{mv_{max}^2}{r}$$

$$\mu mg = \frac{mv_{max}^2}{r}$$

$$v_{max}^2 = \mu rg$$

แทนค่า $\mu = 0.35$, $r = 16$ m (ข้อมูลตามที่ภาควิชาเครื่องกล สาขาขนส่งทางราง สจล. ได้ออกแบบไว้) จะได้ v_{max} หรือความเร็วสูงสุดของรถไฟที่สามารถเข้าโค้งได้อย่างปลอดภัย คือ 7.41 m/s หรือ 26.68 km/h

หาอัตราทดเฟืองของมอเตอร์ที่ความเร็วรอบ 1300 รอบต่อนาที

จะได้ $\text{Ratio} = \frac{13T}{26T} = 0.5$

และความเร็วรอบที่ล้อเท่ากับ $1300 \times 0.5 = 650$ รอบต่อนาที

หาเส้นรอบวงของล้อ เท่ากับ $2\pi r = 2\pi(12.5) = 78.54$ เซนติเมตร

หาค่าความเร็วสูงสุด จาก เส้นรอบวง \times ความเร็วรอบที่ล้อ โดยไม่คิดการสูญเสียพลังงานจาก

ปัจจัยอื่นๆ (อุดมคติ)

จะได้ $78.54 \times 650 = 51051$ เซนติเมตรต่อนาที

หรือ 30.6306 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการคำนวณ มอเตอร์หนึ่งตัวต้องมีกำลังอย่างต่ำ 480.29 วัตต์ ดังนั้น เลือкмอเตอร์ขนาด 800 วัตต์ จำนวน 4 ตัว เพื่อให้รถจักรมวล 1000 กิโลกรัมและรถพ่วง 1800 กิโลกรัม วิ่งได้ ความเร็วสูงสุด 30 กิโลเมตรต่อชั่วโมงและความเร็วเฉลี่ย 17 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ซึ่งมอเตอร์ที่นำมาใช้งานตามที่ออกแบบ คือ BLT-800 (BLCD motor)



รูปที่ 3.2 มอเตอร์ BLDC รุ่น BLT-800

ที่มา : <https://www.e-pohon.cz/Trakcni-motor-BLT-800-48V-800W-d488.html>

ตารางที่ 3.3 ลักษณะและข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์ BLT-800 (BLCD motor)

ลักษณะ	รายละเอียด
กำลัง	800 w
แรงดันไฟฟ้า	48 v
ความเร็วรอบ	1100 rpm (with load)
	1300 rpm (no load)
แรงบิด	6.51 Nm
ประสิทธิภาพ	85%
น้ำหนัก	8.8 kg

หรือสามารถพิจารณาหาค่าความเร็วสูงสุดโดยอ้างอิงตามกติกาของ Railway Challenge ใน ส่วนของระบบขับเคลื่อนโดยคำนวณโดยใช้รูปแบบ Trapezoidal Diagram[5]

กรณีตัวอย่าง คือ รถจักรสามารถเริ่มวิ่งและเร่งความเร็วผ่านจุดแรกแล้วเคลื่อนที่ไปยังจุดที่สองด้วยความเร็วคงที่ หลังจากนั้นลดความเร็วของรถเพื่อไปหยุดในจุดที่สามได้

กำหนดให้ รถจักรวิ่งระยะทางทั้งหมด 100 เมตร มีส่วนประกอบของ Speed-Time Curve ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระยะทางทั้งหมด	$D = 100 \text{ m}$
ความเร็วเฉลี่ย	$V_a = 2.78 \text{ m}$ หรือ 10 km/hr
ระยะเวลาเดินทาง	$T = \frac{100}{2.78} = 36 \text{ s}$
อัตราเร่ง	$\alpha = 0.2778 \text{ m/s}$
อัตราหน่วง	$\beta = 0.347 \text{ m/s}$
จากสมการ	

$$D = (V_m \cdot T) - \left(\frac{1}{2\alpha} \cdot V_m^2\right) - \left(\frac{1}{2\beta} \cdot V_m^2\right) \quad (3.6)$$

แทนค่าตัวแปรที่ทราบค่า จะได้

$$100 = 36V_m - 0.3589V_m^2$$

$$0.3589V_m^2 - 36V_m + 100 = 0$$

$$V_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$V_m = \frac{-(-36) \pm \sqrt{(-36)^2 - 4(0.3589)(100)}}{2(0.3589)}$$

$$V_m = 97.4 \text{ m/s} \text{ และ } 2.85 \text{ m/s}$$

ในความเป็นไปได้ คือ V_m คือ 2.85 m/s ดังนั้น

$$t_1 = V_m/\alpha = 10.25 \text{ s}$$

$$t_3 = V_m/\beta = 8.21 \text{ s}$$

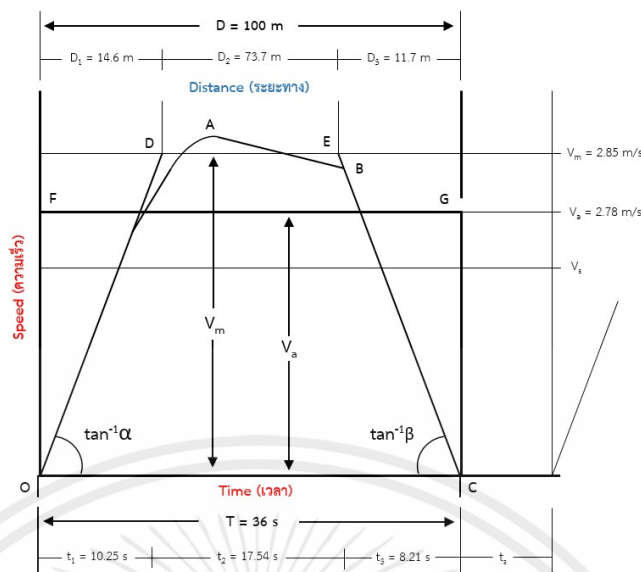
$$t_2 = T - (t_1 + t_3) = 17.54 \text{ s}$$

$$D_1 = V_m/2 \cdot t_2 = 14.6 \text{ m}$$

$$D_3 = V_m/2 \cdot t_3 = 11.7 \text{ m}$$

$$D_2 = D - D_1 - D_3 = 73.7 \text{ m}$$

ซึ่งการระยะทางวิ่ง(D) ที่ยาวที่สุด ที่ทำให้สร้าง Trapezoidal Diagram ได้คือ 53 เมตร (ค่าไม่ติดลบ)



รูปที่ 3.3 Trapezoidal Diagram ของกรณีตัวอย่าง

จากการคำนวณ ความเร็วสูงสุดที่รถจักรทำได้คือ 2.85 เมตร หรือ 10.25 กิโลเมตรต่อชั่วโมง โดยสามารถกำหนดค่าความเร็วของตัวรถโดยใช้ PLC ในการควบคุม

3.2.3 การคำนวณหาความจุแบตเตอรี่

ในการออกแบบกำหนดให้น้ำหนักของรถพ่วง (M^{Tr}) ลดลงจากเดิม 1800 กิโลกรัม เหลือ 500 กิโลกรัม เพื่อทำการคำนวณหาความจุแบตเตอรี่ น้ำหนักของรถจักร (M^{Loco}) เท่ากับ 1000 กิโลกรัม และกำหนดให้รถจักรมีการขับเคลื่อนที่ความเร็วคงที่ 10 กิโลเมตรต่อชั่วโมง หรือ 2.78 เมตรต่อวินาที

จากสมการที่ (2.4)

$$F = (M^{Loco} + M^{Tr})a + \mu_r M^{Loco} g \cos(\alpha) + \mu_r M^{Tr} g \cos(\alpha) + (M^{Loco} + M^{Tr})g \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \rho_{air} (C_D^{Loco} A^{Loco} + C_D^{Tr} A^{Tr}) V^2$$

$$F = (1000 + 500)(0) + (0.002)(1000)(9.81 \cos(1.146^\circ)) + (0.002)(500)(9.81 \cos(1.146^\circ)) + (1000 + 500)(9.81 \sin(1.146^\circ)) + \frac{1}{2} (1.2)(0.68515)(0.28 + 0.16)(2.78^2)$$

$$F = 324.679 \text{ N}$$

หาค่าแรงบิดที่ล้อทั้งหมด จากสมการที่ 3.1

$$T = F \cdot R$$

$$T = (324.679)(0.125)$$

$$T = 40.585 \text{ N}\cdot\text{m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำแรงบิดที่ได้ข้างต้น มาคำนวณหาขนาดกำลังขั้นต่ำของแบตเตอรี่ตามสมการที่ (2.7)

$$\text{จาก} \quad P = T \left(\frac{V_{\text{avg}}}{R} \right)$$

$$P = 40.585 \left(\frac{2.78}{0.125} \right)$$

$$P = 0.903 \text{ kW}$$

จากเกณฑ์สำหรับการแข่งขัน Railway Challenge 2022 แบบที่ 2 ที่ระบุว่าหัวรถจักรต้องใช้งานได้อเนก 3 ชั่วโมง โดยไม่มีการชาร์จแบตเตอรี่เพิ่มเติม

$$P_{3 \text{ hr}} = 0.903 \text{ kW} \times 3 \text{ hr}$$

$$P_{3 \text{ hr}} = 2.708 \text{ kWh}$$

ดังนั้น ขนาดแบตเตอรี่ขั้นต่ำที่ออกแบบให้สามารถใช้งานในการขับเคลื่อนรถจักรเป็นเวลา 3 ชั่วโมง คือ 2.7 กิโลวัตต์ชั่วโมง และแบตเตอรี่ที่เลือกใช้ คือ แบตเตอรี่ชนิด LiFePO₄ ขนาด 48 โวลต์ 60 แอมแปร์ชั่วโมง



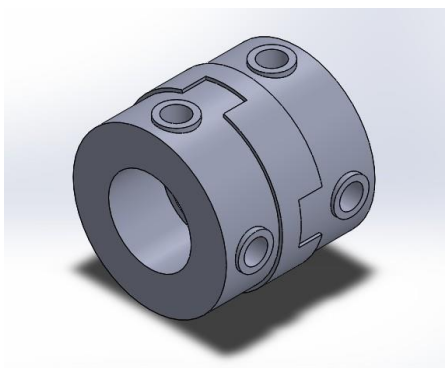
รูปที่ 3.4 แบตเตอรี่ 48V 60Ah LiFePo4

ที่มา : <https://thai.lithiumbatteriespack.com/sale-14219627>

3.2.4 การเลือกประกับเพลลา

ชนิดที่เลือกใช้คือ ประกับเพลลาโอลด์แฮมแบบโลหะ SUS304 Sintered Alloy เชื่อมต่อตัวยึดจับเพลลา 2 ชั้น (คัมเพลลา) ด้วยสเปสเซอร์พลาสติก ขนาดกะทัดรัด ทนต่อการบิดตัวและรักษาสมดุลขณะส่งกำลังด้วยแรงบิดต่ำได้ดี มีคุณสมบัติในการส่งผ่านแรงบิดชดเชยการเยื้องศูนย์เชิงมุมและการเยื้องศูนย์ตามแนวแกน ซึ่งสอดคล้องกับการใช้งานระหว่างเพลลาต้นกำลังสู่เพลลาเครื่องจักรที่ต้องการการดูแลซบซันสะเทือน มีความแข็งแรง มีการเยื้องศูนย์ที่ยอมรับได้และมีขนาดพอดีกับเพลลาทั้งสองด้าน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 แบบจำลองประกอบกับเพลลา Oldham MCO26-14-14 จากโปรแกรม Solidwork

3.2.5 การเลือกเฟืองโซ่

1. กำหนดขนาดเฟืองโซ่ที่ใหญ่ที่สุด อ้างอิงตามขนาดของล้อและเพลลา โดยเฟืองโซ่จะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 250 มิลลิเมตร(ขนาดไม่เกินเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อรถไฟ) และมีขนาดรูเพลลาที่สามารถสวมเข้ากับเพลลาขับหรือเพลลาตามได้ โดยเพลลาขับมีเส้นผ่านศูนย์กลางวงนอกเท่ากับ 48 มิลลิเมตร

2. กำหนดอัตราทดที่เหมาะสม โดยพิจารณาจากความเร็วรอบที่ใช้ โดยขั้นแรกทำการหาความเร็วรอบที่ล้อและมอเตอร์

$$\text{จาก } \omega = \frac{V}{r} \quad (3.7)$$

เมื่อ ω คือ ความเร็วรอบ มีหน่วยคือ รอบต่อนาที

V คือ ความเร็ว มีหน่วยคือ เมตรต่อวินาที

r คือ รัศมีล้อ มีหน่วยคือ เมตร

คำนวณความเร็วรอบที่ล้อ

$$\omega = \frac{V}{r}$$

$$\omega_{\text{ล้อ}} = \frac{4.17}{0.125} = 33.36 \text{ rad/s}$$

หรือ

$$\omega_{\text{ล้อ}} = 33.36 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ Rev}}{\pi(\text{rad})} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 637.127 \text{ รอบต่อนาที}$$

ความเร็วรอบที่มอเตอร์สามารถดูได้จาก

ตารางที่ 3.3 นั่นคือ 1300 รอบต่อนาที (no load)

ขั้นต่อไปทำการหาอัตราทด

โดย

$$\text{Ratio} = \frac{\text{RPM}_{\text{motor}}}{\text{RPM}_{\text{wheel}}} \quad (3.8)$$

$$\text{Ratio} = \frac{1300}{637.129} = 2.04$$

ดังนั้น อัตราทดที่เหมาะสม คือ 2

ทำการเลือกจำนวนฟันของเฟืองโซ่เป็นจำนวนคี่ เพราะเฟืองที่มีฟันน้อยกว่า 25 ฟันมีจำนวนฟันเป็นเลขคี่ ฟันเฟืองจะขบกับโซ่เปลี่ยนตำแหน่งไปเรื่อย ๆ ทำให้ฟันเฟืองโซ่สึกหรอสม่ำเสมอ ต่างจากเฟืองที่มีจำนวนฟันเป็นเลขคู่ จะมีการหมุนขบกับโซ่ในตำแหน่งเดิม ทำให้เกิดความเสียหายได้ง่าย

ดังนั้น เฟืองโซ่ที่เลือกนำมาใช้งาน คือ เฟืองโซ่เบอร์ 50 แบบแผ่นเรียบจำนวน 13 ฟัน และ 26 ฟัน ทำจากวัสดุ common steel ความหนา 8.7 มิลลิเมตร

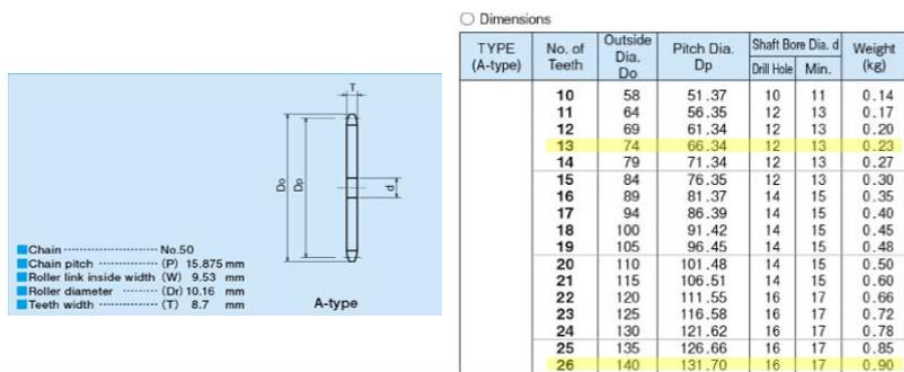


รูปที่ 3.6 แบบจำลองเฟืองโซ่แผ่นเรียบ RS50-13TA จากโปรแกรม Solidwork



รูปที่ 3.7 แบบจำลองเฟืองโซ่แผ่นเรียบ RS50-26TA จากโปรแกรม Solidwork

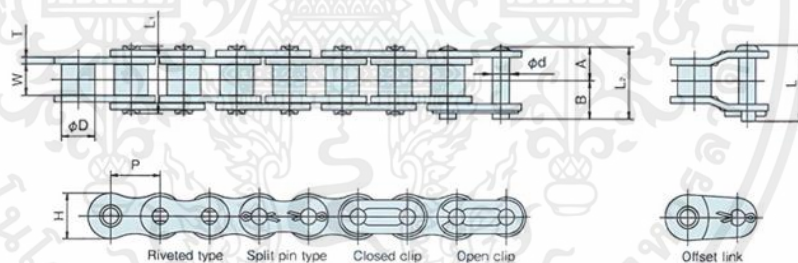
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.8 รายละเอียดของเฟืองโซ่จากสมุดแฉงรายละเอียดสินค้า (ที่มา : <https://www.bestconveyorcenter.com/shop/chain-conveyor/rs50-13ta>)

3.2.6 การเลือกโซ่ส่งกำลัง

เลือกโซ่ส่งกำลังจากคุณสมบัติของเฟืองโซ่ที่สามารถใช้งานร่วมกันได้ โดยโซ่ส่งกำลังเลือกนำมาใช้งาน คือ โซ่เหล็กส่งกำลังเบอร์ 50 แบบลูกกลิ้งแถบเดี่ยว (Straight sidebar single strand roller chain) ซึ่งเป็นโซ่ที่ได้รับแนะนำให้ใช้ในยานพาหนะไฟฟ้าขนาดเล็ก หากใช้โซ่ที่มีขนาดเล็กกว่า เช่น โซ่ขนาด 06B ที่มาความแข็งแรงไม่เพียงพอ ทำให้เกิดความเสียหายได้

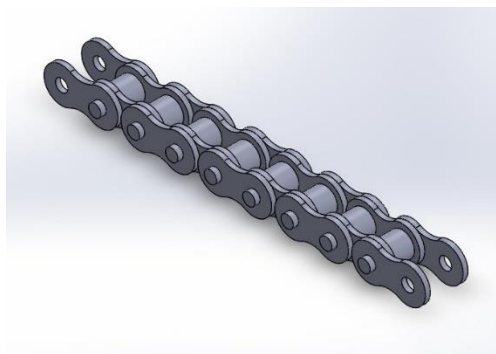


Chain No.	Pitch p	Width between Inner Plates W	Roller Dia. D	Pin					
				Dia. d	A	B	(A+A) L1	(A+B) L2	Offset L
25	6.35	3.18	3.30	2.31	3.80	4.80	7.60	8.60	-
35	9.525	4.78	5.08	3.59	5.70	7.10	11.40	12.80	13.65
41	12.70	6.38	7.77	3.59	6.52	7.93	13.05	14.45	14.95
40	12.70	7.95	7.92	3.97	8.02	9.53	16.05	17.55	18.95
50	15.875	9.53	10.16	5.09	10.15	11.60	20.30	21.75	23.00

Chain No.	Link Plate		JIS Tensile Strength kN (kgf)	Ave. Tensile Strength kN (kgf)	Max. Allowable Load kN (kgf)	Approx. Weight (kg/m)	Links of 1 unit
	Thickness T	Height H					
25	0.75	5.8	3.5 (357)	4.4 (450)	0.64 (65)	0.13	480
35	1.25	8.8	7.9 (806)	10.8 (1,100)	2.16 (220)	0.33	320
41	1.25	9.5	6.7 (683)	11.8 (1,200)	2.26 (230)	0.40	240
40	1.5	11.7	13.9 (1,477)	18.1 (1,850)	3.63 (370)	0.61	240
50	2.0	14.6	21.8 (2,223)	29.9 (3,050)	6.37 (650)	1.01	192

รูปที่ 3.9 รายละเอียดของโซ่ส่งกำลังจากสมุดแฉงรายละเอียดสินค้า (ที่มา : <https://www.bestconveyorcenter.com/shop/chain-conveyor/rs50-13ta/>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.10 แบบจำลองโซ่ส่งกำลัง RS50 จากโปรแกรม Solidwork

การคำนวณหาจำนวนข้อต่อ(Link) ของโซ่ส่งกำลัง

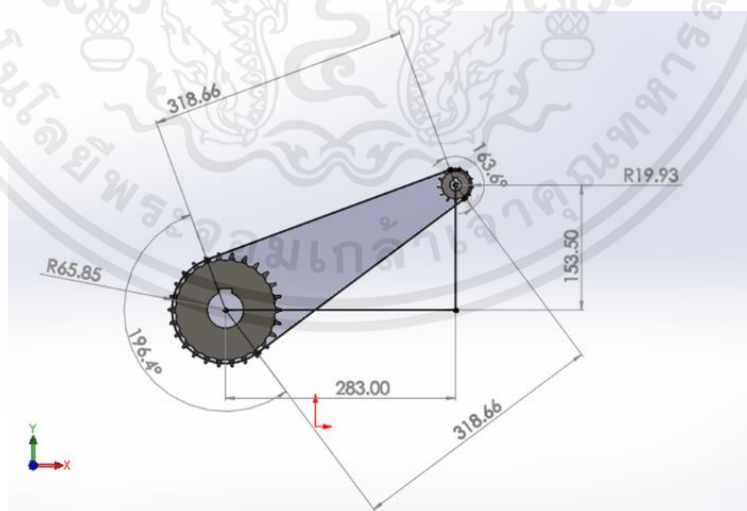
หาจำนวนข้อต่อโซ่(CL) จากสมการ (2.8)

$$CL=2C+\left(\frac{A}{2}\right)+\left(\frac{T}{C}\right)$$

$$CL=2\left(\frac{283}{15.875}\right)+\left(\frac{13+26}{2}\right)+\left(\frac{4.28}{\frac{283}{15.875}}\right)$$

$$CL = 55 \text{ ข้อ}$$

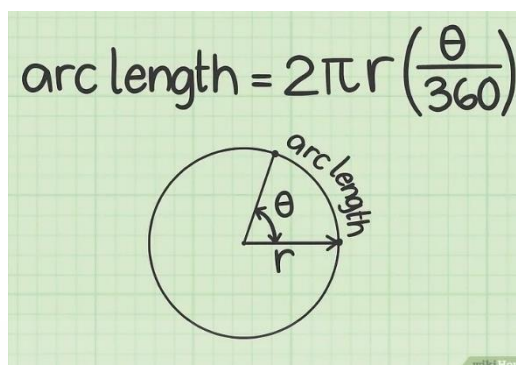
พิจารณาความสามารถในการถอดประกอบของโซ่ส่งกำลัง โดยความยาวของโซ่ต้องไม่ต่ำกว่าค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อรถไฟ หรือ ต้องมากกว่า 250 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.11 ระยะการวางโซ่ส่งกำลัง จากโปรแกรม Solidwork

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาความยาวส่วนโค้งของวงกลมจาก



รูปที่ 3.12 ความยาวของส่วนโค้งของวงกลม
(ที่มา : <http://th.wikihow.com/หาความยาวส่วนโค้งของวงกลม>)

$$\text{Arc length (L)} = 2\pi r \left(\frac{\theta}{360^\circ}\right) \quad (3.9)$$

เมื่อ r คือ รัศมีของวงกลม

θ คือ ขนาดของมุมที่จุดศูนย์กลางของวงกลม

ดังนั้นสามารถหาความยาวส่วนโค้งของเฟืองขับ ดังนี้

$$\text{Arc length (L)} = 2\pi r \left(\frac{\theta}{360^\circ}\right) = 2\pi(19.93) \left(\frac{163.6^\circ}{360^\circ}\right) = 56.9073 \text{ mm}$$

ดังนั้นสามารถหาความยาวส่วนโค้งของเฟืองตาม ดังนี้

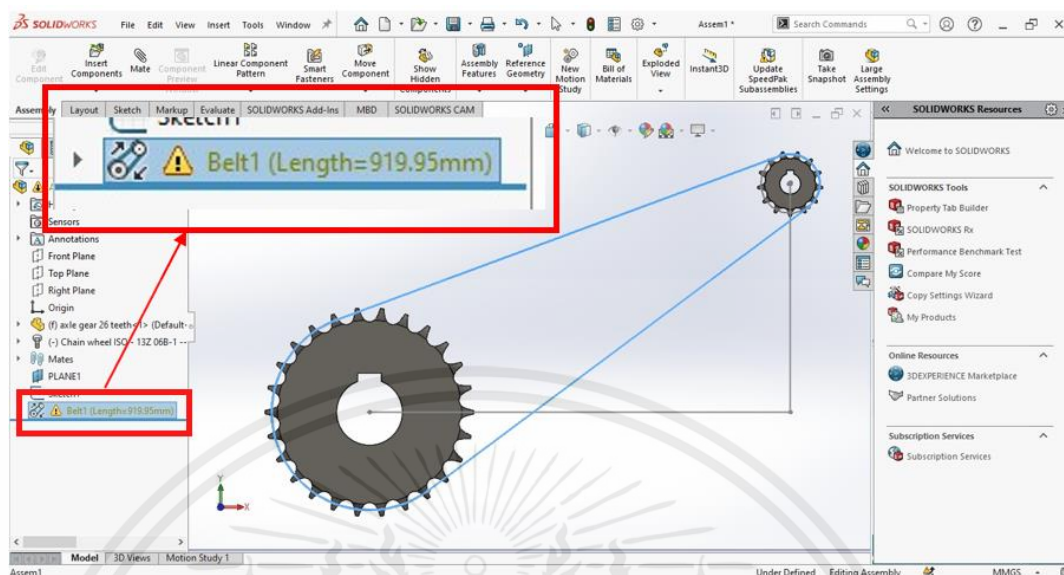
$$\text{Arc length (L)} = 2\pi r \left(\frac{\theta}{360^\circ}\right) = 2\pi(65.85) \left(\frac{196.4^\circ}{360^\circ}\right) = 225.7224 \text{ mm}$$

ดังนั้นความยาวของโซ่ที่จะต้องใช้ต่อ 1 เพลา เท่ากับ

$$56.9073 + 225.7224 + 318.66 + 318.66 = 919.9497 \approx 920 \text{ mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

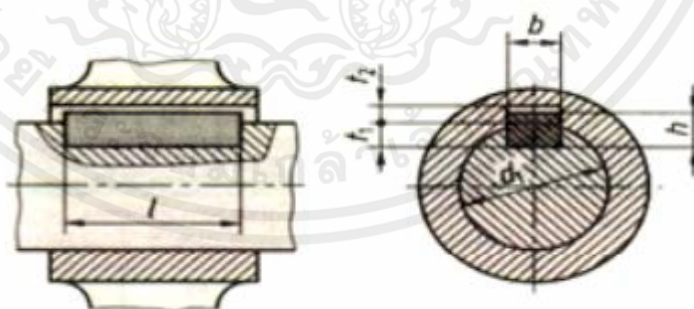
ซึ่งจะมีค่าตรงกับความยาวที่วัดจากโปรแกรม Solidworks ดังรูป



รูปที่ 3.13 ความยาวของโซ่ส่งกำลังจากโปรแกรม Solidwork

3.2.7 การเลือกลิ้ม

พิจารณาการใช้ชนิดของลิ้มจากคุณสมบัติของการทำงานและขนาดของเพลาขับที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 48 มิลลิเมตร โดยลิ้มที่เลือกใช้คือ ลิ้มทรงขนาน ที่สามารถรับแรงบิดและความเร็วรอบสูง ซึ่งขนาดของลิ้มที่ใช้จะเลือกจากตารางที่ 3.4 โดยใช้รูปที่ 3.14 อ้างอิง นั่นคือขนาดช่วงที่เพลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12-17 มิลลิเมตร และ 44-50 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.14 ขนาดมาตรฐานลิ้มทรงขนาน

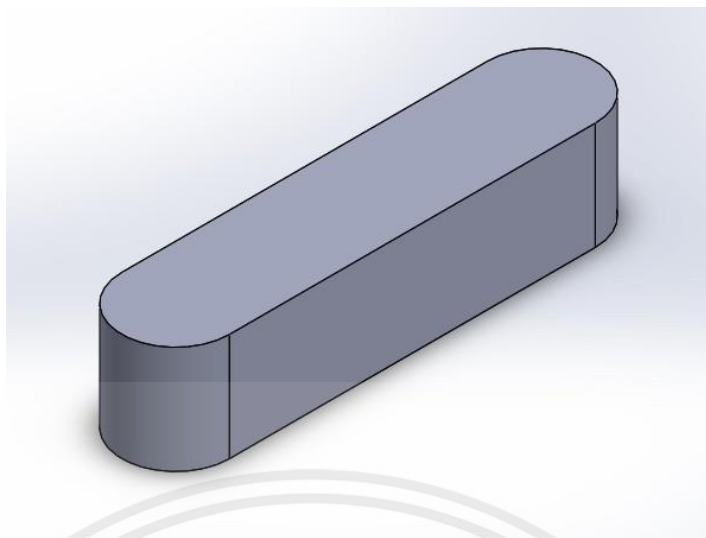
ที่มา : <http://www.tl.ac.th/document/damrong/8.pdf>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

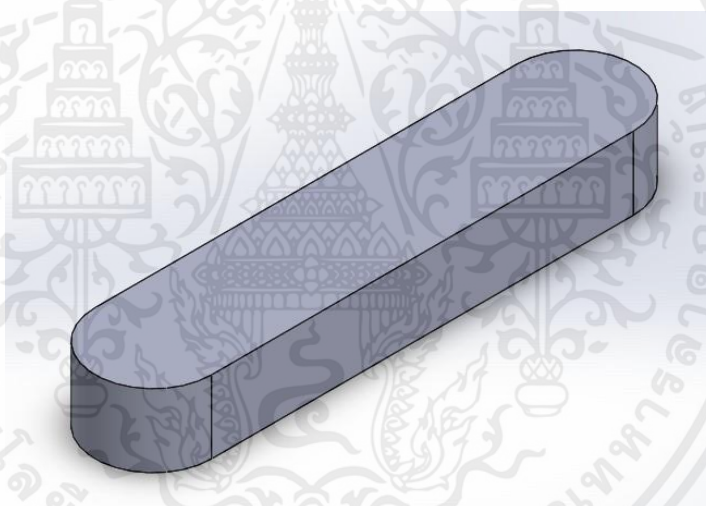
ตารางที่ 3.4 ขนาดมาตรฐานลิ้มทรงขนาน DIN 6885

Ø เพลา (มม.) (d1)	ความกว้างลิ้ม (b)	ความสูงลิ้ม (h)	ความลึกร่องที่ เพลา (t1)	ความลึกร่องที่ คูล้อ (t2)	ความยาวลิ้ม (l)
6-8	2	2	1.2	1	6-20
8-10	3	3	1.8	1.4	6-36
10-12	4	4	2.5	1.8	8-45
12-17	5	5	3	2.3	10-56
17-22	6	6	3.5	2.8	14-7
22-30	8	7	4	3.3	18-90
30-38	10	8	5	3.3	20-110
38-44	12	8	5	3.3	28-140
44-50	14	9	5.5	3.8	36-160
50-58	16	10	6	4.3	45-180
58-65	18	11	7	4.4	50-200
65-75	20	12	7.5	4.9	56-220
75-85	22	14	9	5.4	63-250
85-95	25	14	9	5.4	70-280
95-110	28	16	10	6.4	80-320

เนื่องจากอาจมีการเพิ่มขนาดเพลาล้อเพื่อความสามารถในการรับแรงในอนาคต ในการออกแบบจึงจะใช้ขนาดความกว้างลิ้มใหญ่ 16 มิลลิเมตร และความสูงลิ้ม 10 มิลลิเมตร ซึ่งมากกว่าค่าในตารางเล็กน้อย และใช้ขนาดความกว้างของลิ้มเล็กตามตาราง ขนาดกว้าง 5 มิลลิเมตร และความสูง 5 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.15 แบบจำลองลิ้มเล็ก จากโปรแกรม Solidwork



รูปที่ 3.16 แบบจำลองลิ้มใหญ่ จากโปรแกรม Solidwork

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การวิเคราะห์ความเหมาะสมและความแข็งแรง

การออกแบบระบบขับเคลื่อนควรคำนึงถึงความแข็งแรงและความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นและความเหมาะสมของการวางตำแหน่งในแต่ละชิ้นส่วนร่วมกับส่วนของระบบอื่นๆ เช่น ระบบโครงแคร์ โดยในบทนี้จะกล่าวถึงการวิเคราะห์ความแข็งแรงของส่วนต่างๆในระบบขับเคลื่อนด้วยการคำนวณด้วยสูตรที่เกี่ยวข้องและระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดยโปรแกรม Ansys

4.1 วิธีการ

1. ทำการวิเคราะห์ และออกแบบรูปแบบในการจัดวางตำแหน่งอุปกรณ์ต่างๆ ภายในระบบขับเคลื่อนร่วมกับระบบโครงแคร์
2. ทำการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเมื่อผ่านการใช้งานของชิ้นส่วนต่างๆ โดยใช้สูตรคำนวณที่เกี่ยวข้อง
3. ทำการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเมื่อผ่านการใช้งานของชิ้นส่วนต่างๆ เช่น เฟือง โซ เพลา และ ลิม โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

4.2 การจัดวางตำแหน่งของชิ้นส่วนต่างๆของระบบขับเคลื่อนร่วมกับระบบอื่นๆ

ในการจัดวาง มอเตอร์ทั้งสองรับพลังงานไฟฟ้ามาจากแบตเตอรี่และจะถูกวางตำแหน่งให้เยื้องกันอยู่ตรงกลางระหว่างเพลาหน้าและเพลาหลัง ซึ่งในตำแหน่งของเพลามอเตอร์จะมีการส่งกำลังไปเฟืองตัวขับ โดยเฟืองตัวขับส่งกำลังผ่านโซ่ส่งกำลังไปยังเฟืองตามเพื่อขับเพลาล้อ โดยใช้ลิมเป็นตัวยึดระหว่างเพลาและเฟืองเพื่อป้องกันการเคลื่อนที่ตามแนวแกน ทำให้เพลาล้อที่สวมอยู่กับล้อรถไฟหมุนไปพร้อมกัน ส่งผลให้รถจักรไฟฟ้าสามารถเคลื่อนที่ได้

4.3 การวิเคราะห์ความแข็งแรงจากสูตร

ในการออกแบบเลือกใช้วัสดุของแต่ละชิ้นส่วน คือ เหล็ก AISI 1045

4.3.1 กรณีวิเคราะห์ลิมสำหรับเฟืองขับและเพลา

เพลามอเตอร์ที่เชื่อมต่อกับเฟืองขับมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 7 มิลลิเมตร จากตารางที่ 3.4 ขนาดมาตรฐานลิมทรงขนาน DIN 6885 พบว่าในช่วงเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาที่ได้ออกแบบไว้ หน้าตัดของลิมที่เหมาะสม คือ กว้าง 5 มิลลิเมตร สูง 5 มิลลิเมตร

คำนวณหาแรงที่กระทำกับลิม จากสมการ

$$F = \frac{T}{r} \quad (4.17)$$

โดย T คือ แรงบิดของมอเตอร์ 1 ตัว มีค่า 6.51 Nm

r คือ รัศมีของเพลา (เมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะได้ว่า
$$F = \frac{T}{r} = \frac{6.51}{7 \times 10^{-3}} = 930 \text{ N}$$

คำนวณหาค่าความแข็งแรงเฉือน(S_{sy}) จากสมการ

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (4.2)$$

โดย S_y คือ ค่าความแข็งแรงครากของวัสดุ (MPa)

จะได้ว่า
$$S_{sy} = 0.577(530)$$

$$S_{sy} = 305.81 \text{ MPa}$$

หาความยาวลิมที่สามารถต้านแรงเฉือนได้ โดยกำหนดให้ค่า safety factor เท่ากับ 2 (ค่าแนะนำโดยทั่วไป) จากสมการ

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl} \quad (4.3)$$

แทนค่าตัวแปรที่คำนวณในขั้นก่อนหน้า จะได้ว่า

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$\frac{305.81 \times 10^6}{2} = \frac{930}{(5 \times 10^{-3})l}$$

$$l = 1.216 \times 10^{-3} \text{ เมตร}$$

และหาความยาวของลิมที่จะสามารถต้านทานการโดนอัดแตก

(ในทางปฏิบัติจะคำนวณหาความยาวลิมจากการให้ลิมถูกกดจนแตก)

จากสมการ

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2} \quad (4.4)$$

แทนค่าตัวแปรที่คำนวณในขั้นก่อนหน้า จะได้ว่า

$$\frac{530 \times 10^6}{2} = \frac{930}{(5 \times 10^{-3})l/2}$$

$$l = 1.404 \times 10^{-3} \text{ เมตร}$$

เนื่องจากความยาวที่ได้มีค่าน้อยมาก เราจึงเลือกใช้ความยาวของลิมเท่ากับ 27 มิลลิเมตร ตามค่าแนะนำในตารางที่ 3.4 ขนาดมาตรฐานลิมทรงขนาน DIN 6885 ดังนั้นจะมีค่า safety factor เท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$\frac{305.81 \times 10^6}{n} = \frac{930}{(5 \times 10^{-3})(27 \times 10^{-3})}$$

$$n = 44.39$$

4.3.2 กรณีวิเคราะห์ลิ่มสำหรับเฟืองตามและเพลลา

เพลลาที่เชื่อมต่อกับเฟืองตามมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 48 มิลลิเมตร จากตารางที่ 3.4 ขนาดมาตรฐานลิ่มทรงขนาน DIN 6885 พบว่าในช่วงเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลาที่ได้ออกแบบไว้ หน้าตัดของลิ่มที่เหมาะสม คือ กว้าง 16 มิลลิเมตร สูง 10 มิลลิเมตร

คำนวณหาแรงที่กระทำกับลิ่ม จากสมการ

$$F = \frac{md_{acc}}{4} = \frac{(M^{loco} + M^{Tr})d_{acc}}{4} \quad (4.5)$$

โดย m คือ มวลของรถจักร (กิโลกรัม)

และจากกฎการแข่งขัน Railway challenge กำหนด ความหวังสูงสุด d_{acc} คือ 1.3 m/s^2 จะได้ว่า

$$F = \frac{(1000 + 1800)(1.3)}{4} = 910 \text{ N}$$

คำนวณหาค่าความแข็งแรงเฉือน(S_y) จากสมการ

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

$$S_{sy} = 0.577(530)$$

$$S_{sy} = 305.81 \text{ MPa}$$

โดย S_y คือ ค่า Yield Strength ของวัสดุ

หาความยาวลิ่มที่สามารถต้านแรงเฉือนได้ โดยกำหนดให้ค่า safety factor เท่ากับ 2 (ค่าแนะนำโดยทั่วไป)

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$\frac{305.81 \times 10^6}{2} = \frac{910}{(16 \times 10^{-3})l}$$

$$l = 3.720 \times 10^{-4} \text{ เมตร}$$

และหาความยาวของลิ่มที่จะสามารถต้านทานการโดนอัดแตก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(ในทางปฏิบัติจะคำนวณหาความยาวลิ่มจากการให้ลิ่มถูกกดจนแตก)

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{tl/2}$$

$$\frac{530 \times 10^6}{2} = \frac{910}{(16 \times 10^{-3})l/2}$$

$$l = 4.292 \times 10^{-4} \text{ เมตร}$$

เนื่องจากความยาวที่ได้มีค่าน้อยมาก เราจึงเลือกใช้ความยาวของลิ่มเท่ากับ 74 มิลลิเมตร ตามค่าแนะนำในตารางที่ 3.4 ขนาดมาตรฐานลิ่มทรงขนาน DIN 6885 ดังนั้นจะมีค่า safety factor เท่ากับ

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

$$\frac{305.81 \times 10^6}{n} = \frac{910}{(16 \times 10^{-3})(74 \times 10^{-3})}$$

$$n = 397.889$$

4.3.3 กรณีวิเคราะห์ความแข็งแรงและความเหมาะสมของโซ่ เฟือง และมอเตอร์

จากสูตรคำนวณในหัวข้อที่ 2.6 ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดตามการออกแบบ คือ ใช้เฟืองขับ 13 ฟัน, อัตราทด 2:1, Shock factor Y เท่ากับ 1 และกำลังมอเตอร์ (P) 0.8 kW สามารถพิจารณาแรงที่กระทำกับโซ่ดังนี้

Overall factor หรือ $f_G = 1.46 \times 1.08 \times 1 \times 1.22 \times 1 \times 1 = 1.92$

Diagram performance

$$P_D = P \times f_G = 0.8 \times 1.92 = 1.536 \text{ kW}$$

Chain speed

$$v = \frac{d\pi n}{60000} = \frac{66.34 \times \pi \times 1300}{60000} = 4.51 \text{ m/s}$$

Chain pull

$$F = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 0.8}{4.51} = 177.38 \text{ N}$$

Centrifugal force

$$F_f = qv^2 = 0.95 \times 4.51^2 = 19.32 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Total pull

$$F_G = F + F_f = 177.38 + 19.32 = 196.7 \text{ N}$$

Bearing pressure

$$p_r = \frac{F_G}{f} = \frac{196.7}{0.67} = 293.258 \text{ N/cm}^2$$

Bearing pressure permissible

$$p_{zul} = \frac{P_v \cdot \lambda}{f_5 \cdot f_6} = \frac{1918.3 \cdot 0.775}{1 \cdot 1} = 1486.68 \text{ N/cm}^2$$

Static bearing load : Safety factor

$$\gamma_{st} = \frac{F_B}{F_G} = \frac{22400}{196.7} = 113.9$$

(มากกว่าค่าที่แนะนำน้อยสุด คือ 7)

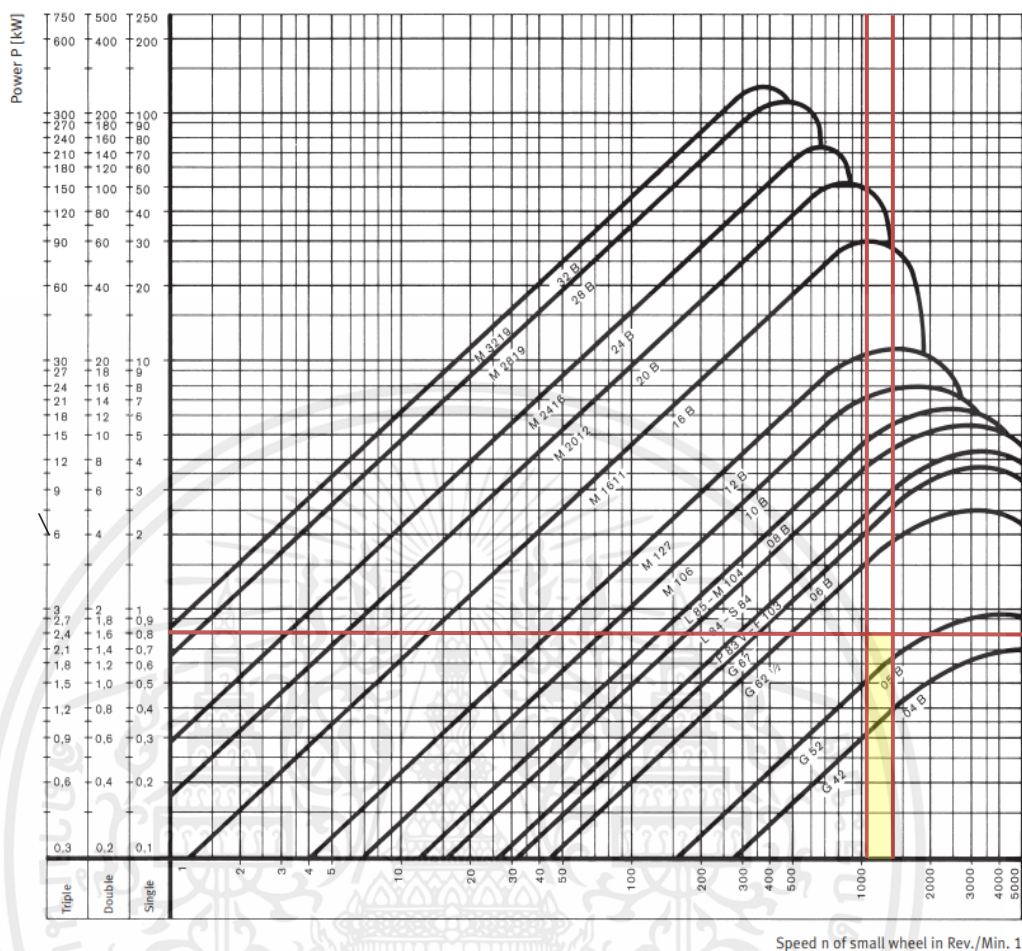
Dynamic breaking load : Safety factor

$$\gamma_d = \frac{F_B}{F_G \times Y} = \frac{22400}{196.7 \times 1} = 113.9$$

(มากกว่าค่าที่แนะนำน้อยสุด คือ 5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

BRITISH STANDARD CHAINS PERFORMANCE DIAGRAM DIN 8187



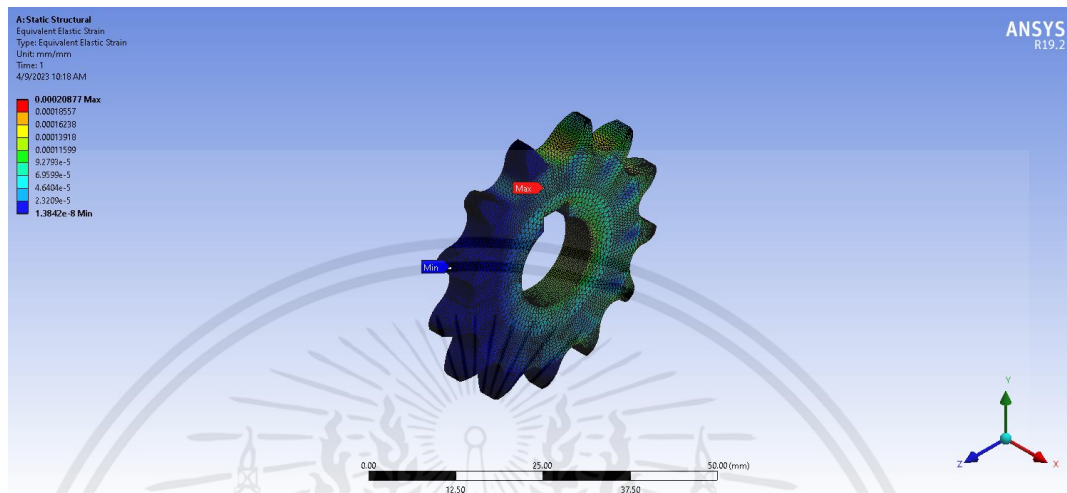
รูปที่ 4.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังและความเร็วเชิงมุมของเฟือง
ที่มา : iwis handbook for chain engineering design and construction, 2553

จากรูปที่ 4.1 สังเกตได้จากค่ากำลังและชนิดของเฟืองโซ่ แล้วสังเกตว่าความเร็วที่รับได้อยู่ในช่วงที่เราใช้งานใช้หรือไม่ โดยค่าที่เลือกใช้จะเป็น 0.8 kW และเป็นชนิดเบอร์ 50 หรือ (M106S1) 10 B-1 ซึ่งความเร็วที่รับได้อยู่ในช่วงที่มอเตอร์ใช้งาน(ช่วงประมาณ 1100-1300 rpm)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

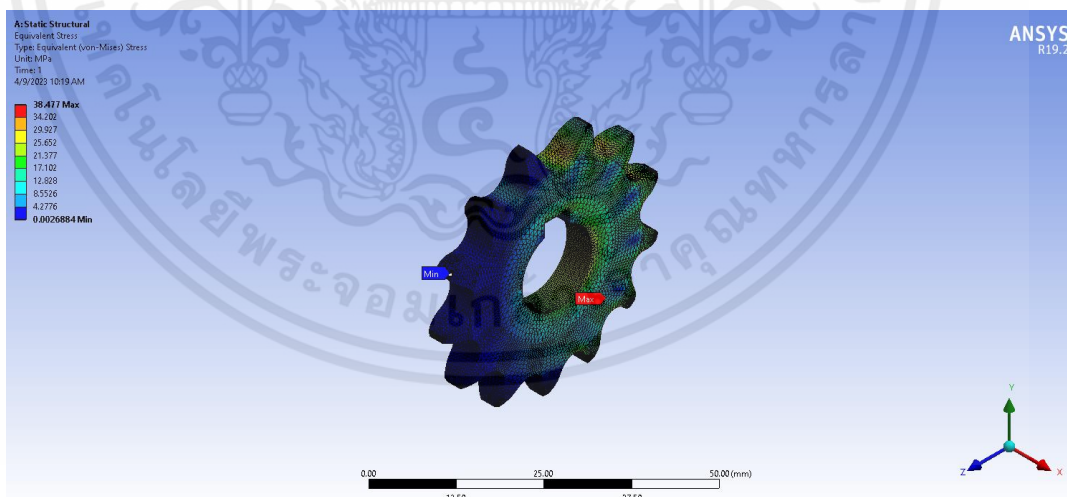
4.4 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเมื่อผ่านการใช้งานของชิ้นส่วนต่างๆ เช่น เฟือง โซ่ เพลา และ ลิม โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

4.4.1 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเฟืองโซ่ตัวขับ จำนวน 13 ฟัน



รูปที่ 4.2 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS

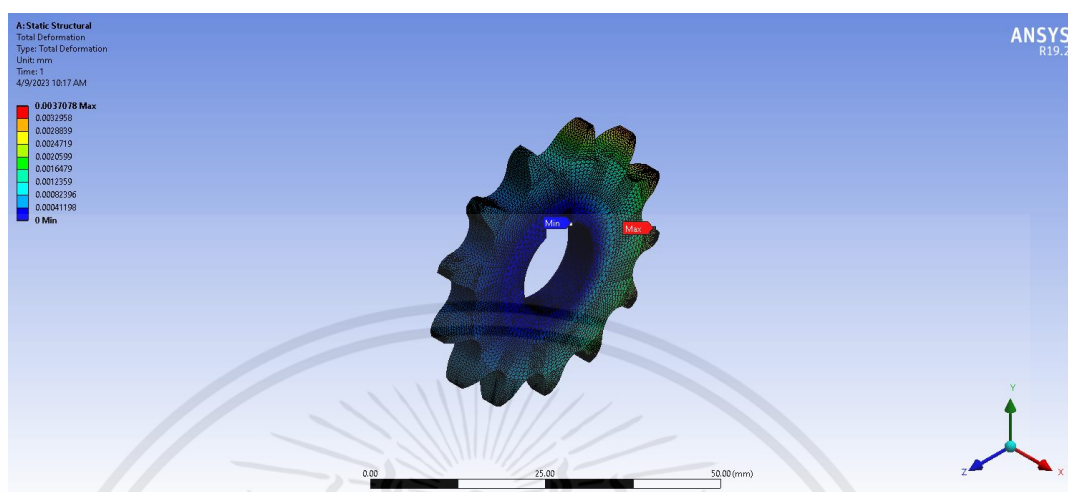
จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งที่มีการสวมเพลาและบริเวณพิตช์ของฟัน จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.3 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS

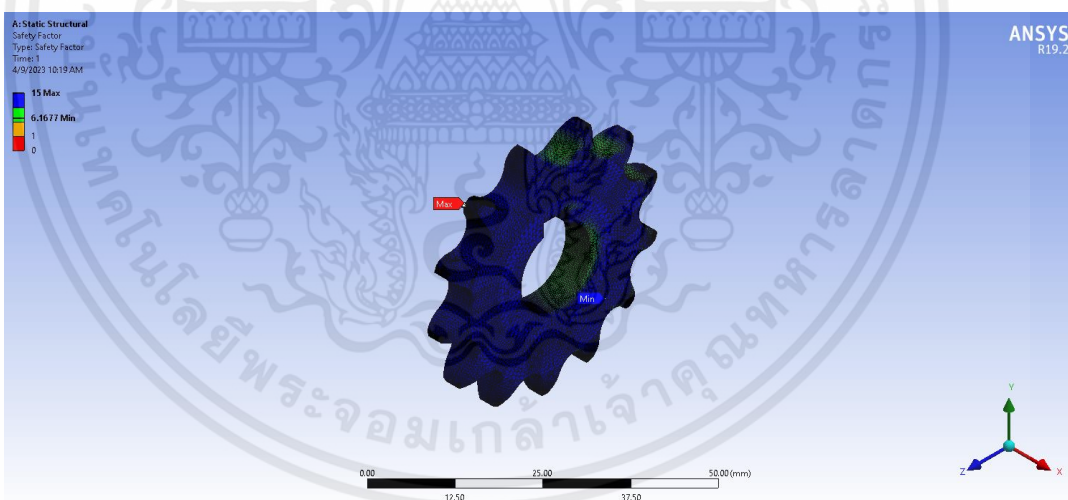
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งที่มีการสวมเพลลาและบริเวณพิตช์ของฟัน จะมีค่าความเค้นมากที่สุด



รูปที่ 4.4 แสดงการเสีรูปร่างที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์การเสีรูปร่างที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จะเห็นว่าตรงบริเวณพิตช์ของฟัน จะมีเกิดเสีรูปร่างก่อนบริเวณอื่น

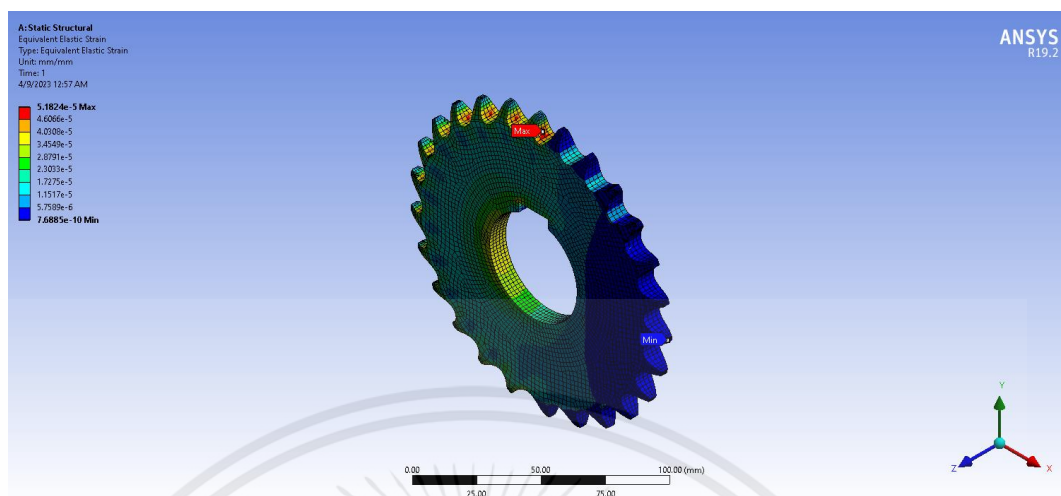


รูปที่ 4.5 แสดงค่า Safety factor ที่เกิดขึ้นของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS

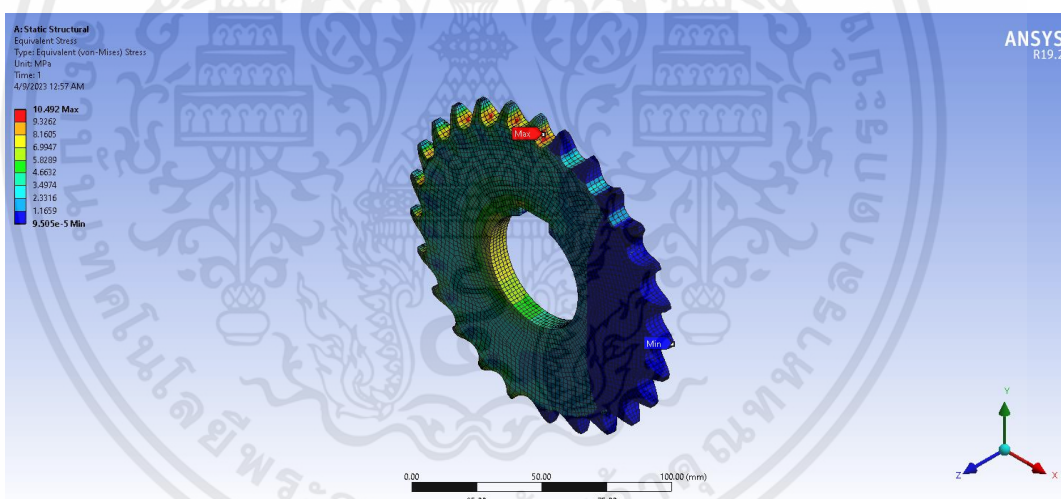
ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสีรูปร่างของเฟืองขับ จำนวน 13 ฟัน ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed รูตรงกลางและบริเวณที่ใส่ลิ้มให้เป็นจุดหยุดนิ่งและใส่แรง ขนาด 177.38 นิวตัน ที่กระทำใ บริเวณพิตช์ของฟันเฟืองขับที่สัมผัสกับโซ่ทั้ง 2 ทิศทาง จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสีรูปร่าง และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.2 – 4.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.2 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปเฟืองโซ่ตัวตาม จำนวน 26 ฟัน

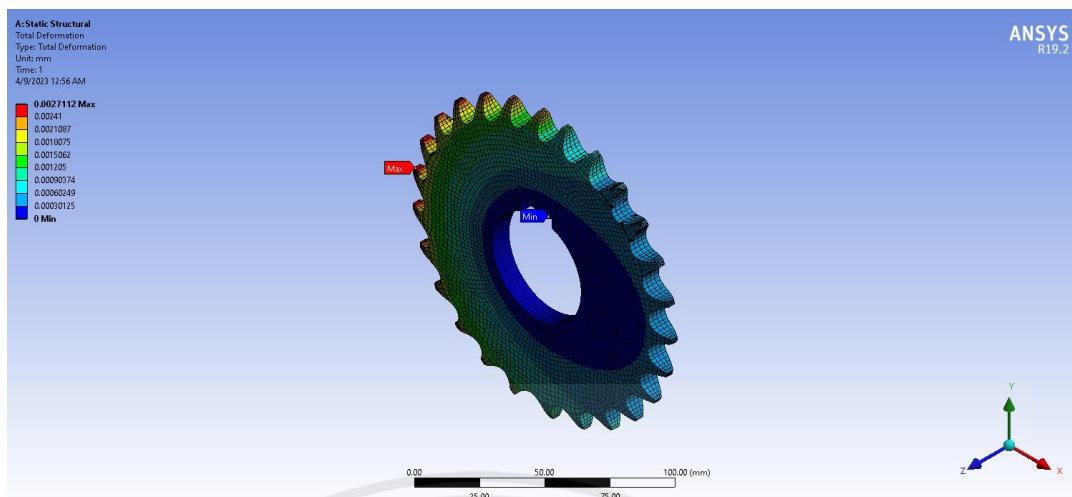


รูปที่ 4.6 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งที่มีการสวมเพลลาและบริเวณพิตช์ของฟัน จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.7 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งที่มีการสวมเพลลาและบริเวณพิตช์ของฟัน จะมีค่าความเค้นมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS จากการวิเคราะห์การเสียรูปที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จะเห็นว่าตรงบริเวณพิตช์ของฟัน จะมีเกิดเสียรูปก่อนบริเวณอื่น

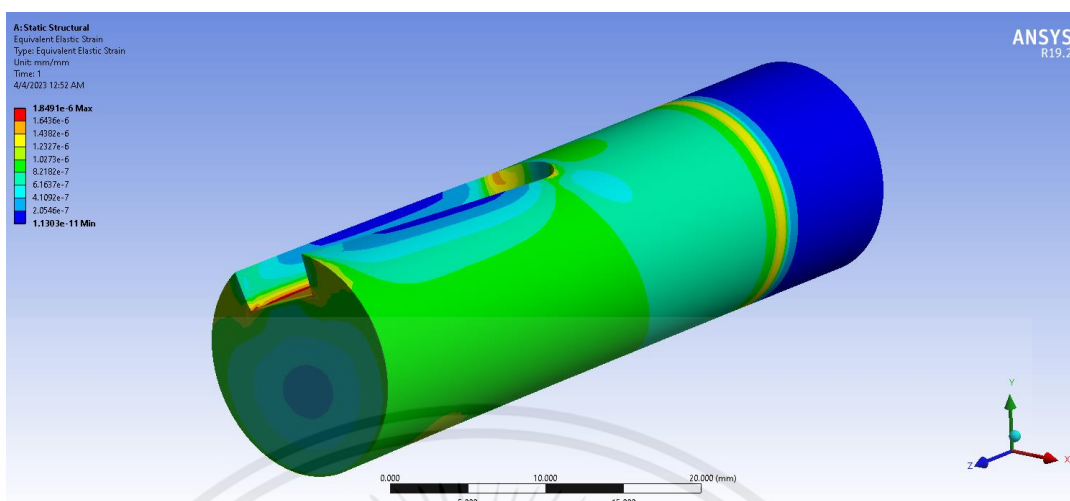


รูปที่ 4.9 แสดงค่า Safety factorที่เกิดขึ้นของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน จากโปรแกรม ANSYS

ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของเฟืองตาม จำนวน 26 ฟัน ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed รูตรงกลางและบริเวณที่ใส่ลิ้มให้เป็นจุดหยุดนิ่งและใส่แรง ขนาด 177.38 นิวตัน ที่กระทำบริเวณพิตช์ของฟันเฟืองตามที่สัมผัสกับโช้ทั้ง 2 ทิศทาง จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสียรูป และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.6 – 4.9

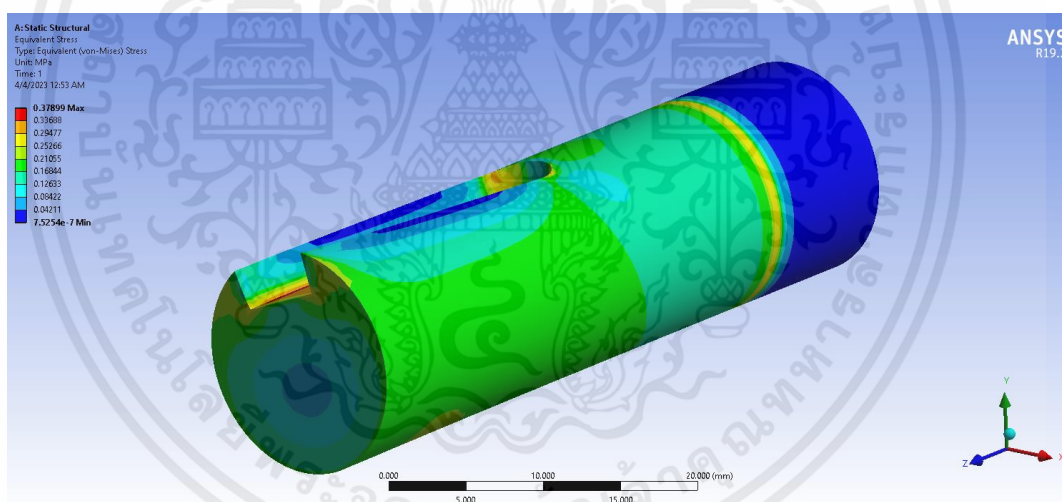
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.3 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปพลาสติก



รูปที่ 4.10 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จากโปรแกรม ANSYS

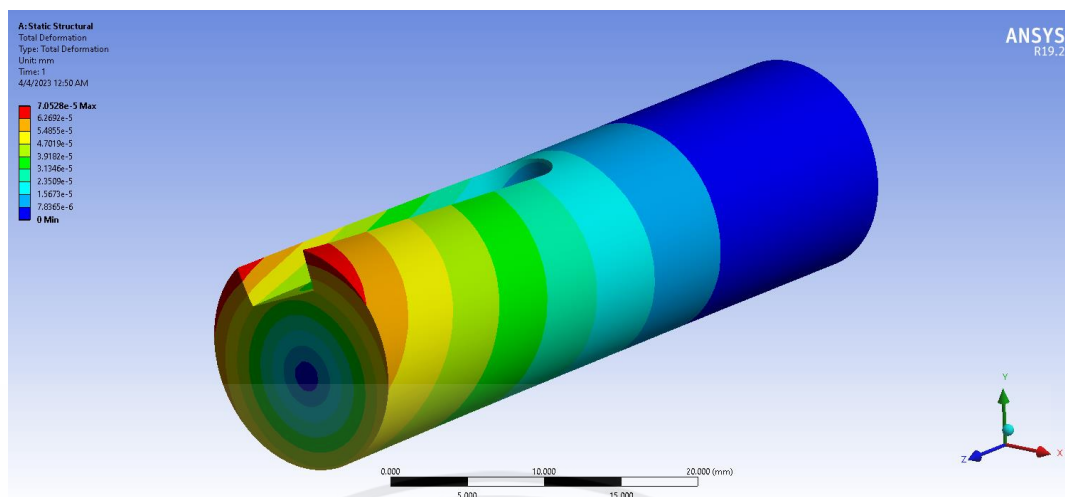
จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งที่มีตอกลิ้มใส่ จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.11 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของเพลลาขับ จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งที่มีตอกลิ้มใส่ จะมีค่าความเค้นมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.12 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของเพลาชับ จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์การเสียรูปที่เกิดขึ้นของเพลาชับ จะเห็นว่าตรงบริเวณตำแหน่งปลายเพล่า จะมีเกิดเสียรูปก่อนบริเวณอื่น

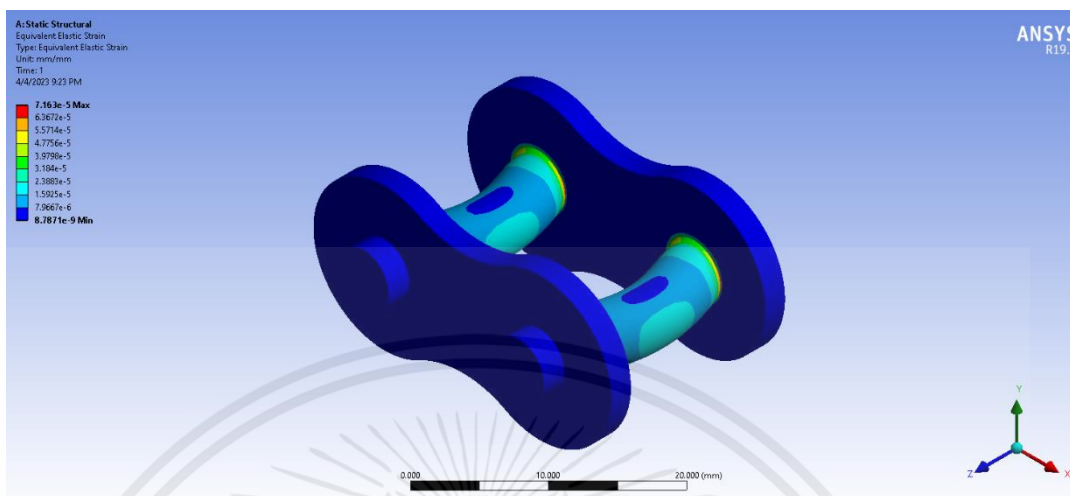


รูปที่ 4.13 แสดงค่า Safety factor ที่เกิดขึ้นของเพลาชับ จากโปรแกรม ANSYS

ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของเพล่า ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed ตรงบริเวณปลายเพล่า ด้านที่ไม่มีลิ้มยาวไปจนถึงเพล่าด้านใน 20 มิลลิเมตร ภายใต้แรงบิดขนาด 48.62 นิวตันเมตร จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสียรูป และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.10 – 4.13

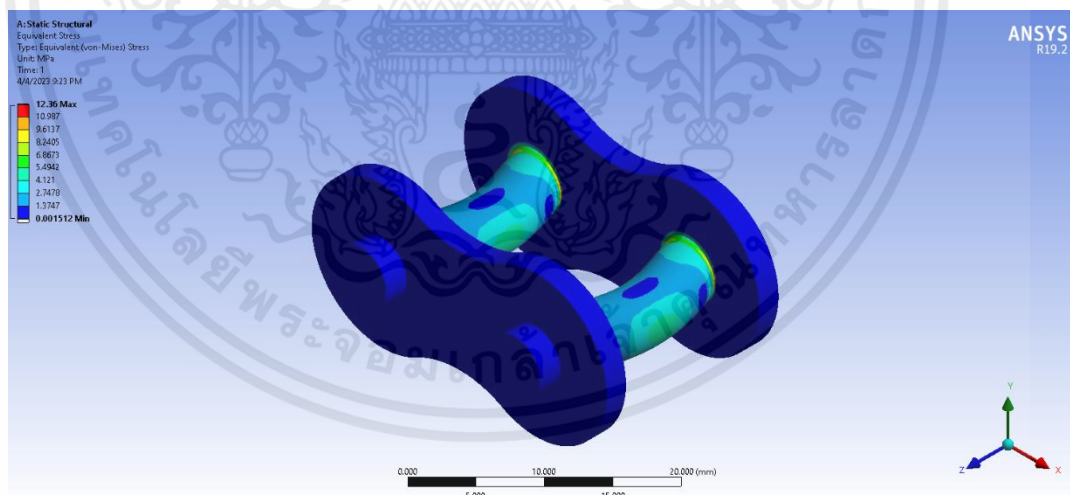
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.4 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link)



รูปที่ 4.14 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) จากโปรแกรม ANSYS

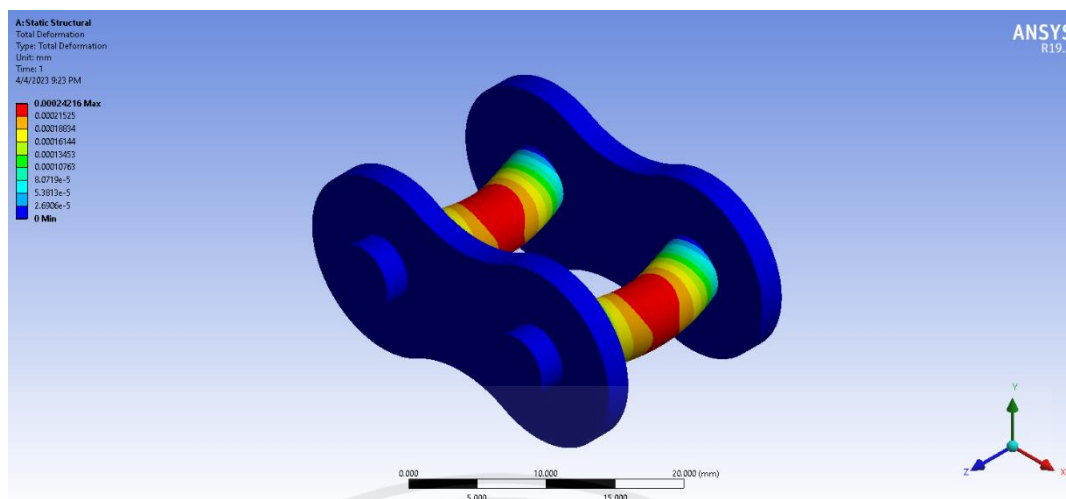
จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) จะเห็นว่าตรงบริเวณสลักโซ่ที่เชื่อมติดกับด้านในแผ่นเชื่อมต่อ จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.15 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) จากโปรแกรม ANSYS

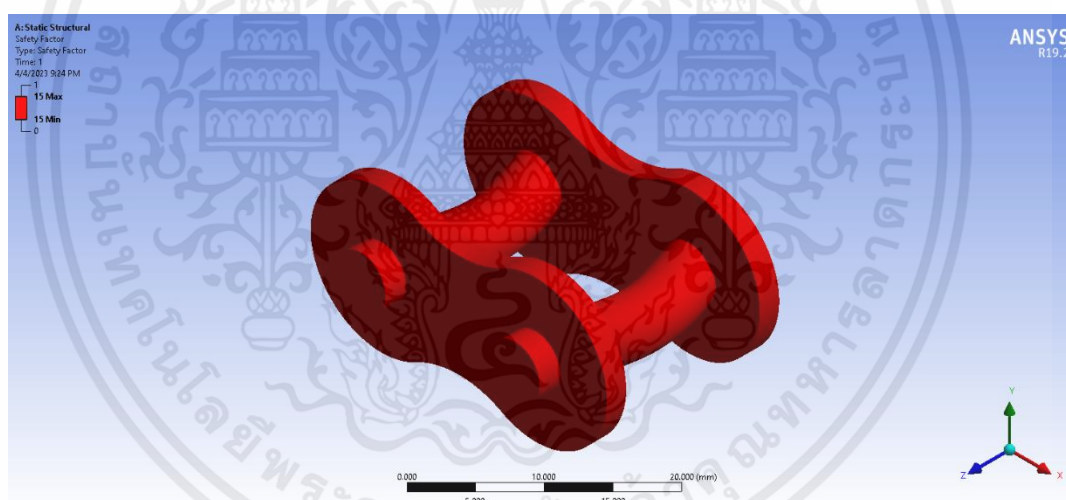
จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) เห็นว่าตรงบริเวณสลักโซ่ที่เชื่อมติดกับด้านในแผ่นเชื่อมต่อ จะมีค่าความเค้นมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.16 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์การเสียรูปที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) จะเห็นว่าตรงบริเวณกึ่งกลางสลักโซ่ จะมีเกิดเสียรูปก่อนบริเวณอื่น

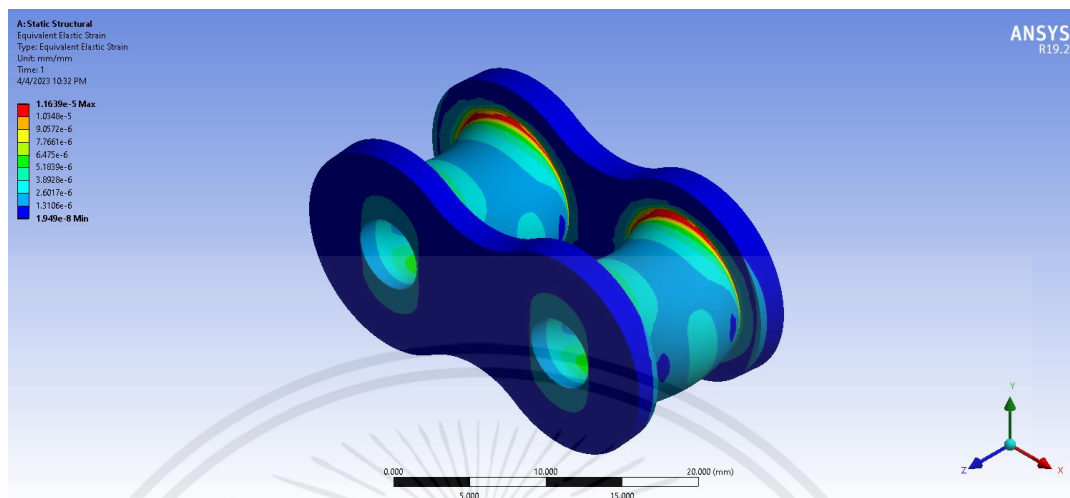


รูปที่ 4.17 แสดงค่า Safety factor ที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) จากโปรแกรม ANSYS

ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวนอก (Outer chain link) ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed ตรงบริเวณผิวด้านในและด้านนอกแผ่นเชื่อมต่อ และ แรงขนาด 177.38 นิวตัน ที่กระทำตรงบริเวณสลักโซ่ด้านใน ในทิศทางแรงดึงไปทางหน้า จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสียรูป และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.14 – 4.17

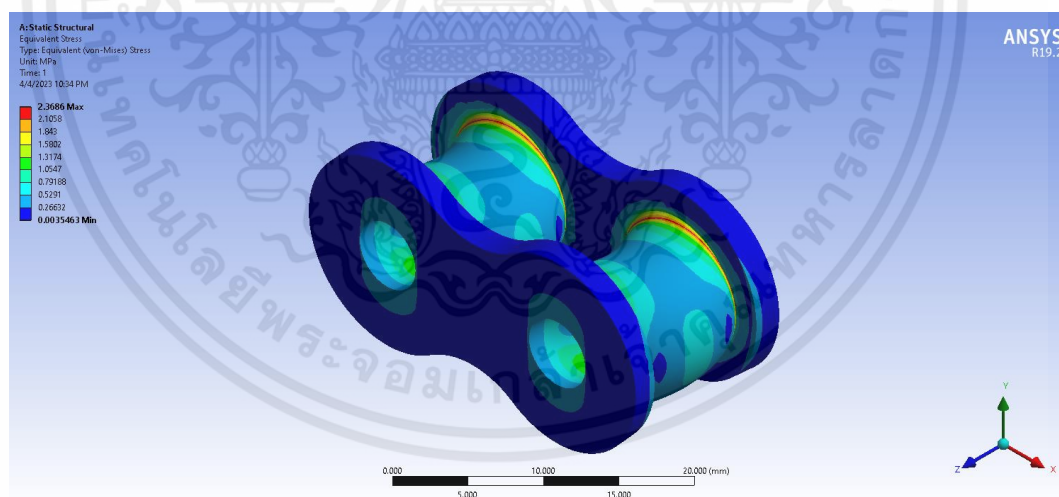
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.5 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link)



รูปที่ 4.18 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) จากโปรแกรม ANSYS

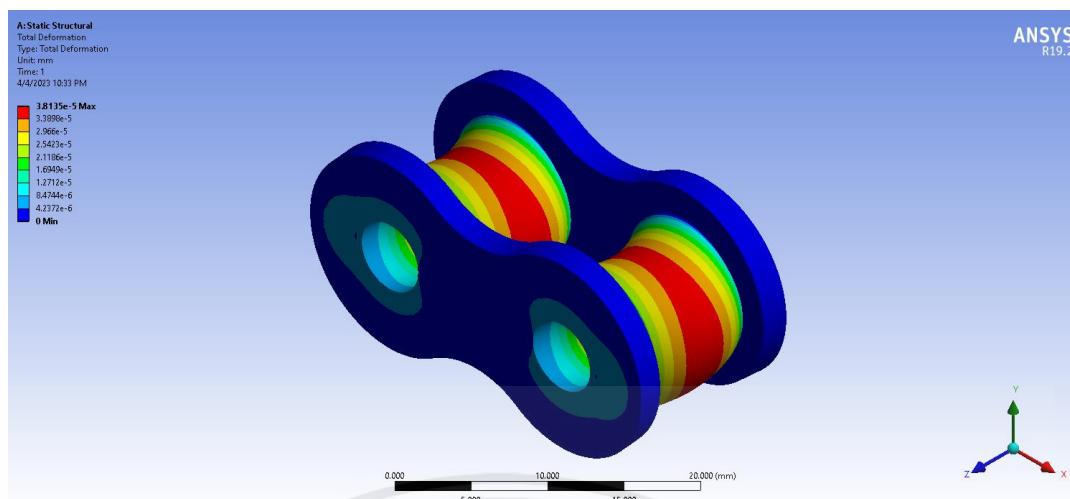
จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) จะเห็นว่าตรงบริเวณสลักโซ่ที่เชื่อมติดกับด้านในแผ่นเชื่อมต่อ จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.19 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) เห็นว่าตรงบริเวณสลักโซ่ที่เชื่อมติดกับด้านในแผ่นเชื่อมต่อ จะมีค่าความเค้นมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.20 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์การเสียรูปที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) จะเห็นว่าตรงบริเวณกึ่งกลางสลักโซ่ จะมีเกิดเสียรูปก่อนบริเวณอื่น

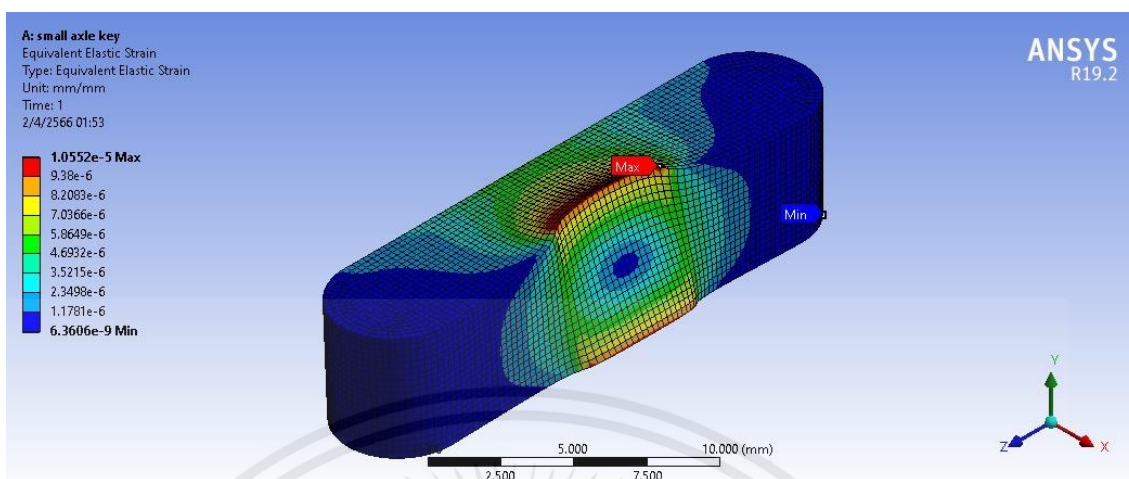


รูปที่ 4.21 แสดงค่า Safety factor ที่เกิดขึ้นของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) จากโปรแกรม ANSYS

ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของโซ่ส่งกำลังส่วนข้อต่อตัวใน (Inner chain link) ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed ตรงบริเวณผิวด้านในและด้านนอกแผ่นเชื่อมต่อ และแรงขนาด 177.38 นิวตัน ที่กระทำตรงบริเวณสลักโซ่ด้านใน ในทิศทางแรงดึงไปทางหน้า จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสียรูป และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.18 – 4.21

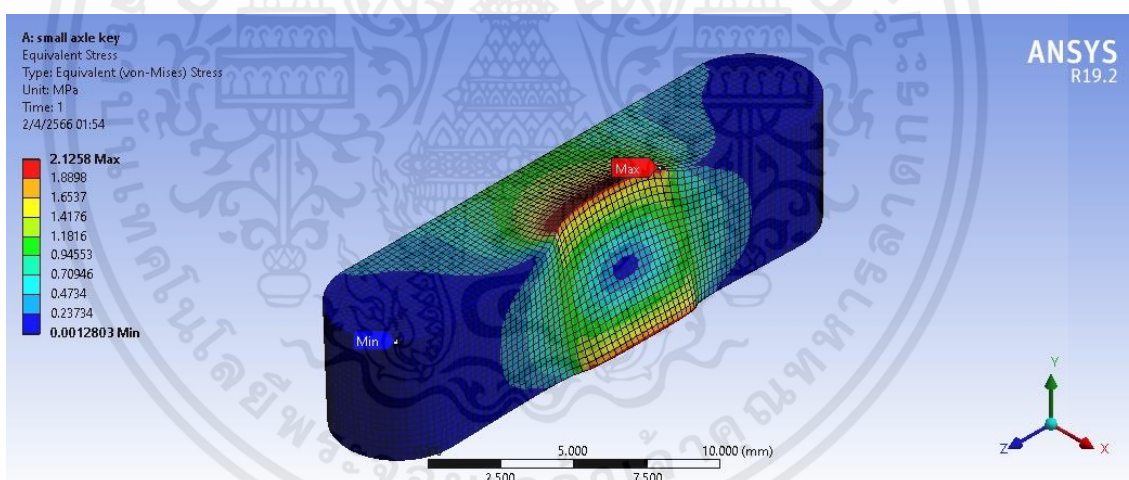
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.6 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของลิ้มเล็ก (small axle key)



รูปที่ 4.22 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (small axle key) จากโปรแกรม ANSYS

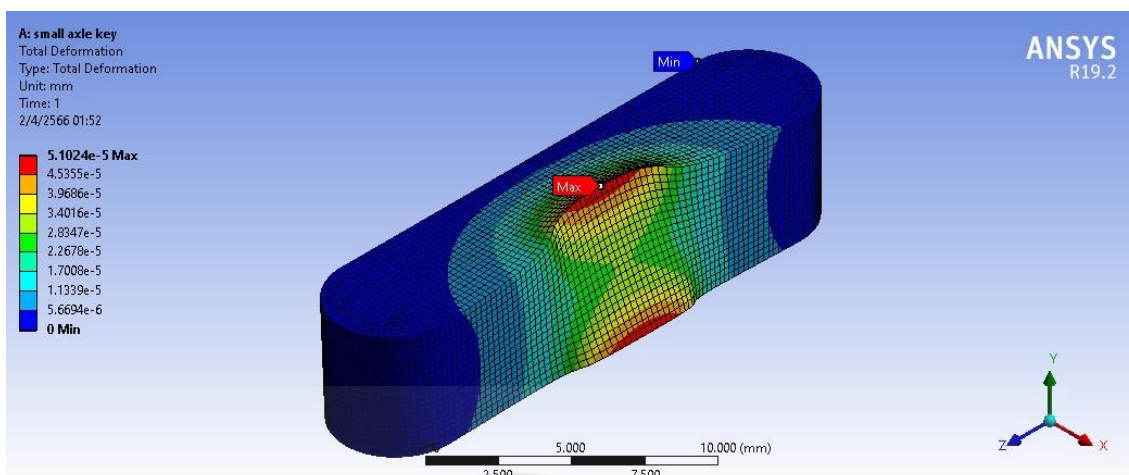
จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (small axle key) จะเห็นว่าตรงบริเวณด้านบนและล่างของลิ้ม จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.23 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (small axle key) จากโปรแกรม

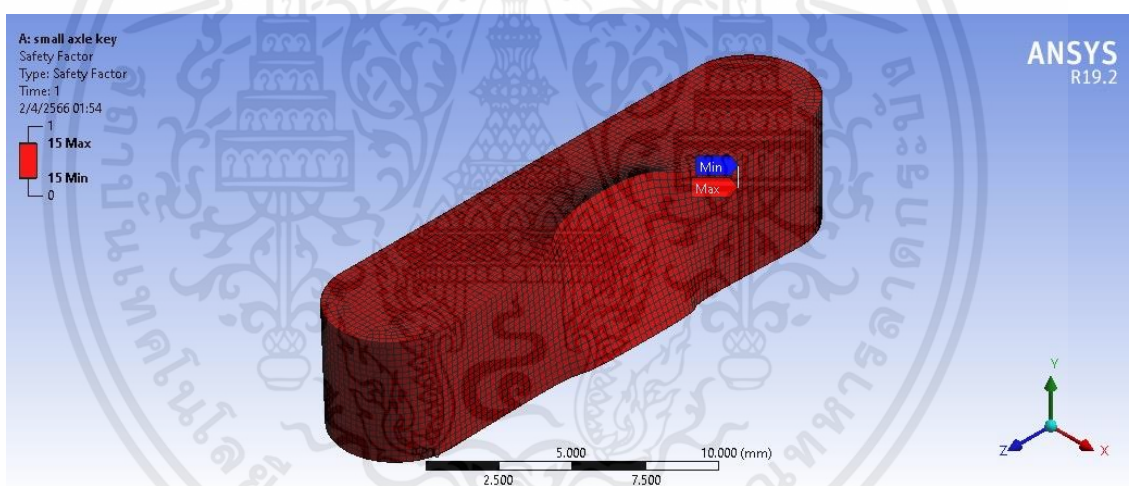
จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของลิ้มเล็ก (small axle key) เห็นว่าตรงบริเวณผิวด้านบนและล่างของลิ้ม จะมีค่าความเค้นมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.24 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของลิ่มเล็ก (small axle key) จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์การเสียรูปที่เกิดขึ้นของลิ่มเล็ก (small axle key) จะเห็นว่าตรงบริเวณด้านบนและล่างของลิ่ม จะมีเกิดเสียรูปก่อนบริเวณอื่น

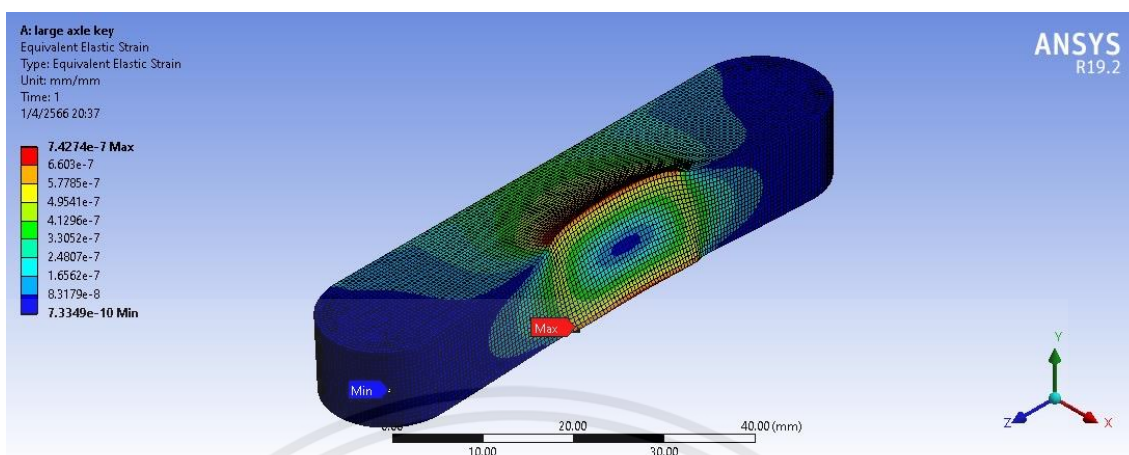


รูปที่ 4.25 แสดงค่า Safety factor ที่เกิดขึ้นของลิ่มเล็ก (small axle key) จากโปรแกรม ANSYS

ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของลิ่มเล็ก (small axle key) ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed ตรงบริเวณผิวด้านข้างของลิ่ม ภายใต้แรงบิด ขนาด 48.62 นิวตันเมตร ที่กระทำตรงบริเวณด้านข้างตรงข้ามของอีกด้านหนึ่ง จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสียรูป และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.22 - 4.25

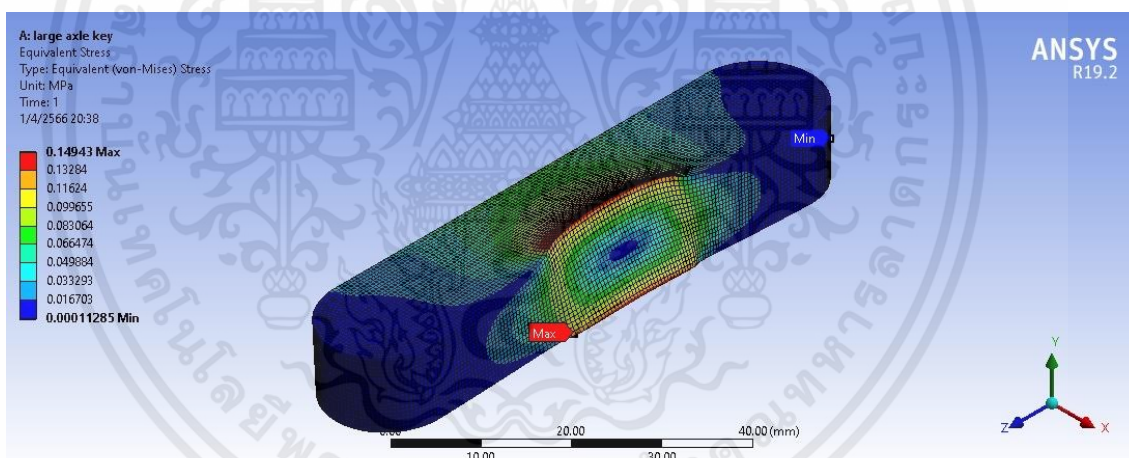
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.7 การวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของลิ้มใหญ่ (Lange axle key)



รูปที่ 4.26 แสดงค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) จากโปรแกรม ANSYS

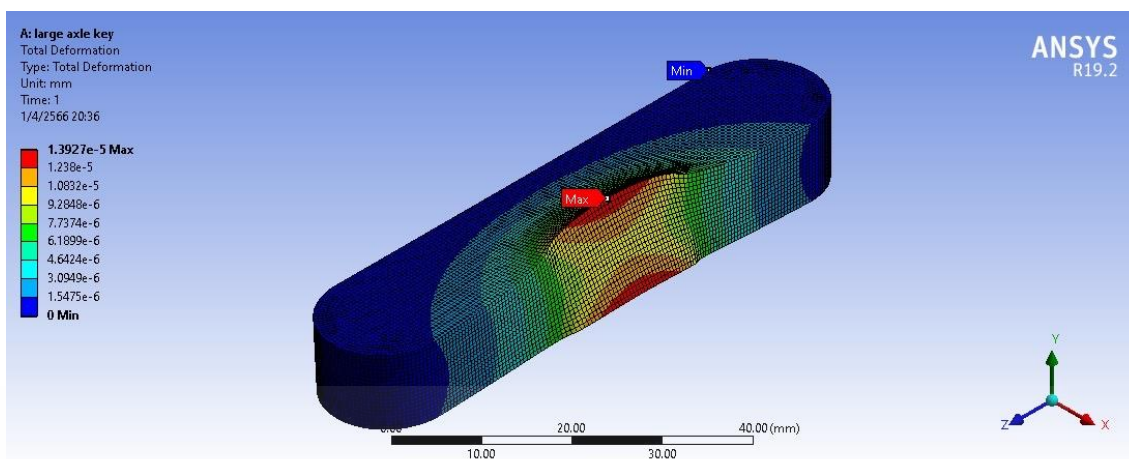
จากการวิเคราะห์ค่าความเครียดที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) จะเห็นว่าตรงบริเวณด้านบนและล่างของลิ้ม จะมีค่าความเครียดมากที่สุด



รูปที่ 4.27 แสดงค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) จากโปรแกรม

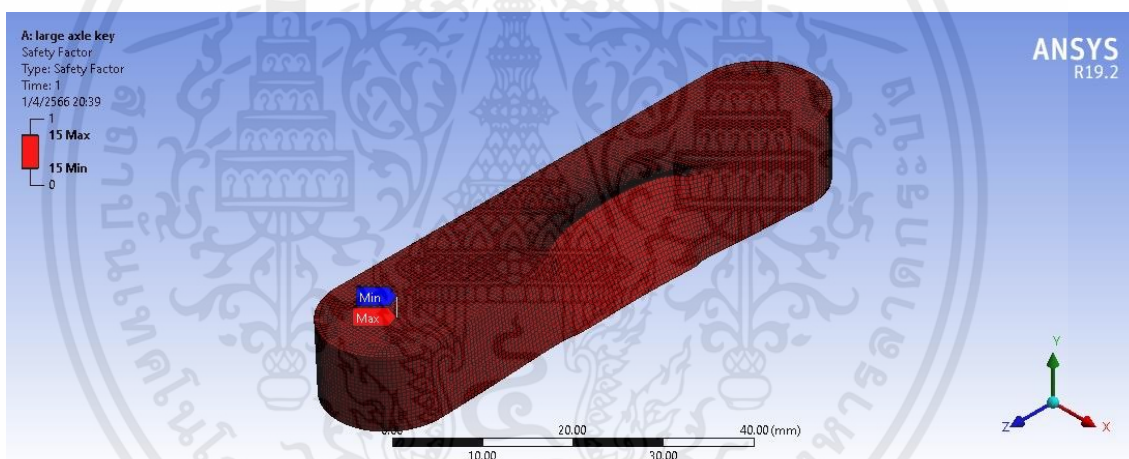
จากการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) เห็นว่าตรงบริเวณผิวด้านบนและล่างของลิ้ม จะมีค่าความเค้นมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.28 แสดงการเสียรูปที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) จากโปรแกรม ANSYS

จากการวิเคราะห์การเสียรูปที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) จะเห็นว่าตรงบริเวณด้านบนและล่างของลิ้ม จะมีเกิดเสียรูปก่อนบริเวณอื่น



รูปที่ 4.29 แสดงค่า Safety factor ที่เกิดขึ้นของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) จากโปรแกรม ANSYS

ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงและการเสียรูปของลิ้มใหญ่ (Lange axle key) ภายใต้สภาวะคงที่ โดยการ fixed ตรงบริเวณผิวด้านข้างของลิ้ม ภายใต้แรงบิด ขนาด 48.62 นิวตันเมตร ที่กระทำตรงบริเวณด้านข้างตรงข้ามของอีกด้านหนึ่ง จะได้ผลการวิเคราะห์ ความเค้น ความเครียด การเสียรูป และ ค่า Safety factor ตามลำดับ ดังรูปที่ 4.26 – 4.29

4.5 การประเมินราคา

จากการคำนวณและวิเคราะห์รูปแบบการจัดวางตำแหน่งในระบบขับเคลื่อนและความแข็งแรงของชิ้นส่วนในข้างต้นเรียบร้อยแล้ว จึงได้ทำการวางแผนการจัดซื้ออุปกรณ์และชิ้นส่วนที่เหมาะสม มีค่าความปลอดภัยและคุณสมบัติอยู่ในช่วงค่าที่ยอมรับได้ โดยเป็นอุปกรณ์ที่เมื่อเปรียบเทียบกับในด้านของราคา ประสิทธิภาพ และความจำเป็นที่ต้องใช้แล้ว ถือว่าเป็นอุปกรณ์ที่เหมาะสมที่สุดกับงบประมาณและความจำเป็นเพื่อนำมาสร้างระบบขับเคลื่อนของรถจักรยานไฟฟ้าขนาดเล็กในอนาคต โดยสรุปราคาประเมินสำหรับจัดทำระบบขับเคลื่อนรวมเป็นเงิน 69,531.20 บาท

ตารางที่ 4.1 การประเมินราคาและผู้จัดจำหน่ายอุปกรณ์และชิ้นส่วนต่างๆ ในระบบขับเคลื่อน

รายการ	ผู้จัดจำหน่าย	ราคา/ชิ้น	จำนวน	ราคา (บาท)
มอเตอร์ BLDC รุ่น BLT-800	บริษัท อินโนวาแพค จำกัด (Ebikr)	6100	4	24400
ชุดควบคุมมอเตอร์ BAC-0282	บริษัท อินโนวาแพค จำกัด (Ebikr)	2800	4	11200
เฟืองโซ่ตัวขับ RS50-13TA STEEL	บริษัท เอ็น เอ็ม อี ซี จำกัด	76	4	304
เฟืองโซ่ตัวตาม RS50-26TA STEEL	บริษัท เอ็น เอ็ม อี ซี จำกัด	137	4	548
โซ่ STEEL ROLLER CHAIN NO.50 (JAPAN) 10FT	บริษัท เอ็น เอ็ม อี ซี จำกัด	1110	1	1110
ตัวลิ้มเล็ก	สั่งทำ	50	4	200
ตัวลิ้มใหญ่	สั่งทำ	150	4	600
ประกบเพลลา MCO26-14-14	บริษัท มิซูมิ (ไทยแลนด์) จำกัด	487.3	4	1949.2
แบตเตอรี่ LiFePo4 ขนาด 48V 50Ah	KS EV SHOP (Lazada)	14800	2	29600

หมายเหตุ – เป็นการประเมินราคาเฉพาะอุปกรณ์และชิ้นส่วนหลักๆ ของระบบขับเคลื่อน และการประเมินราคานี้ไม่รวมส่วนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์สำหรับวงจรไฟฟ้าและค่าปรับแต่งโปรแกรม

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

จากการศึกษา ออกแบบ คำนวณและวิเคราะห์ระบบขับเคลื่อนแล้ว ในบทนี้จะกล่าวถึงการสรุปผล ปัญหาที่เกิดขึ้นและแนวทางการแก้ไข รวมถึงข้อเสนอแนะในการพัฒนาระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กนี้ต่อไป

5.1 สรุปผล

1. จากการศึกษาหลักการและส่วนประกอบของระบบขับเคลื่อนรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก ทำการออกแบบรูปแบบการส่งกำลังที่ใช้ไฟฟ้าจากแบตเตอรี่เป็นพลังงานในการขับเคลื่อน ซึ่งแบตเตอรี่จะจ่ายพลังงานให้กับมอเตอร์ เพื่อให้มอเตอร์แปลงพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานกลแล้วส่งถ่ายกำลังขับเคลื่อนให้กับล้อผ่านชุดโซ่ส่งกำลังที่ติดตั้งกับมอเตอร์และเพลาล้อ โดยใช้มอเตอร์ 1 ตัวในการขับ 1 เพลลา วางตำแหน่งในการส่งกำลังให้เพลาน้ำและเพลาลังแบบทิศทางการกลับกันเพื่อความสมดุล
2. สามารถใช้ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของรถไฟมาคำนวณหาต้นกำลังของรถจักรไฟฟ้าเพื่อนำมาพิจารณาขนาดของมอเตอร์และความจุของแบตเตอรี่ที่เหมาะสม ซึ่งในการออกแบบระบบขับเคลื่อนตามกฎการแข่งขัน Railway Challenge ให้ขับเคลื่อนรถจักรไฟฟ้าขนาดย่อส่วน(1:6) 2 แคร่ แคร่ละ 2 เพลาล้อ ขนาด 1000 กิโลกรัมและน้ำหนักของรถลากจูง(พ่วงท้าย) 1800 กิโลกรัมให้เคลื่อนที่ต่อเนื่อง 3 ชั่วโมงด้วยความเร็วสูงสุดไม่เกิน 15 กิโลเมตรต่อชั่วโมงและสามารถเคลื่อนที่บนทางไล่ระดับที่ความชัน 2 เปอร์เซ็นต์ ใช้แบตเตอรี่ชนิด LiFePO₄ ขนาด 48 โวลต์ 60 แอมแปร์ชั่วโมง จำนวน 4 ลูก มอเตอร์ขนาด 800 วัตต์ จำนวน 4 ตัว เฟืองโซ่ตัวขับจำนวน 13 ฟัน 4 ตัว เฟืองโซ่ตัวตามจำนวน 26 ฟัน 4 ตัว และโซ่ส่งกำลังขนาดเบอร์ 50
3. จากการวิเคราะห์ความแข็งแรงชิ้นส่วนด้วยสูตรคำนวณที่เกี่ยวข้องและระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อศึกษาพฤติกรรมของชิ้นส่วน โดยเลือกใช้วัสดุของชิ้นส่วนเป็นเหล็กAISI 1045 ทำให้ทราบค่าความเค้น ความเครียด ลักษณะการเสียรูปและค่าความปลอดภัย(Safety factor)
4. นำผลลัพธ์จากการออกแบบที่ได้ไปสร้างแผนการจัดซื้ออุปกรณ์ที่มีค่าความปลอดภัยและคุณสมบัติอยู่ในช่วงราคาที่ยอมรับได้ และมีราคาที่เหมาะสม สามารถนำมาประกอบสร้างรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กเพื่อเข้าร่วมการแข่งขัน Railway Challenge ในอนาคตได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ปัญหาที่เกิดขึ้น

1. เนื่องจากขั้นตอนของการออกแบบรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก มีหลายระบบ เช่น ระบบขับเคลื่อน ระบบเบรก โครงแคร่ เมื่อระบบใดระบบหนึ่งเกิดการเปลี่ยนแปลง ระบบอื่นๆอาจต้องเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย
2. การสร้างหรือวิเคราะห์ชิ้นส่วนไม่สามารถจำลองได้อย่างละเอียดมากๆ เนื่องจากข้อจำกัดด้านอุปกรณ์ ทำให้เมื่อทำการจำลองในค่าที่ละเอียดมากๆ โปรแกรมไม่สามารถทำงานได้ และผลจากการวิเคราะห์พฤติกรรมของชิ้นส่วนอาจมีค่าที่คลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงเล็กน้อย

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ควรติดตามความคืบหน้าของการออกแบบในระบบอื่นๆของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กเป็นระยะๆ อยู่เสมอ เพื่อให้ผลลัพธ์ที่ได้จากการออกแบบสอดคล้องและเหมาะสมกัน
2. เนื่องจากค่าแรงบิดเพื่อหาค่ากำลังของมอเตอร์เป็นค่า static หรือค่าแรงบิดที่มอเตอร์สร้างขึ้นและรักษาไว้โดยที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วหรือการทำงานของระบบ ค่าที่ได้จากการคำนวณจึงเป็นค่าประมาณเพื่อการออกแบบเบื้องต้น ดังนั้นควรทดสอบการทำงานของมอเตอร์ในการพิจารณาความเหมาะสมของแรงบิดในสภาวะการขับเคลื่อนแบบdynamic (ระบบมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วหรือการทำงาน) เพื่อให้สามารถทำงานในระดับความเร็วและความเร่งที่ต้องการได้อย่างมีประสิทธิภาพ
3. ในส่วนของอุปกรณ์หรือโปรแกรมที่ใช้ในการจำลองหรือวิเคราะห์ความแข็งแรง ควรมีการจัดเตรียมอุปกรณ์สำรองหรือวิธีแก้ไขปัญหา ในกรณีที่เกิดเหตุสุดวิสัยไม่สามารถใช้อุปกรณ์นั้นๆได้
4. ระบบขับเคลื่อนของรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็กที่ได้รับการออกแบบเรียบร้อยแล้วควรนำมาทดสอบจริงในกรณีหรือสถานการณ์ต่างๆ เพื่อศึกษาประสิทธิภาพของระบบ นำผลลัพธ์ที่ได้มาเปรียบเทียบกับความแม่นยำของการวิเคราะห์ความแข็งแรงคงทน

เอกสารอ้างอิง

- [1] กิตติญา จารุสุทธิรักษ์, ณัฐวุฒิ มากรักษ์, อัญธิกา ทองไพรวรรณ. (2563). การออกแบบระบบขับเคลื่อนรถจักรไฟฟ้าขนาดเล็ก (วิทยานิพนธ์ปริญญาบัณฑิต คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร)
- [2] ดำรง สัพโส. (2556). งานคำนวณระบบชุดตัวส่งกำลังกลด้วยเครื่องมือลิ้ม. เอกสารประกอบการสอน วิชาการระบบส่งกำลังเครื่องมือกล
- [3] นพกตล. (2565). แบตเตอรี่ลิเทียมมีกี่ชนิด: <https://www.klcbright.com/lithium-battery-type.php>
- [4] วสันต์ ตันเจริญ. (2563). ต้นกำลังไฟฟ้าของหัวรถจักร การออกแบบระบบกำลังและกรณีศึกษา. เอกสารประกอบการสอน Railway Challenge Camp Thailand
- [5] สิทธิพงษ์ พรมลา. (2566). กลศาสตร์การเคลื่อนที่ของขบวนรถไฟ. เอกสารประกอบการสอนวิชาการระบบขับเคลื่อนยานพาหนะในระบบราง
- [6] Institution of Mechanical Engineers. (n.d.). Railway Challenge: <https://www.imeche.org/events/challenges/railway-challenge>
- [7] IWIS. (2010). Iwis handbook for chain engineering design and construction.
- [8] Ramsey Chain. (n.d.). Chain length calculation: <https://ramseychain.com/the-chain-doctor/chain-drive-selection/chain-length-calculations/>
- [9] Richard G. Budynas, Nisbett J. Keith. (2008). Shigley's mechanical engineering design.
- [10] Wysocki Z. (1976). Badania aerodynamiczne zespołu trakcyjnego 4WE. (n.p.).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



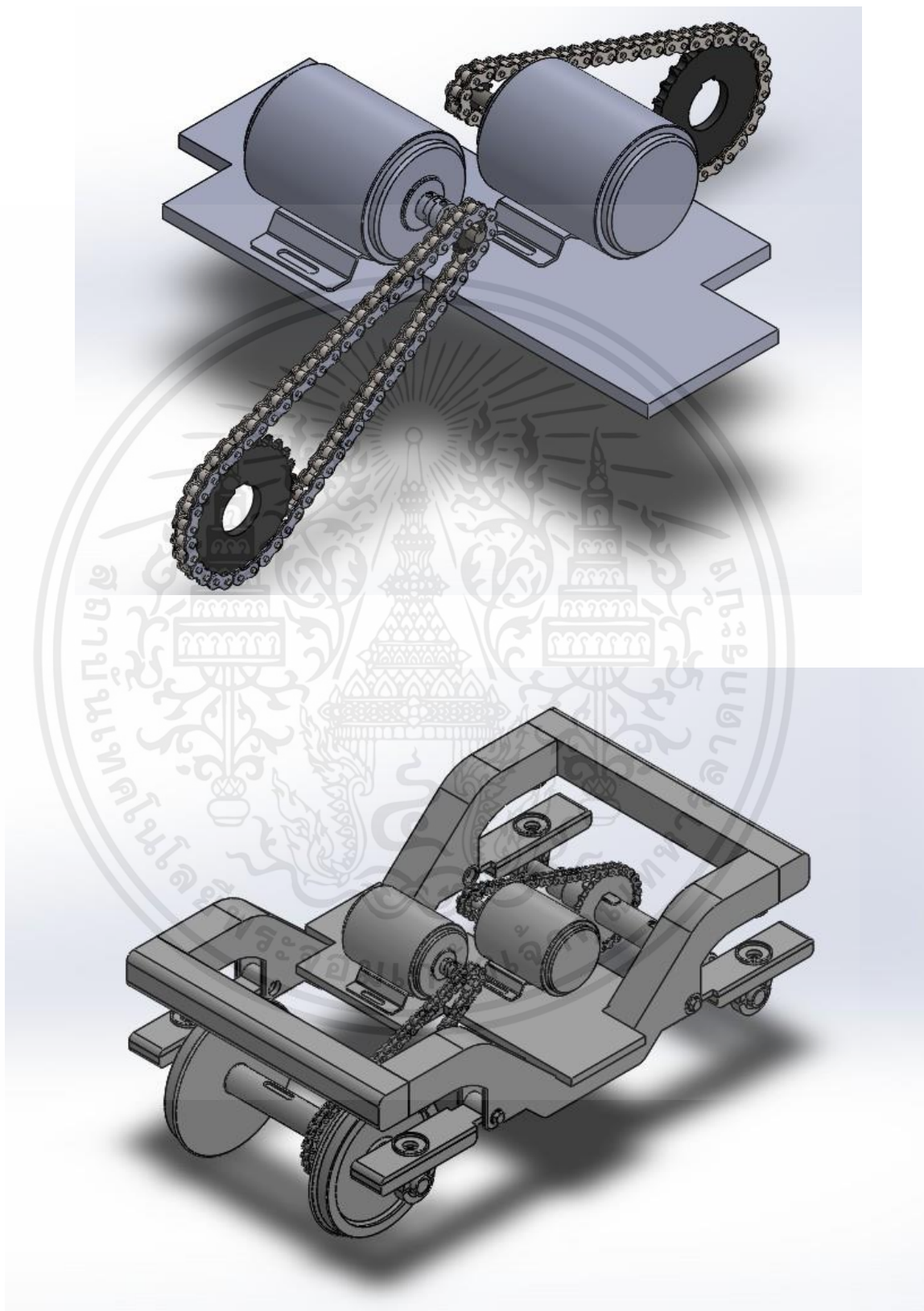
ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

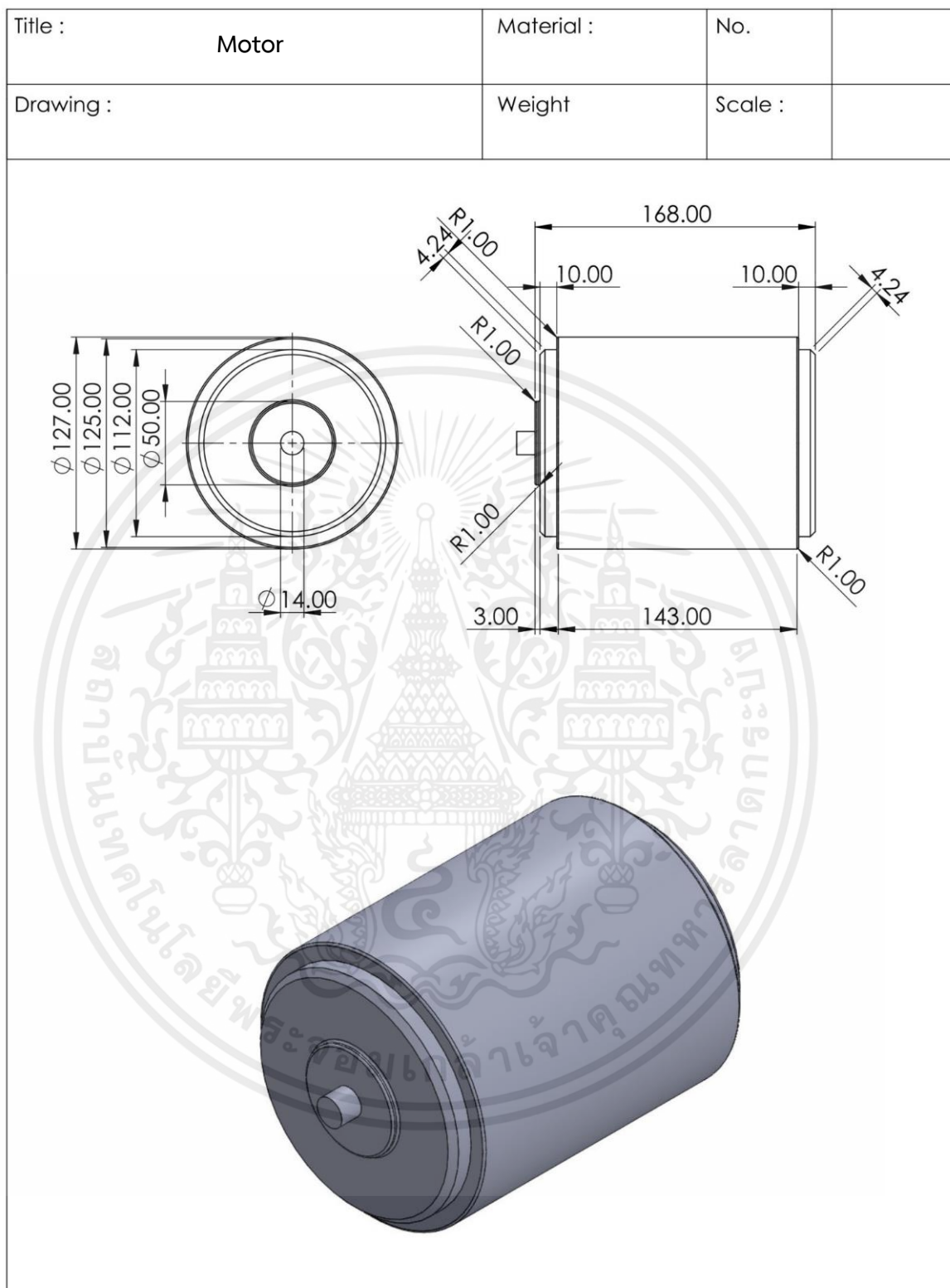


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

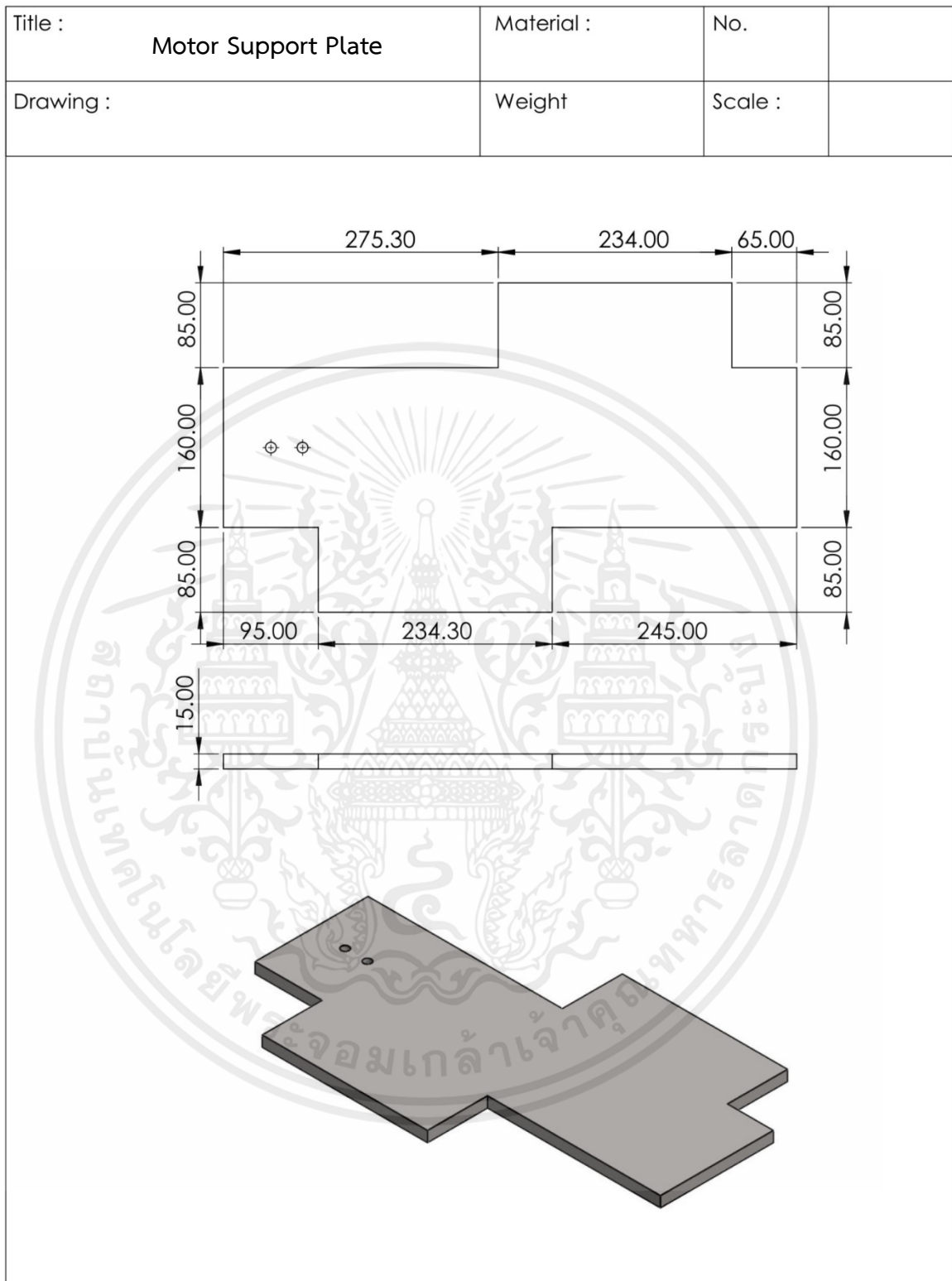
ภาพรวมระบบขับเคลื่อนและการประกอบระบบขับเคลื่อนเข้ากับโครงแคร์



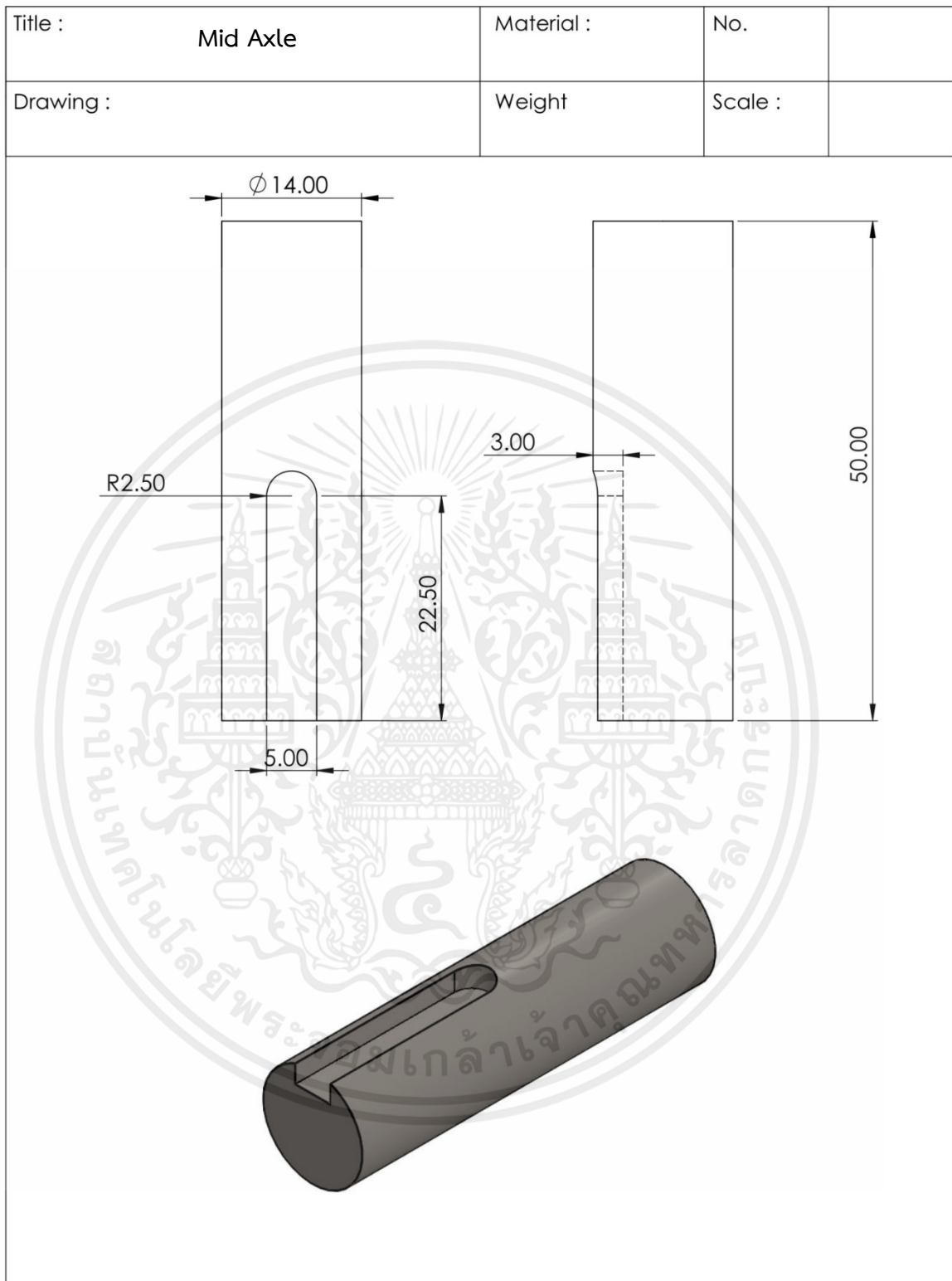
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



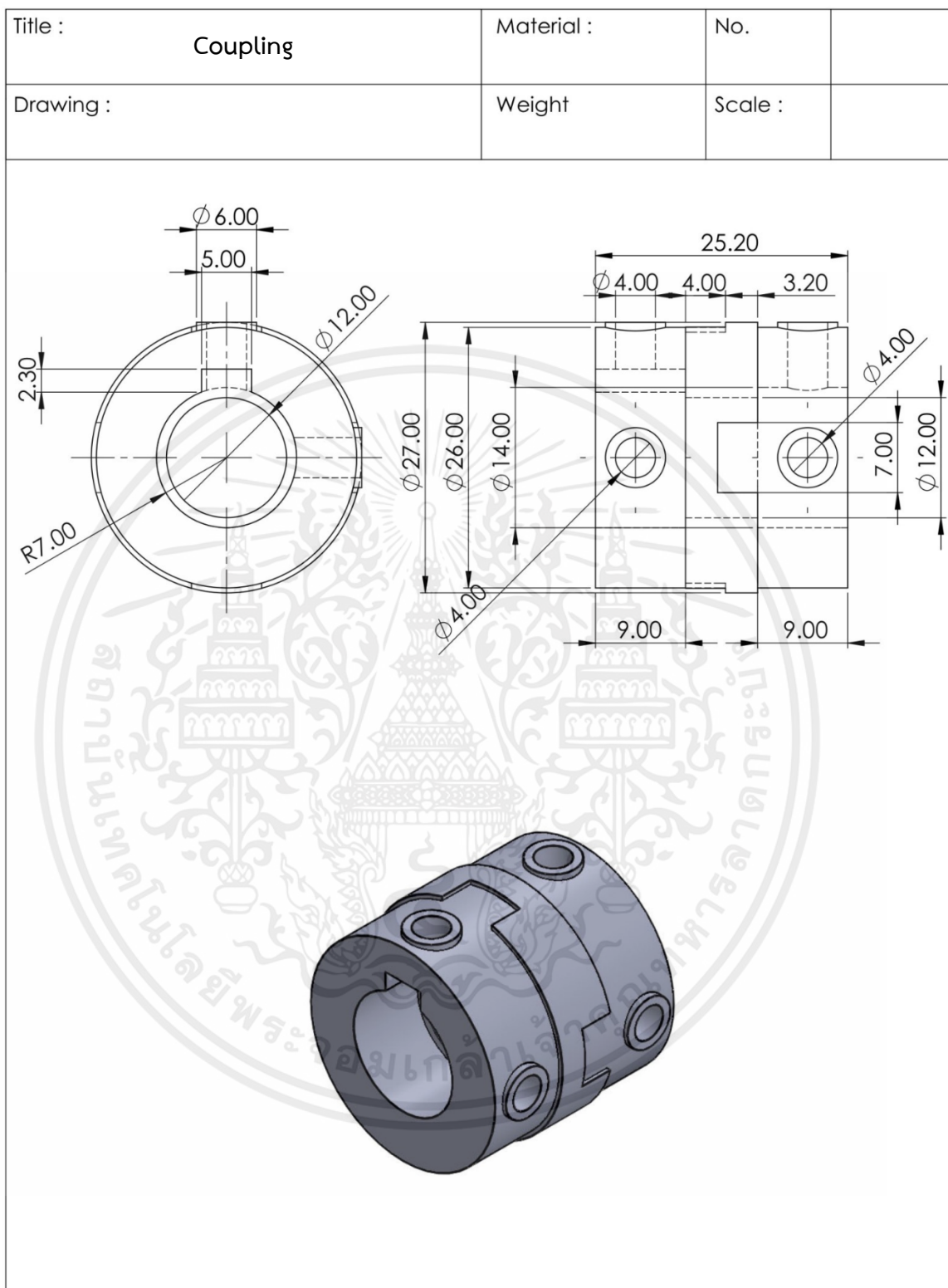
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



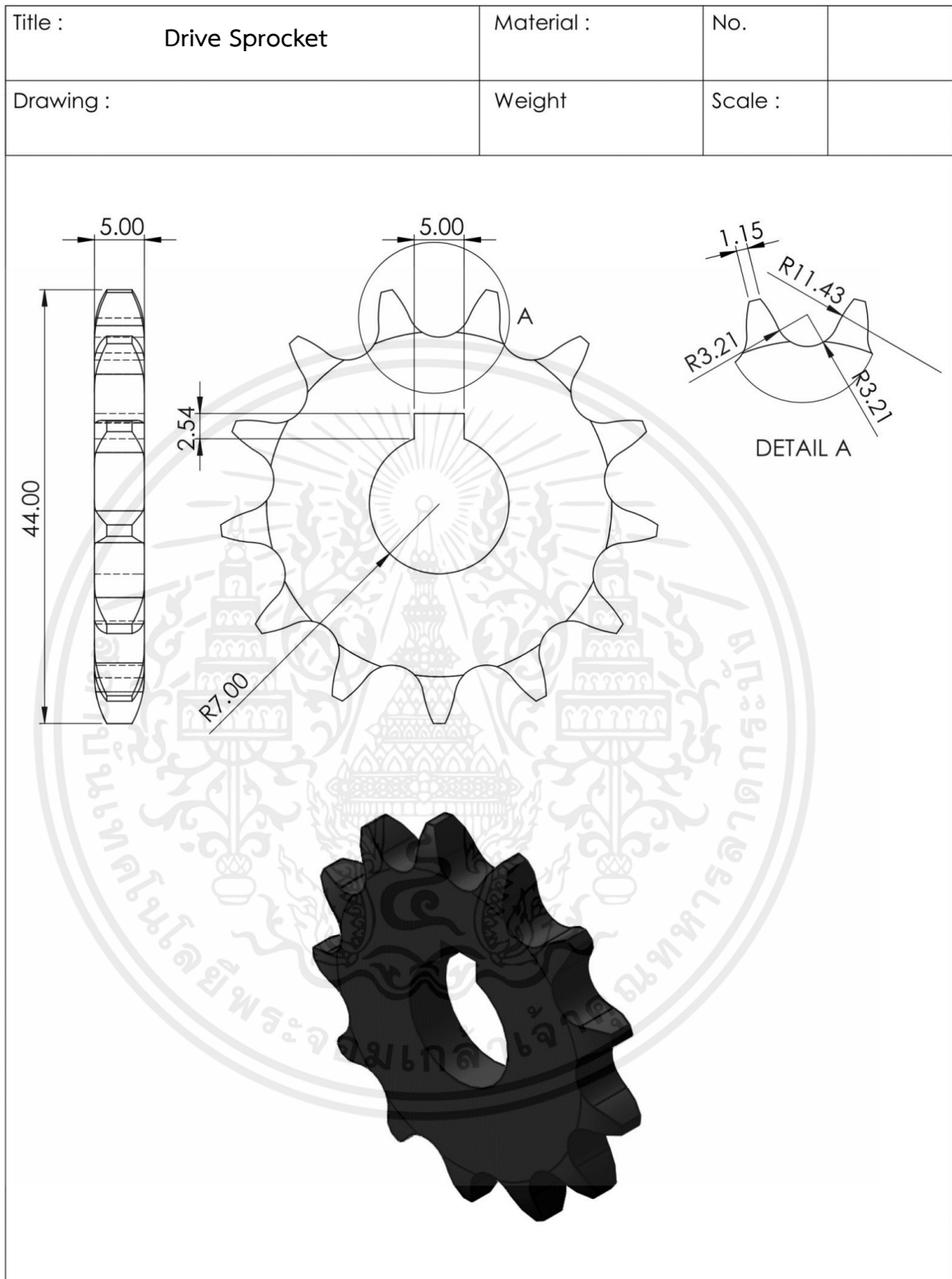
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



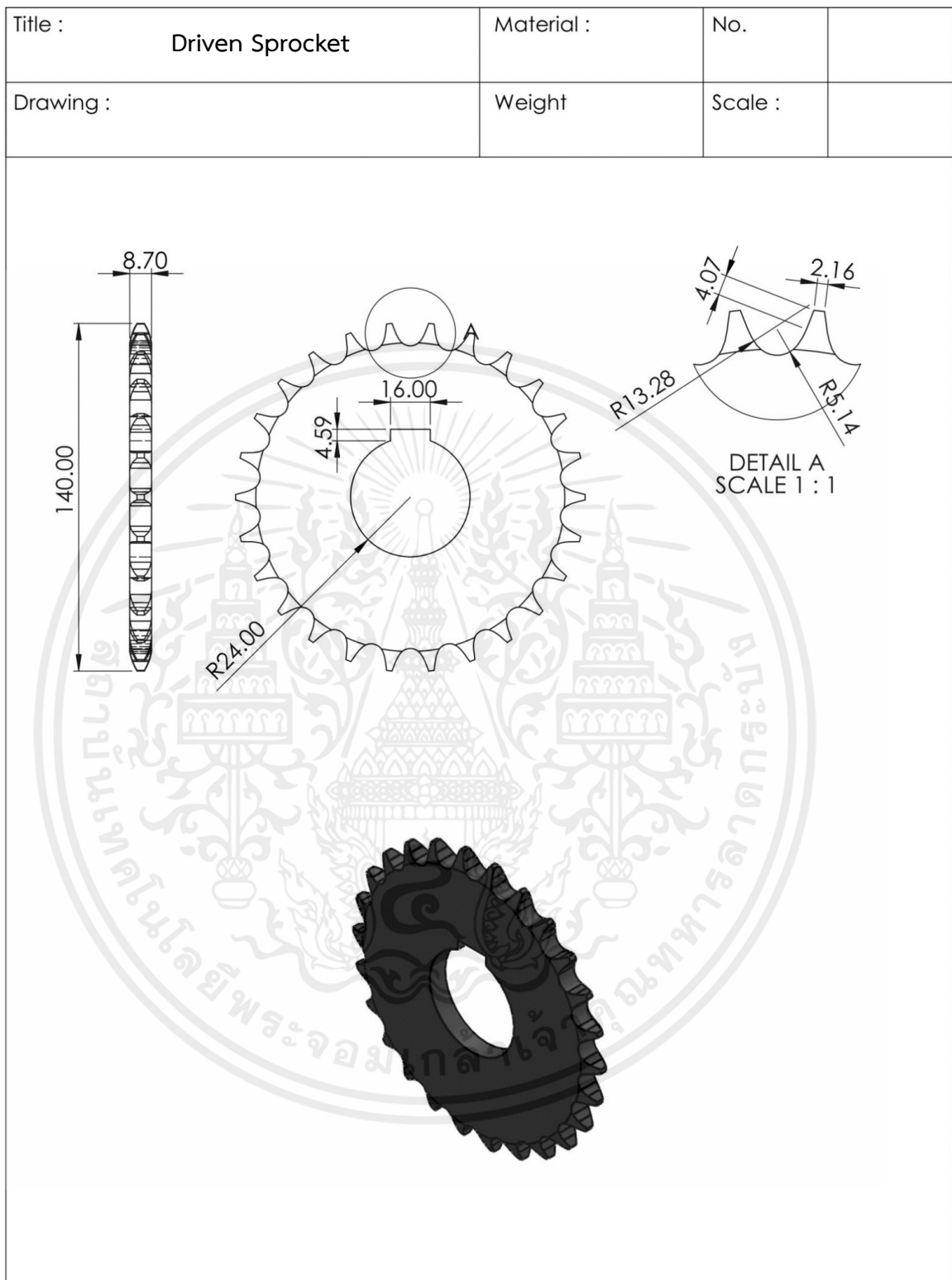
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



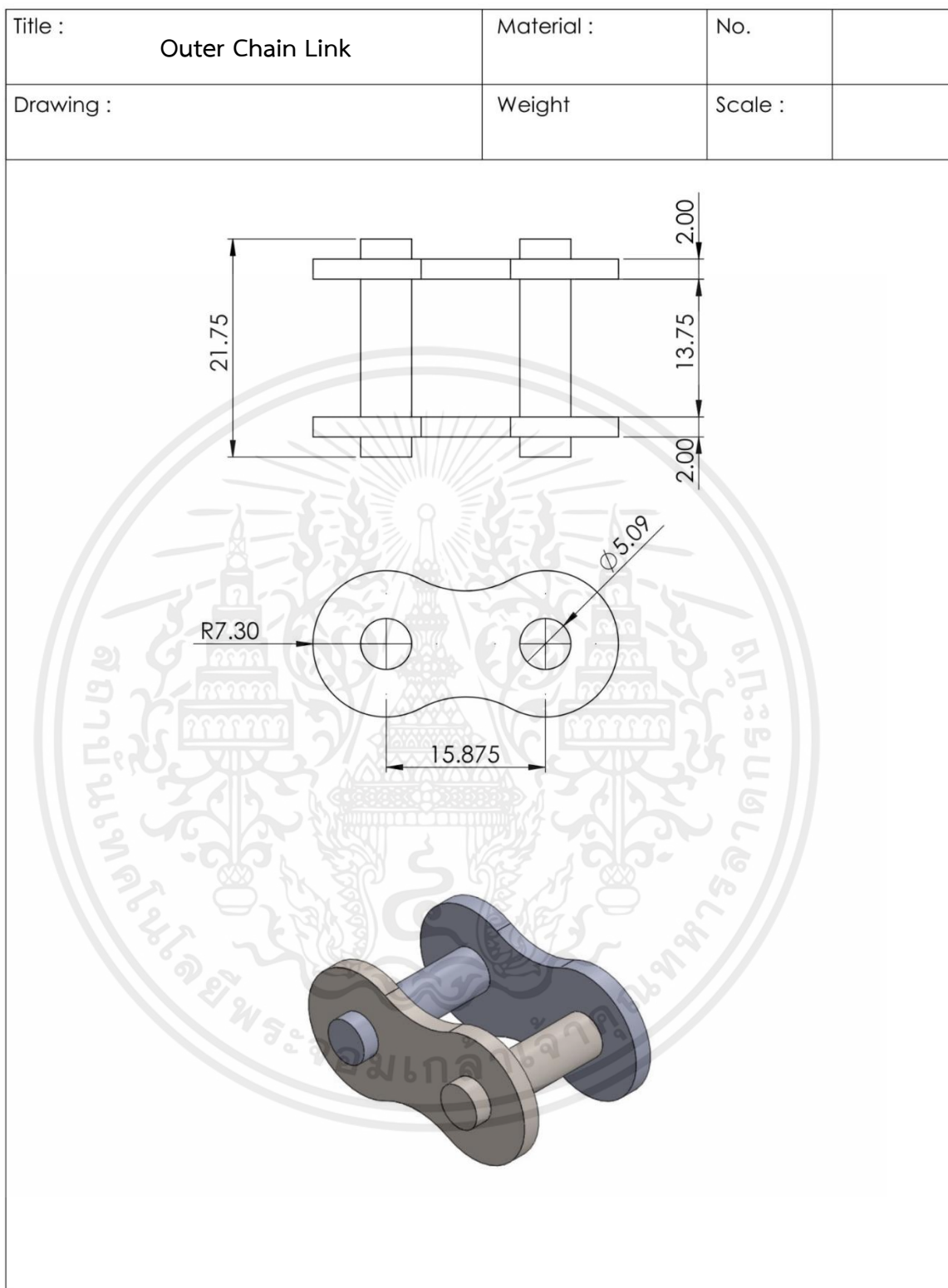
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

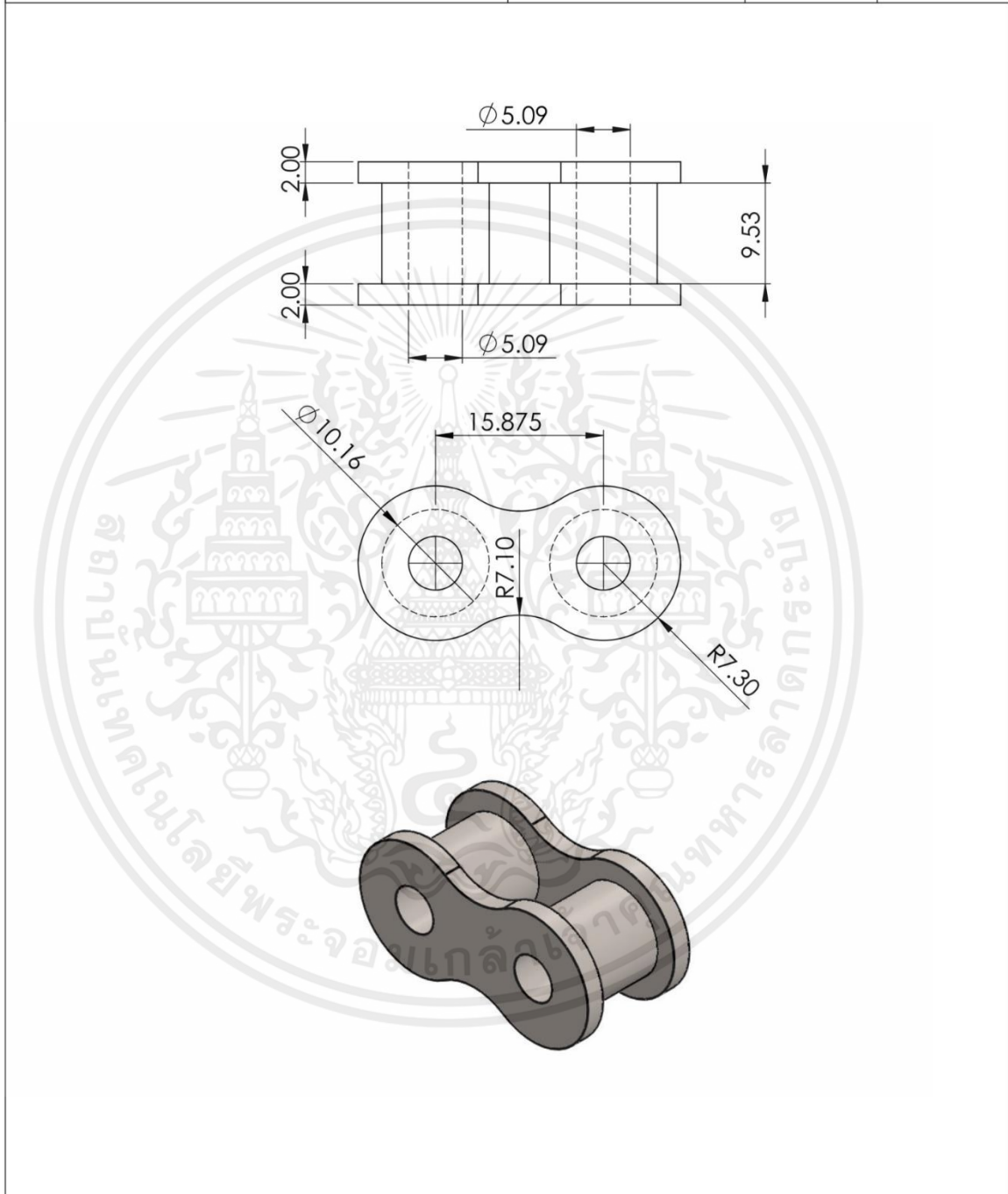


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Title :	Inner Chain Link	Material :	No.	
Drawing :		Weight	Scale :	



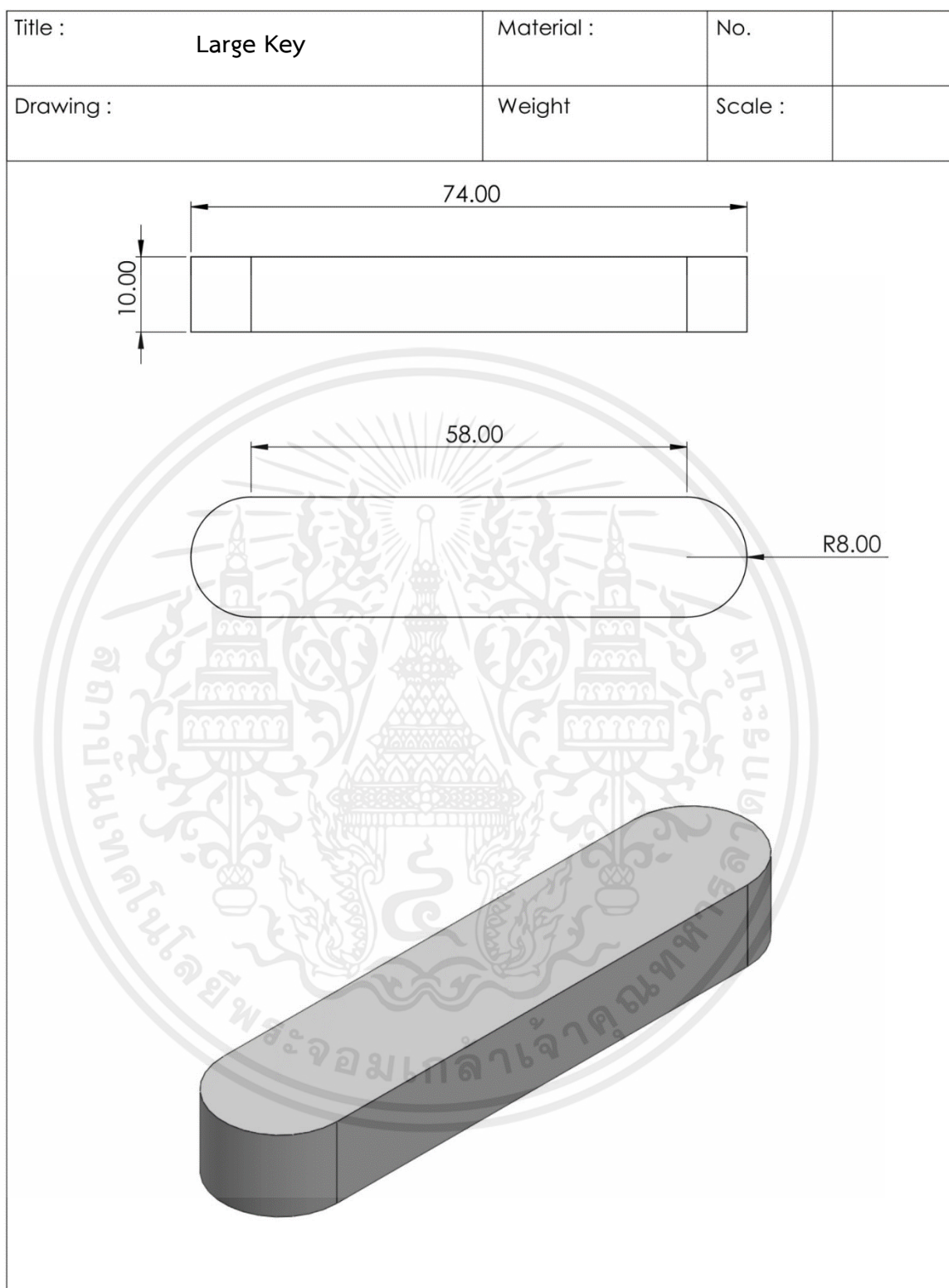
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Title :	Small Key	Material :	No.	
Drawing :		Weight	Scale :	

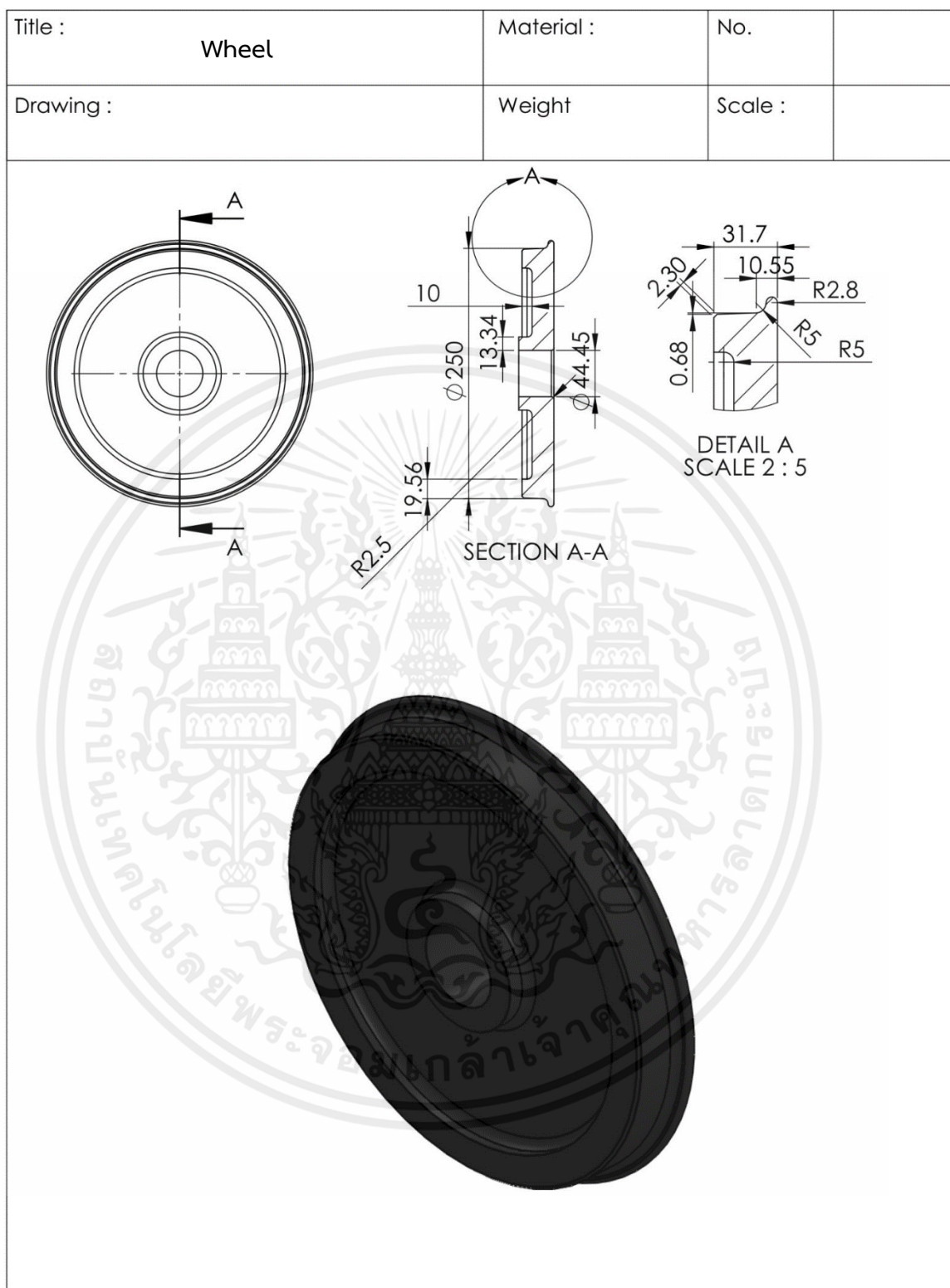
The drawing shows a small key with the following dimensions and features:

- Width: 5.00
- Length: 17.00
- End radius: R2.50

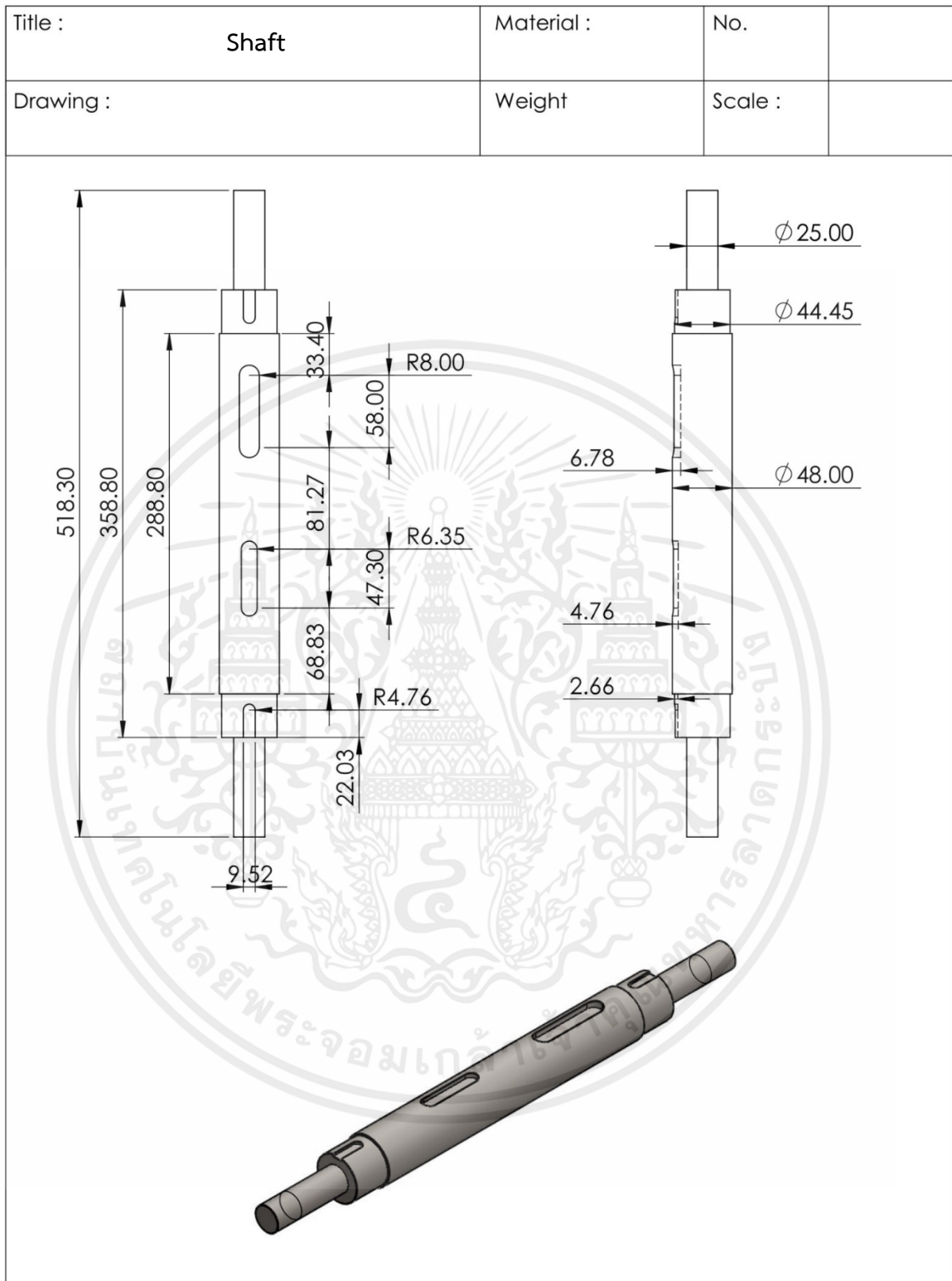
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



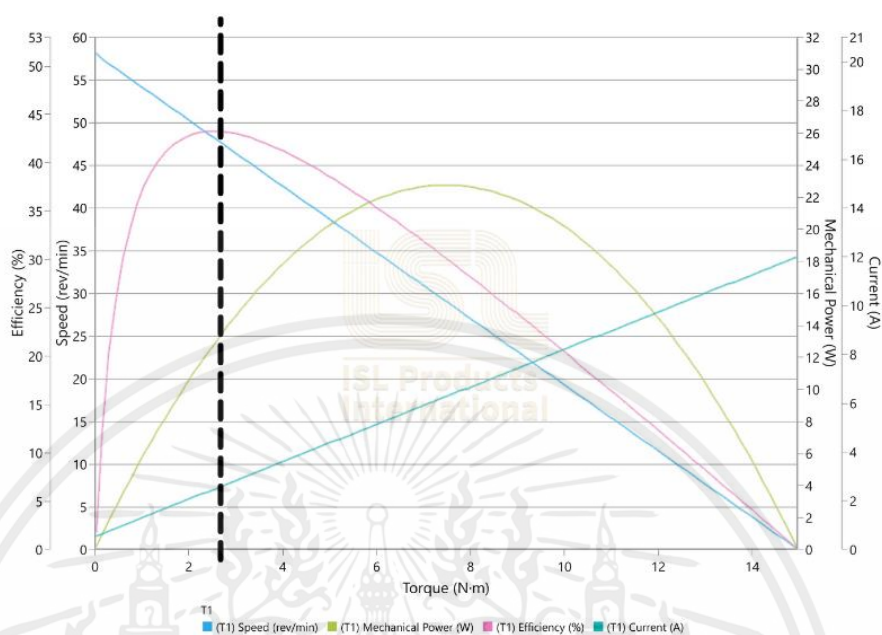
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

คุณลักษณะของมอเตอร์ BLDC



กราฟ Motor Characteristic

จากรูป จะพบว่าเมื่อจ่ายแรงดันไฟฟ้าคงที่และให้มอเตอร์หมุนตัวเปล่าโดยไม่รับภาระ แรงบิดที่เพลามอเตอร์เทียบเท่าศูนย์เพราะมีภาระแค่แรงเสียดทานจากแบร์ริงที่รองรับโรเตอร์เท่านั้น ที่สภาวะนี้ ความเร็วรอบของมอเตอร์จะมีค่าสูงที่สุดซึ่งเป็นจุดที่เส้นกราฟความเร็วตัดกับแกนแรงบิด เท่ากับศูนย์ เมื่อทำการเพิ่มภาระให้กับเพลามอเตอร์ ความเร็วรอบของมอเตอร์จะค่อยๆลดลงตาม แรงบิดที่มอเตอร์ใช้เพื่อขับภาระนั้นจนกระทั่งมีความเร็วรอบเท่ากับศูนย์หรือในขณะที่เพลามอเตอร์ หยุดนิ่งนั่นเอง โดยแต่ละชนิดของมอเตอร์มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วตามภาระแรงบิดที่เพลามอเตอร์ แตกต่างกันไป หากทำการหาค่ากำลังของมอเตอร์ที่แปรผันตามแรงบิดโดยสมการพื้นฐาน

$$P_{out} = T\omega$$

จะทำให้ได้กราฟของกำลังตามฟังก์ชันของแรงบิดเป็นรูปพาราโบลาคว่ำ ส่วนกระแสไฟฟ้าที่มอเตอร์ ใช้ในขณะที่ยังจ่ายแรงดันไฟฟ้าคงที่ก็เป็นฟังก์ชันตามแรงบิดที่เปลี่ยนไปเช่นกัน โดยจะเพิ่มขึ้นเชิงเส้น ดังนั้น กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับมอเตอร์ตามทฤษฎี

$$P_{in} = EI$$

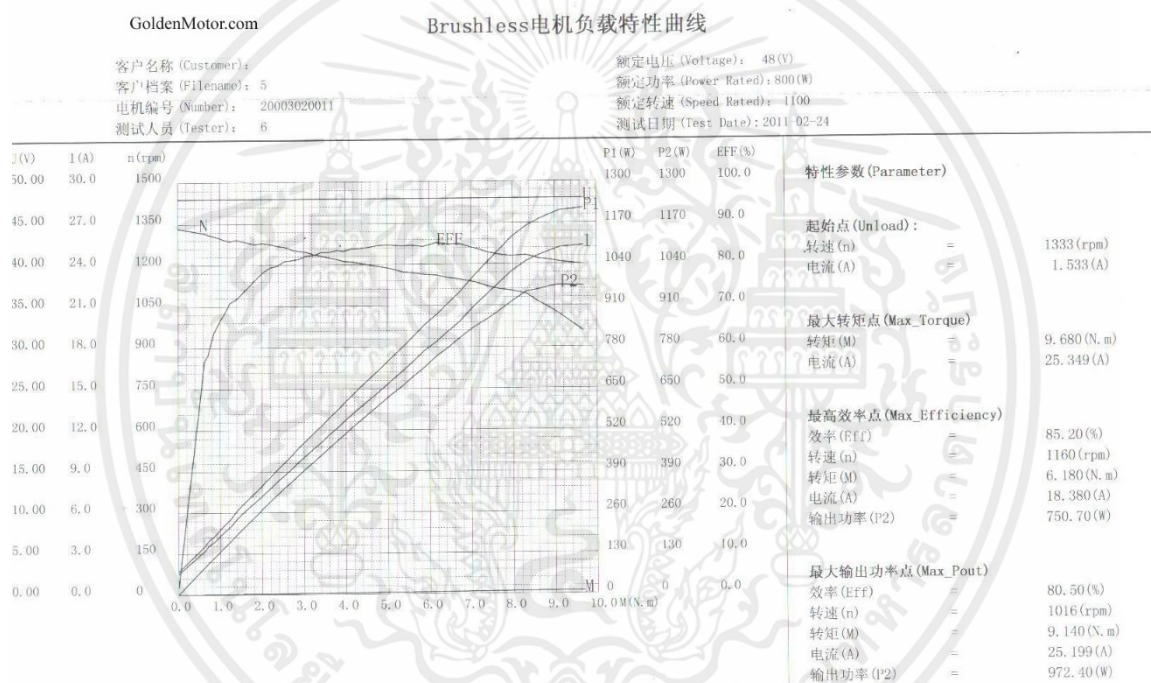
ก็จะแปรผันตรงเชิงเส้นกับแรงบิดเช่นเดียวกับกระแส เนื่องจากแรงดันไฟฟ้าคงที่ และพิจารณา ประสิทธิภาพของมอเตอร์ตามสัดส่วนของกำลังงานได้ดังรูป ตามสมการ

$$\eta = \frac{P_{in}}{P_{out}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยปกติแล้วประสิทธิภาพสูงสุดจะอยู่ที่แรงบิดประมาณ 10-20 % ของแรงบิดสูงสุด และเมื่อมอเตอร์ทำงานในแต่ละช่วงภาระประสิทธิภาพก็จะแตกต่างกันไป โดยพลังงานที่สูญหายไปก็จะกลายเป็นความร้อนสะสมที่ตัวมอเตอร์ ซึ่งอัตรา rated ขนาดของกำลังของมอเตอร์สูงสุดก็จะต้องพิจารณา กำลังงานจากกราฟรูป ที่ทำให้มอเตอร์สามารถทำงานได้ต่อเนื่องโดยที่ความร้อนที่เกิดขึ้นไม่ทำให้มอเตอร์เสียหาย รวมถึงความร้อนที่เกิดจากปัจจัยอื่นๆที่จะทำให้มอเตอร์ทำงานเข้าใกล้สภาวะประสิทธิภาพถดถอยและเสียหายได้เร็วขึ้น

- Motor Characteristic of BLT-800



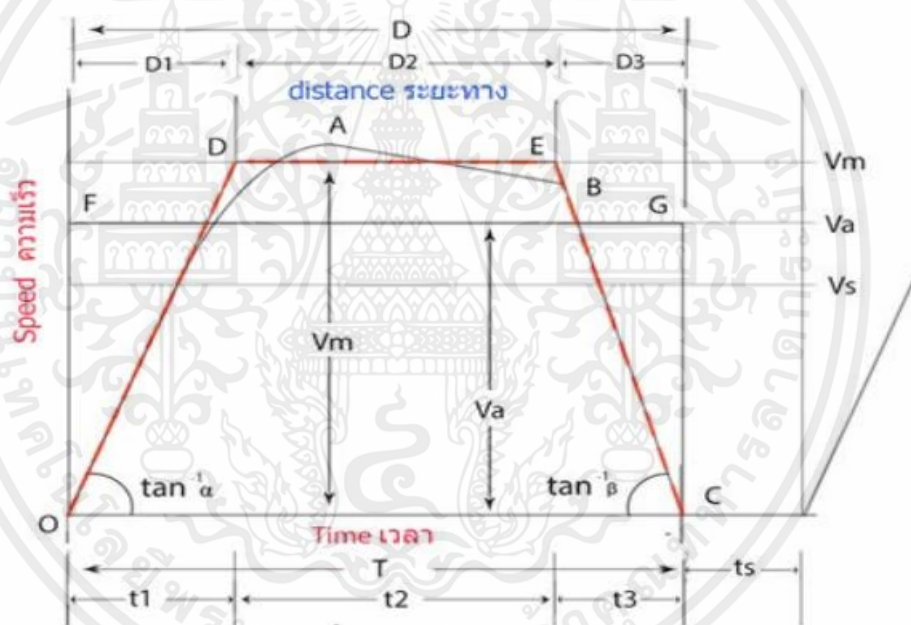
จากกราฟ Motor Characteristic ค่าต่างๆที่ทางผู้ผลิตแนะนำที่
 ทำให้มอเตอร์สามารถทำงานได้อย่างสม่ำเสมอ โดยไม่เกิดความ
 เสียหายเนื่องจากความร้อนสะสมจากการสูญเสียพลังงาน
 ประสิทธิภาพสูงสุดของมอเตอร์ 85.20 เปอร์เซ็นต์
 Rated Speed 1160 rpm
 Rated Torque 6.18 Nm
 Rated Current 18.38 A
 Rated Power 800 W

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค

การคำนวณเบื้องต้นทางองค์ประกอบไดอะแกรมความเร็ว-เวลา-ระยะทาง (Method of Speed Time Curve Simplifying for Preliminary Calculation)

Trapezoidal Diagram (Simplified Speed-Time curve) หรือ ลักษณะไดอะแกรม Speed-Distance Characteristics ในรูปของสี่เหลี่ยมคางหมูที่คำนวณได้อย่างง่าย สามารถคำนวณค่าที่เกี่ยวข้องได้และเพื่อให้ได้ค่าเบื้องต้น จึงสามารถคำนวณจาก Speed time curve จากเดิมรูป OABC ที่ปรับให้อยู่รูปของสี่เหลี่ยมคางหมู (Trapezoidal diagram) รูป ODEC ซึ่งเป็นกรณีของ Speed time curve ของขบวนรถวิ่งทางไกล เช่น ขบวนรถวิ่งระหว่างเมือง (Intercity) หรือรถไฟความเร็วสูงที่เริ่มออกจากสถานีต้นทางด้วยอัตราเร่งจนกระทั่งถึงความเร็วสูงสุดสำหรับขบวนรถนั้นและยังห่างจากสถานีจุดถัดไป จึงวิ่งด้วยความเร็วสูงสุดที่เป็นระยะทางหนึ่งแล้ว Free running และ Braking หยุดขบวนรถ



Trapezoidal Speed Time Diagram สำหรับขบวนรถ

สำหรับการคำนวณค่าใน Trapezoidal diagram ตามรูป

กำหนดให้

D = Distance between stop (ระยะทางระหว่างจุดเริ่มต้นขบวน 0 ถึงจุดหยุด C: หน่วยเป็นเมตร.)

T = Running time, in seconds. ระยะเวลาที่ใช้ในการเดินทางจาก O ถึง C : วินาที

α = Acceleration, in meter per second per second: m/s^2 อัตราเร่งความเร็ว เมตร /วินาที²

β = m / s^2 : deceleration (retardation), in meter per second per second อัตราการหน่วงความเร็ว เมตร /วินาที²

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 3.6 \times \beta \text{ km/h/s}$$

$V_a = \text{m/s}$: average speed

ความเร็วเฉลี่ย : เมตร ต่อ วินาที = $3.6 \times V_a \text{ km/h}$

$V_m = \text{m/s}$: free running or maximum speed

ความเร็วสูงสุด : เมตร ต่อ วินาที = $3.6 \times V_m \text{ km/h}$

$t_1 = \text{s}$: time of acceleration, in second. ระยะเวลาช่วงเพิ่มความเร็ว
= V_m / α)

$t_2 = \text{s}$: time of constant speed control running, in second.
ระยะเวลาวิ่งด้วยความเร็วคงที่ โดยการควบคุมกำลังลากจูงให้เหมาะสม
= $T - (t_1 + t_3)$

$t_3 = \text{s}$: time of braking, in second. ระยะเวลาช่วงตัดกำลังลากจูงและลงห้ามล้อ
= V_m / β

เราหาความสัมพันธ์ของค่าต่างๆ ได้จากสูตร ความสัมพันธ์ของ Parameter ต่าง ตามที่แสดง
ใน รูปประกอบที่ 2-5 รวมทั้งตัวอย่างในการคำนวณค่าที่เกี่ยวข้อง ทั้ง Speed-Time Curve ของ
ขบวนรถ ระยะไกล ที่ใช้สี่เหลี่ยมคางหมู (Trapezoidal speed-time curve) ได้จากสูตร สรุปดังนี้

$$D_1 = \frac{1}{2} \cdot V_m \cdot t_1 = \frac{1}{2} \cdot V_m \cdot \frac{V_m}{\alpha}$$

$$D_3 = \frac{1}{2} \cdot V_m \cdot t_3 = \frac{1}{2} \cdot V_m \cdot \frac{V_m}{\beta}$$

$$D_2 = V_m \cdot t_2 = V_m \cdot (T - t_1 - t_3)$$

$$= V_m \cdot \left(T - \frac{V_m}{\alpha} - \frac{V_m}{\beta} \right)$$

$$= V_m \cdot T - V_m^2 \frac{\alpha + \beta}{\alpha\beta}$$

$$D = D_1 + D_2 + D_3$$

$$= \frac{1}{2\alpha} \cdot V_m^2 + \frac{1}{2\beta} \cdot V_m^2 + V_m \cdot t_2$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \frac{\alpha + \beta}{\alpha\beta} V_m^2 + V_m \cdot T - V_m^2 \frac{\alpha + \beta}{\alpha\beta}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{\alpha+\beta}{\alpha\beta}V_m^2 - 2T \cdot V_m + 2D = 0$$

กำหนด $a = \frac{\alpha+\beta}{\alpha\beta}$, $b = 2T$, $c = 2D$

$$V_m = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

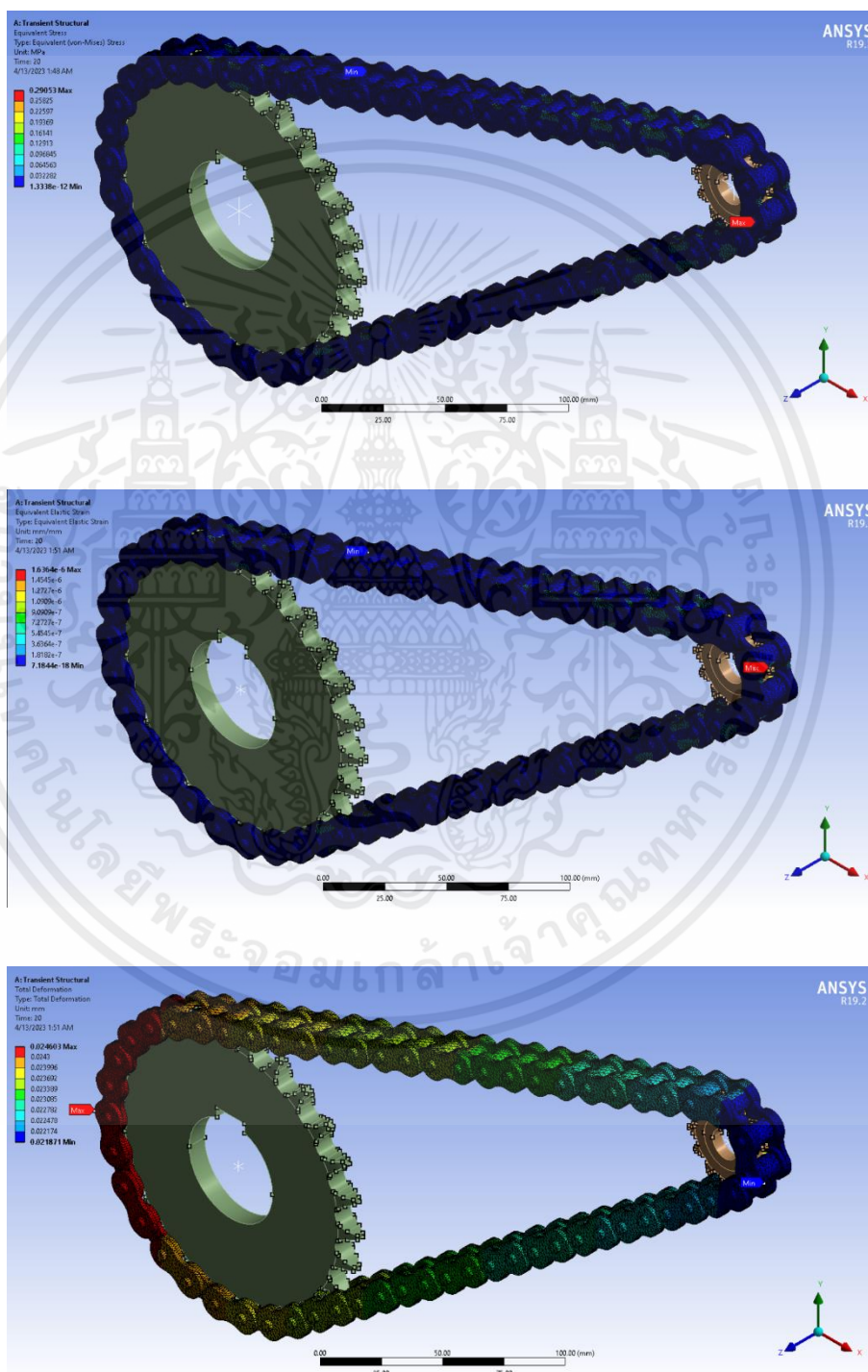


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ง

การวิเคราะห์ชุดโซ่ส่งกำลัง

การวิเคราะห์โซ่ส่งกำลังภายใต้สภาวะขับเคลื่อน(dynamic) โดยกำหนดให้บริเวณเฟืองขับและเฟืองตาม หมุนด้วยแรงบิด 48.62 Nm จะได้ค่าความเค้น ความเครียด และระยะการเสียรูปตามลำดับ ดังรูป

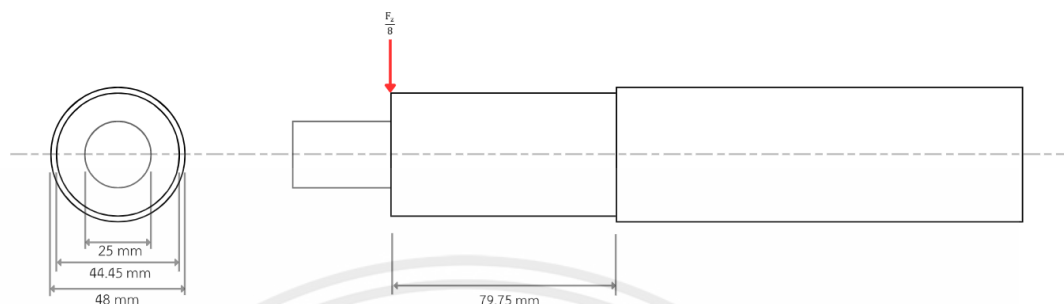


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก จ

การออกแบบเพลลา

การออกแบบบ่าเพลลา



จากแผนภาพ Free-body diagram

$$\sigma_x = \frac{M_x c}{I_x} = \frac{\frac{F_z L c}{8}}{\frac{\pi d^4}{64}}, \quad \sigma_y = 0, \quad \tau_{xy} = \frac{4V}{3A}, \quad \tau_{yz} = 0, \quad \tau_{xz} = 0$$

แรงที่กดต่อ 1 โครงแคร่ (F_z) เท่ากับ

$$F_z = \frac{mg}{2}$$

$$F_z = \frac{2800 \times 9.81}{2}$$

$$F_z = 13734 \text{ N}$$

ดังนั้น

$$\sigma_x = \frac{\frac{13734}{8} (79.75 \times 10^{-3}) (24 \times 10^{-3})}{\frac{\pi (48 \times 10^{-3})^4}{64}}$$

$$\sigma_x = 12.61 \text{ เมกะปาสคาล}$$

หาค่าความเค้นเฉือนที่กระทำกับเพลลา

$$V = \frac{F_z}{8}$$

$$V = \frac{13734}{8}$$

$$V = 1716.75 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\tau_{xy} = \frac{4 \times 1716.75}{3 \frac{\pi(48 \times 10^{-3})^4}{64}}$$

$$\tau_{xy} = 8.784 \text{ จิกะปาสคาล}$$

หาค่าความเค้นวอนมิส

$$\sigma_{von} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{von} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(12.61)^2 + (12.61)^2 + 6(8.784 \times 10^3)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{von} = 162.822 \text{ เมกะปาสคาล}$$

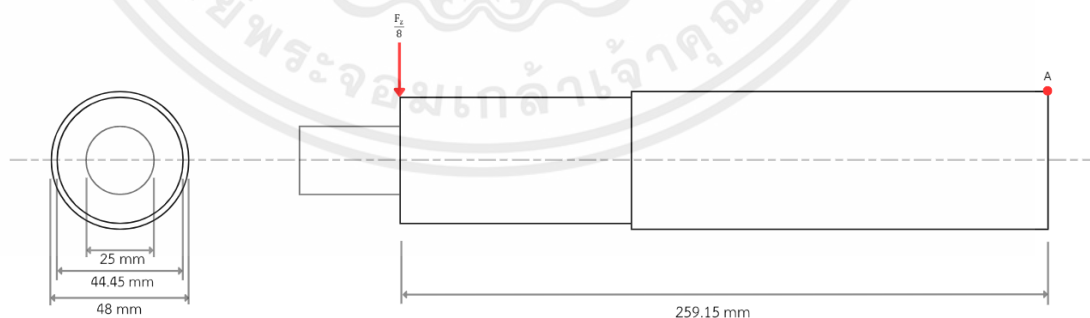
$$\sigma_{max} = k_t \sigma_x = (2.1)(12.61) = 26.481 \text{ เมกะปาสคาล}$$

โดย k_t หรือ ค่าความเข้มข้นของความเค้น (Stress Concentration) สามารถหาได้จากตาราง A-15 ในหนังสือ Shigley's Mechanical Engineering Design (9th ed.)

หาค่าตัวประกอบปลอดภัย

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{von}} = \frac{530 \times 10^6}{162.822 \times 10^6} = 3.255$$

การออกแบบตรงกลางของเฟลา



คำนวณที่จุด A ซึ่งรับความเสียหายก่อน

$$\sigma_x = \frac{M_x c}{I_x}, \quad \sigma_y = 0, \quad \sigma_z = 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\sigma_x = \frac{\frac{13734}{8} (259.15 \times 10^{-3})(24 \times 10^{-3})}{\frac{\pi(48 \times 10^{-3})^4}{64}}$$

$$\sigma_x = 40.976 \text{ เมกะปาสคาล}$$

$$\tau_{xy} = \frac{4 \times 1716.75}{3 \frac{\pi(48 \times 10^{-3})^4}{64}}$$

$$\tau_{xy} = 8.784 \text{ จิกะปาสคาล}$$

หาค่าความเค้นวอนมิส

$$\sigma_{von} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{von} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(40.976)^2 + (40.976)^2 + 6(8.784 \times 10^3)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{von} = 167.42 \text{ เมกะปาสคาล}$$

$$\sigma_{max} = k_t \sigma_x = (2.1)(40.976) = 86.05 \text{ เมกะปาสคาล}$$

โดย k_t หรือ ค่าความเข้มข้นของความเค้น (Stress Concentration) สามารถหาได้จากตาราง A-15 ในหนังสือ Shigley's Mechanical Engineering Design (9th ed.)

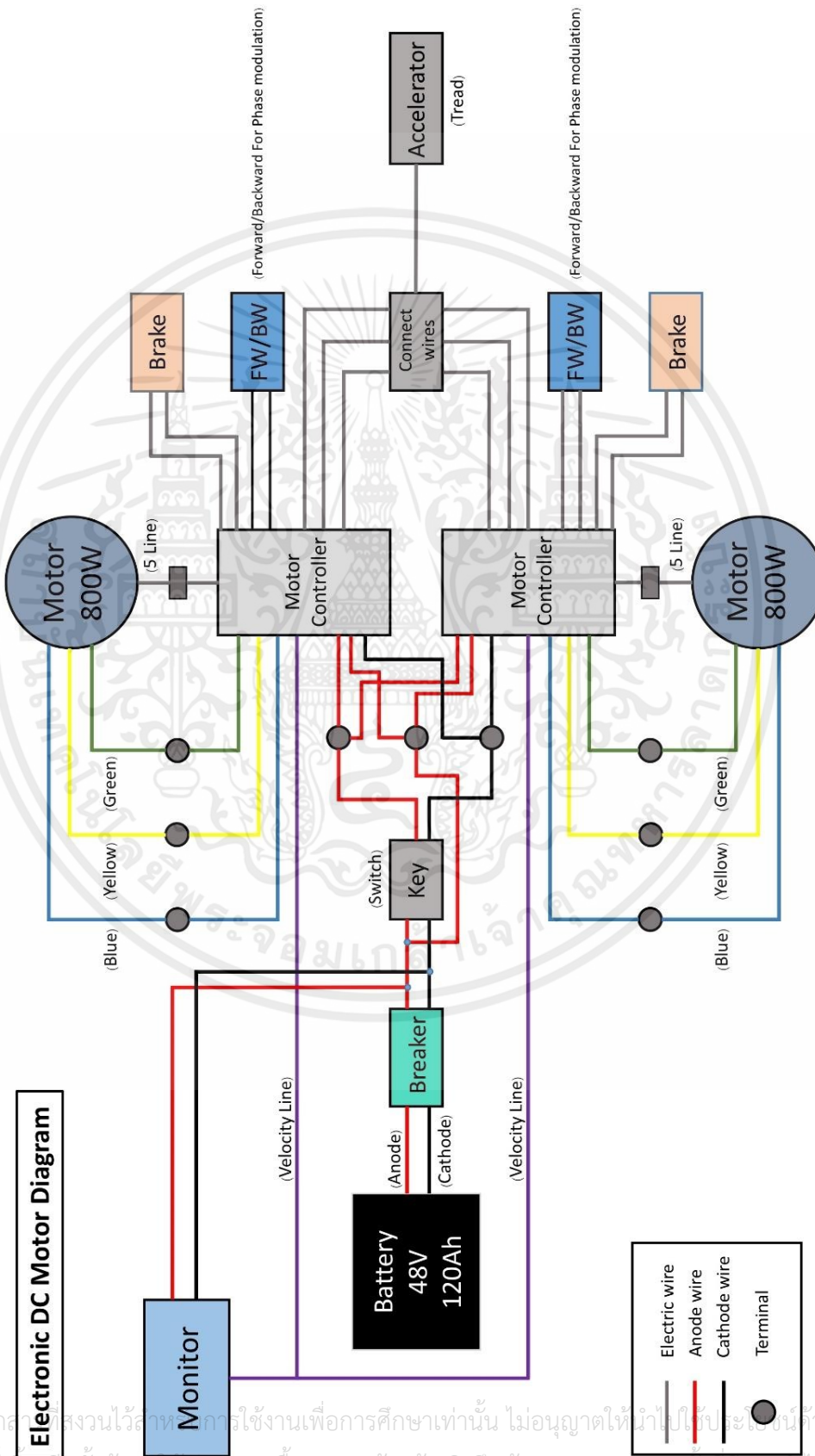
หาค่าตัวประกอบปลอดภัย

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{von}} = \frac{530 \times 10^6}{167.42 \times 10^6} = 3.16$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ฉ

ตัวอย่างการต่อวงจรไฟฟ้าในระบบขับเคลื่อน



เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ต่อสาธารณะและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้