

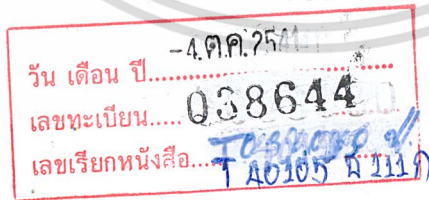


การออกแบบและพัฒนารถกระเช้าเก็บผลไม้

FOUR WHEEL POWER LADDER DEVELOPMENT DESIGN



โดย
นายชวัลวิทย์ ปรากฏทอง
นายนที สิริมงคลกิตติ
นายประสันต์ ชุ่มใจหาญ



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเกษตร
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2540

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

038644

ปีการศึกษา 2540

การออกแบบและพัฒนารถกระเช้าเก็บผลไม้

FOUR WHEEL POWER LADDER DEVELOPMENT DESIGN



(รศ.เกรียงศักดิ์ สุวรรณโพธิ์ศรี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2540

ภาควิชา วิศวกรรมเกษตร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบและพัฒนารถกระเช้าเก็บผลไม้

ผู้จัดทำ

1. นายชวัลวิทย์ ปรางทอง
2. นายนิธิ สิริมงคลกิตติ
3. นายประสันท์ ชุ่มใจหาญ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบและพัฒนารถกระเช้าเก็บผลไม้

นายชวลิตวิทย์	ปรางทอง	
นายธนธิ์	สิริมิ่งคลกิตติ	
นายประสันต์	ชุ่มใจหาญ	
อาจารย์พิชิต	กิตตินนท์	อาจารย์ที่ปรึกษา
รศ.เกรียงศักดิ์	สุวรรณโพธิ์ศรี	อาจารย์ที่ปรึกษา
2540		

บทคัดย่อ

รถกระเช้าเก็บผลไม้ที่จัดทำขึ้นเพื่อให้ได้เครื่องทุ่นแรงในการเก็บผลไม้ในที่สูงอย่างมีประสิทธิภาพ และมีราคาถูก โดยอาศัยหลักการทำงานง่ายแต่ทำงานได้ดี ใช้วัสดุที่หาง่ายราคาถูก มีความแข็งแรง และใช้งานได้นาน ซึ่งลักษณะของตัวถังรถ เป็น โครงถักที่มีขนาดได้สัดส่วน น้ำหนักเบา เป็นรถ 4 ล้อ การขับเคลื่อนใช้ระบบขับเคลื่อน 2 ล้อหน้าซึ่งรับกำลังจากเครื่องยนต์ 1 สูบ 4 จังหวะ ขนาด 5.5 แรงม้า ส่งกำลังโดยใช้มู่เลย์ ควบคุมด้วยความดึงของสายพาน เลือกลงหน้าถอยหลัง โดยใช้ชุดเฟืองโซ่กลับทิศทาง ใช้ระบบไฮดรอลิกควบคุมในการยกกระเช้า โดยใช้เครื่องยนต์ตัวเดียวกันขับเคลื่อนไฮดรอลิก กระเช้าสามารถยกสูงจากพื้น ได้ 3 เมตร การควบคุมจะควบคุมโดยใช้คันโยกซึ่งติดตั้งอยู่บนกระเช้า นอกจากนี้ระบบต่างๆ ถูกออกแบบให้สามารถปรับเปลี่ยนวัสดุที่เสื่อมสภาพได้ง่ายเพื่อความสะดวกและรวดเร็วในการทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FOUR WHEEL POWER LADDER DEVELOPMENT DESIGN

CHAWANVIT PRANGTHONG
NATEE SIRIMANGKALAKITTI
PRASAN CHOOMJAIHARN
PICHIT KITTINON ADVISOR
KRIENGSUKDI SUWANPOSRI ASSOCIATED ADVISOR
1997

ABSTRACT

The main objective of “Four Wheel Power Ladder Development Design” was invented to be low cost, simple machine used and more efficiency for picking the agricultural products long life is the one purpose

There are many important characteristics. The body is a truss with an appropriate proportion and list weight .In driving process, a four -wheel car propelling by two front wheels is 1cylinder , 4 strokes and 5.5 Hp ,which can be moves the power by pullets, controlled by the tightness of the driving belts. Moving back and forth by the bi-directional chain-wheel set, elevating the power basket by the same engine to drive the hydraulic pump . the pump handle installed in the basket can control to lift the basket three metre height from ground.

Moreover “Four Wheel Power Ladder Development Design” is the convenience design for saking instead of lost materials .It economics the time working

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
สารบัญ	(ก)
สารบัญรูปภาพ	(ข)
บทที่ 1 บทนำ	1
บทที่ 2 ทฤษฎีและหลักการการออกแบบ	
2.1 การหาจุดศูนย์กลางมวลของโครงสร้าง	2
2.2 ระบบการส่งกำลัง	3
บทที่ 3 การคำนวณและการสร้าง	
3.1 การคำนวณหาจุด CG ของรถกระเช้า	11
3.2 การคำนวณหาขนาดของสายพานและล้อสายพาน	15
3.3 การหาขนาดของโช้และเฟืองโช้	21
3.4 การคำนวณเพลา	23
บทที่ 4 การทดสอบและผลการทดสอบ	
4.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของรถกระเช้าทางทฤษฎีและปฏิบัติ	31
4.2 การแก้ไขและปรับปรุง	32
บทที่ 5 วิจัยและสรุปผลการทดลอง	
5.1 สรุปผลการทดลอง	34
5.2 วิจัยผลผลการทดลอง	34
5.3 การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และปัญหาที่เกิดขึ้น	37
5.4 ตารางเปรียบเทียบความสามารถของรถกระเช้าเก็บผลไม้	39
5.5 การตรวจเอกสาร	41
บทที่ 6 ตารางการทำงานและการประเมินราคา	
6.1 ตารางการทำงานที่กำหนด	50
6.2 ตารางการทำงานจริง	51
6.3 วัสดุและการประเมินราคา	52
6.4 การประเมินราคาค่าแรง	53
ภาคผนวก ก. แสดงภาพเขียนการออกแบบรถกระเช้าเก็บผลไม้	54
ภาคผนวก ข. แสดงรูปถ่ายรถกระเช้าเก็บผลไม้เมื่อเสร็จสมบูรณ์	70
ภาคผนวก ค. แสดงตารางการออกแบบ	80
กิตติกรรมประกาศ	98
หนังสืออ้างอิง	99

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
1 แสดงรูปแบเร็งแบบเม็ดกลมร่องเล็ก	6
2 แสดงรูปวาล์วควบคุมการทำงานแบบ 4/3	9
3 แสดงรูปการรักษาระดับของรถกระเช้า	10
4.1 แสดงรูป3มิติแสดงชิ้นส่วนต่างๆที่นำมาใช้ในการคำนวณหาจุด CG. และตำแหน่งของจุด CG. ที่คำนวณได้	11
4.2 แสดงรูปด้านข้างที่แสดงตำแหน่งของจุด CG.	12
4.3 แสดงรูปด้านบนที่แสดงตำแหน่งของจุด CG.	12
4.4 แสดงรูปด้านหน้าที่แสดงตำแหน่งของจุด CG.	13
5 แสดงรูปการส่งถ่ายกำลังที่เฟืองโซ่เพื่อควบคุมการเดินหน้าถอยหลังของรถกระเช้า	19
6 แสดงรูปโครงสร้างที่ไม่คืดน้ำหนัก	23
7 แสดงรูปแรงที่กระทำกับล้อหน้า	24
8 แสดงรูปแรงที่กระทำกับล้อหลัง	26
9 แสดงรูปลักษณะรถกระเช้าของโครงการนปีการศึกษา 2537,2538	47
10 แสดงรูปส่วนต่างๆของรถกระเช้าจากประเทศญี่ปุ่น	49

บทที่ 1

บทนำ

รถกระเช้าเก็บผลไม้ เป็นเครื่องจักรกลทางการเกษตรชนิดหนึ่งที่จะช่วยอำนวยความสะดวกในการเก็บผลผลิตในที่สูงและผลผลิตที่เก็บได้จะมีความเสียหายน้อย

ความสูงที่สามารถเก็บผลผลิตได้คือ ผลรวมของความสูงของรถกระเช้าเก็บผลไม้ ความสูงของคนเก็บ และความยาวของอุปกรณ์ที่ใช้ร่วมในการเก็บ (ตะกร้อ) ปัจจัยที่มีผลต่อการใช้รถกระเช้าเก็บผลไม้

ปัจจัยที่มีผลต่อการใช้รถกระเช้าเก็บผลไม้

1. ผลผลิตที่จะเก็บต้องไม่สูงเกินกว่าความสูงที่สุดที่สามารถเก็บผลไม้ได้
2. ต้นไม้ที่มีพุ่มหนา ต้องมีผลผลิตอยู่ด้านนอกของพุ่ม
3. ระยะระหว่างต้นต้องให้รถกระเช้าวิ่งได้
4. สภาพพื้นสวนต้องไม่อ่อนเกินไปที่จะรับน้ำหนักรถ และมีสภาพค่อนข้างเรียบหรือไม่ขรุขระจนเกินไป

บทที่ 2

ทฤษฎีและหลักการการออกแบบ

2.1 การหาจุดศูนย์กลางมวลของโครงสร้าง (จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 3)

จุดศูนย์กลางมวล (CENTER OF MASS, G) หรือจุดศูนย์กลางความโน้มถ่วง (CENTER OF GRAVITY, CG) คือ จุดศูนย์รวมของแรงดึงดูด (น้ำหนัก, W) ของโลกที่กระทำต่อวัตถุ

ในกรณีที่วัตถุมีความหนาแน่นมวล (ρ) เท่ากันในทุก ๆ ส่วนของวัตถุ จุดศูนย์กลางมวล และจุดเซนทรอยด์ จะเป็นจุดเดียวกัน สมการสำหรับตำแหน่งจุดศูนย์กลางมวลคือ

$$\bar{X} = (\int X \, dm) / m$$

$$\bar{Y} = (\int Y \, dm) / m$$

$$\bar{Z} = (\int Z \, dm) / m$$

วัตถุที่มีความหนาแน่นมวล (ρ) เท่ากันในทุก ๆ ส่วนของวัตถุ ดังนั้นจุดเซนทรอยด์ ของรูปทรงต่างๆ สามารถหาได้ดังนี้

เส้น $dm = \rho A \, dL$, $m = \rho A \int dL = \rho AL$

$$\therefore \bar{X} = (\int X_c \, dL) / L$$

$$\bar{Y} = (\int Y_c \, dL) / L$$

$$\bar{Z} = (\int Z_c \, dL) / L$$

โดยที่ (\bar{X} , \bar{Y} , \bar{Z}) คือตำแหน่งของจุดเซนทรอยด์ของเส้นความยาว L

(X_c , Y_c , Z_c) คือตำแหน่งจุดเซนทรอยด์ของส่วนย่อยความยาว dL

พื้นที่ $dm = \rho t \, dA$, $m = \rho t \int dA = \rho tA$

$$\therefore \bar{X} = (\int X_c \, dA) / A$$

$$\bar{Y} = (\int Y_c \, dA) / A$$

$$\bar{Z} = (\int Z_c \, dA) / A$$

โดยที่ (\bar{X} , \bar{Y} , \bar{Z}) คือตำแหน่งของจุดเซนทรอยด์ของพื้นที่ A

(X_c , Y_c , Z_c) คือตำแหน่งจุดเซนทรอยด์ของส่วนย่อยพื้นที่ A

ปริมาตร $dm = \rho \, dV$, $m = \rho \int dV = \rho V$

$$\therefore \bar{X} = (\int X_c \, dV) / V$$

$$\bar{Y} = (\int Y_c \, dV) / V$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\bar{Z} = (\int Z_c dV) / V$$

โดยที่ $(\bar{X}, \bar{Y}, \bar{Z})$ คือตำแหน่งของจุด เซนทรอยด์ของปริมาตร V

(X_c, Y_c, Z_c) คือตำแหน่งจุด เซนทรอยด์ของส่วนย่อยปริมาตร V

จุดศูนย์กลางมวลของรูปทรงประกอบ

ในกรณีที่รูปทรงที่พิจารณาสามารถแยกออกได้เป็น รูปทรงย่อย ๆ ที่มีรูปทรงอย่างง่าย ๆ เช่น วงกลม , สามเหลี่ยม , สี่เหลี่ยม โดยใช้หลักของ Varignon

$$(m_1 + m_2 + m_3) \bar{X} = m_1 \bar{X}_1 + m_2 \bar{X}_2 + m_3 \bar{X}_3$$

โดยที่ m_1, m_2, m_3 คือมวลของรูปทรงย่อย

\bar{X} คือ x-Coordinate ของจุดศูนย์กลางมวลของรูปทรงประกอบ

$\bar{X}_1, \bar{X}_2, \bar{X}_3$ คือ x-Coordinate ของจุดศูนย์กลางมวลของรูปทรงย่อย

ในการทำงานเดียวกันสำหรับ y และ z-Coordinate เราจะได้ว่า

$$\bar{X} = \frac{\sum (m \bar{x})}{\sum (m)}$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum (m \bar{y})}{\sum (m)}$$

$$\bar{Z} = \frac{\sum (m \bar{z})}{\sum (m)}$$

2.2 ระบบการส่งกำลัง

2.2.1 ระบบการขับเคลื่อน

2.2.1.1 สายพานและล้อสายพาน ----- (จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 2)

สายพานลิ้มใช้ส่งกำลัง ได้มาก โดยต้องการแรงดึงขั้นต่ำในสายพานน้อยทั้งนี้เพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวกับร่องรูปลิ้มของล้อสายพานทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลทำให้สายพานทำงานอย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย และมีแรงดึงขั้นต่ำค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานในกรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นในร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มิเหตุฉุกเฉินก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้เป็นเบรกได้ด้วย

การขับเคลื่อนด้วยสายพานลิ้ม มีข้อดี คือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนั้นยังมีขนาดกระทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแบร็งของเพลลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไปจึงมักใช้ในการขับเคลื่อนด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับได้ โดยมีอัตราทดสูงประมาณ 7 : 1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10 : 1

2.2.1.2 โข่และเฟืองโข่

- โข่แบบโรลเลอร์ (Roller Chains) ซึ่งประกอบด้วยแผ่นต่อด้านในและด้านนอก

ยึดติดกันด้วยสลักและบุช โรลเลอร์ควรสวมอยู่กับบุชเมื่อใช้รับแรงมากอาจใช้แบบ 2 ชั้นหรือ 3 ชั้นในการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- **โซ่บุช (Bushed Chains)** โซ่ชนิดนี้แตกต่างกับโซ่ชนิดโรลเลอร์ ดังนั้นสามารถ ออกแบบให้บุชและสลักมีขนาดใหญ่ได้มากกว่าโซ่โรลเลอร์โดยที่ระยะพิตช์เท่ากัน โซ่บุชจึงรับ แรงได้มากกว่าและแข็งแรงกว่า แต่เนื่องจากการใช้งานจะเกิดเสียงดังและการสึกหรอมาก ดังนั้น โดยทั่วไปแล้วจึงนิยมใช้โซ่โรลเลอร์มากกว่าโซ่บุช

- **เฟืองโซ่** เส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์ของเฟืองโซ่ d คือเส้นผ่าศูนย์กลางของวงกลมที่ ลากผ่านจุดศูนย์กลางของข้อต่อโซ่ที่คล้องอยู่บนเฟืองโซ่ ซึ่งก็คือวงกลมที่ลากผ่านมุมของรูปหลาย เหลี่ยมที่เกิดขึ้นเนื่องจากโซ่คล้องบนเฟืองโซ่ เซอร์คิวลาพิตช์ P_c ของวงกลมพิตช์ซึ่งวัดตามส่วน โค้งของวงกลมพิตช์ จึงมีค่ามากกว่าระยะ P ของโซ่ สำหรับเฟืองโซ่เฟืองหนึ่งจึงมีมุมพิตช์ α เป็น ค่าคงที่ซึ่ง

$$\sin \alpha = P/d$$

ลักษณะของฟันเฟืองโซ่จะต้องทำให้การเคลื่อนที่ของโรลเลอร์เป็นไปได้อย่างสะดวก สำหรับโซ่ฟัน มี ฟันเป็นเส้นตรง มุมระหว่างฟันจะเท่ากับ 60° ปลายฟันจะทำให้มนเพื่อป้องกันการสึกหรอในการ ขับ

จากสมการหาจำนวนโซ่ ; X

$$X = (2C) / P + (Z+z) / 2 + ((Z-z) / 2\pi)^2 P / C$$

X = จำนวนข้อโซ่ (ต้องเป็นเลขคู่)

C = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเฟืองโซ่ (จากตาราง B-6)

P = ระยะพิตช์ของโซ่

z = จำนวนฟันบนพีเนียน

Z = จำนวนฟันบนเฟืองโซ่

เริ่มจากการกำหนดค่า C จากตารางหาจำนวนข้อโซ่ แล้ว หาค่า C ใหม่อีกครั้งจาก สมการ

$$C = P/4 [X - ((Z+z)/2) + \sqrt{ \{ X - ((Z+z)/2) \}^2 - 2 \{ (Z-z)/\pi \}^2 }]$$

2.2.1.3 เพลลา ----- (จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 1 หน้า 228-247)

พิจารณาแรงที่กระทำกับเพลลา แล้วหาขนาดที่เล็กที่สุดของเพลลาจาก

- ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด

$$\sigma_1, \sigma_2 = \{ (\sigma_y / 2) \pm [((\sigma_y / 2)^2 + \tau^2)]^{1/2} \}$$

โดยที่ $\sigma_1 = \pm \sigma_y / N$ ถ้า $|\sigma_1| > |\sigma_2|$

หรือ $\sigma_2 = \pm \sigma_y / N$ ถ้า $|\sigma_2| > |\sigma_1|$

- ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ จากสมการ $1/N = \{ [(\sigma_m / \sigma_y) + K_s (\sigma_s / \sigma_u)]^2 + [(\tau_m / \tau_y) + K_s (\tau_s / \tau_u)]^2 \}^{1/2}$ และเขียนด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้ $\sigma_m = \tau_a = 0$

ดังนั้น $1/N = [(K_f(\sigma_a/\sigma_n))^2 + (\tau_m/\tau_y)^2]^{1/2}$

โดยที่ $\tau_y = \sigma_y / 2$

- ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล

$1/N = [(K_f(\sigma_a/\sigma_n))^2 + (\tau_m/\tau_y)^2]^{1/2}$

โดยที่ $\tau_y = \sigma_y / \sqrt{3} = 0.577\sigma_y$

ความเค้นคด $\sigma_a = (32M) / (\pi d^3 (1-k^2))$

ความเค้นเฉือน $\tau_m = 16T / \pi d^3 (1-k^4)$

$\tau_y =$ Yield Strenght เปิดได้จากตาราง C-1

เพลาดันใช้ $k = 0 ; (k = d_1 / d)$

เพลาลูกเบี้ยวต้องมีขนาดใหญ่กว่า เพลาลูกเบี้ยวที่เล็กที่สุดที่ได้จากการคำนวณทั้ง 3 ทฤษฎี

2.2.1.4 ลิ้มและสลัก ----- (เอกสารอ้างอิงข้อที่ 1 หน้า 197-222)

ชิ้นส่วนที่ต้องส่ง-รับกำลังจากเพลาลูกเบี้ยวจะต้องยึดแน่นให้หมุนไปพร้อมกับเพลาลูกเบี้ยวส่วนนี้อาจส่งแรงบิดและมีการถอดประกอบบ่อยครั้ง ดังนั้นจึงมักจะยึดติดกับเพลาลูกเบี้ยวโดยใช้ลิ้ม ลิ้มเป็นแท่งโลหะที่ใส่ไว้ในร่องของชิ้นส่วนทั้งสองที่ยึดติดอยู่ด้วยกัน ซึ่งเรียกว่าร่องลิ้ม ฉะนั้นชิ้นส่วนที่ต้องนำมายึดติดกับเพลาลูกเบี้ยวและเพลาลูกเบี้ยวเองจำเป็นต้องทำร่องลิ้มไว้เพื่อใส่ลิ้ม ลิ้มทำหน้าที่ในการป้องกันการเกิดการหมุนสัมพัทธ์ขึ้นระหว่างชิ้นส่วนทั้งสอง ในบางครั้งยังอาจใช้ลิ้มทำหน้าที่กันมิให้เกิดการเคลื่อนที่ในแนวแกนของเพลาลูกเบี้ยว การตัดร่องลิ้มบนเพลาลูกเบี้ยวทำให้ความแข็งแรงของเพลาลูกเบี้ยวลดลง ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดของร่องลิ้ม ดังนั้นการเลือกใช้ลิ้มจึงมีหลายลักษณะซึ่งขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่าง เช่น กำลังที่จะส่ง ชนิดของพิสัยความถี่ ความมั่นคงของรอยต่อ และราคา ส่วนในการส่งกำลังน้อยๆ อาจใช้หมุดเกลียวปรับ (Set Screw) ขันยึดชิ้นส่วนติดกับเพลาลูกเบี้ยวได้โดยตรงโดยไม่จำเป็นต้องใช้ลิ้ม แต่โดยมากมักใช้ลิ้มยึด การใช้หมุดเกลียวปรับมักใช้ยึดลิ้มติดกับร่องลิ้มบนเพลาลูกเบี้ยว เพื่อป้องกันชิ้นส่วนเลื่อนตัวในแนวแกนของเพลาลูกเบี้ยว และลิ้มสามารถแบ่งได้ดังนี้คือ

1. ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้า และ ลิ้มสี่เหลี่ยมจตุรัส องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศกำหนดขนาดมาตรฐานของลิ้มชนิดนี้ไว้ใน ISO/R773 ลิ้มชนิดนี้จะฝังอยู่ในเพลาลูกเบี้ยวหนึ่ง และฝังในคอกของเฟือง(Hub) ล้อสายพานหรือข้อเหวี่ยงอีกประมาณครึ่งหนึ่งของความหนาลิ้มมักใช้กับเครื่องจักรอุตสาหกรรมทั่วไป

2. ลิ้มสี่เหลี่ยมผืนผ้าและลิ้มสี่เหลี่ยมจตุรัสมีพื้นที่หน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและรูปสี่เหลี่ยมจตุรัสตามลำดับ ถ้ามีหน้าตัดเท่ากันตลอดความยาวจะเรียกว่า เฟิเยเชอร์คีย์ (Feather Key) มักไม่วางกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้กับงานที่ต้องการให้คุมล้อเลื่อนไปบนเพลลาได้ เพียงแต่ป้องกันไม่ให้เกิดการหมุนสัมพัทธ์เท่านั้น บางครั้งอาจต้องยึดลิ่มติดกับเพลลาด้วยเกลียวปรับด้วย เช่น ในชุดมูเลย์ที่ส่งกำลังจากเครื่องไปยังชุดเพลลาหลักขับเคลื่อน เป็นต้น

2.2.1.5 แบริ่ง

แบริ่งที่ใช้เป็นแบบ เม็คกลมร่องลึก (เป็นแบริ่งประเภทโรลลิงแบริ่ง) ซึ่งมักใช้ในการทำงานได้หลายรูปแบบ ตัวร่องที่ทำงานจะอยู่ในแต่ละด้านของวงแหวนด้านใน และวงแหวนด้านนอกของดรัมลูกปืน ที่มีคุณสมบัติในการในการรับแรงรวมคือแรงในแนวแกนและแนวรัศมีได้ ดังรูป



รูปที่ 1 แบริ่งแบบเม็คกลมร่องลึก

เป็นแบบ โรลลิงแบริ่ง ซึ่งมีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง ซึ่งมีค่าความเสียดทานน้อยมากเมื่อเทียบกับ เจอร์นัลแบริ่ง

ข้อดีของ โรลลิงแบริ่งเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. มีความเสียดทานขณะสตาร์ทน้อยจึงเหมาะสำหรับเครื่องจักรกลที่มีการเดินเครื่องและหยุดเครื่องบ่อยครั้ง

2. ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา

3. ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย

4. ใช้เนื้อที่ทางด้านแกนน้อย

5. สามารถรับแรงดุด และแรงในแนวรัศมีได้พร้อมกันยกเว้นแบบลูกกลิ้งทรงกระบอก

6. สามารถที่จะทราบได้ว่าแบริ่งกำลังจะเสียโดยการสังเกตจากเสียงดังที่ผิดปกติ

7. สามารถรองรับเพลลาในตำแหน่งใดๆ ได้ เช่น เพลลาที่เอียงทำมุมกับแนวระดับ

8. มี CLEARANCE น้อยมากจึงเหมาะกับงานที่ต้องการความละเอียดแม่นยำ

9. ทำการติดตั้งง่าย

ข้อเสียของ โรลลิงแบริ่งเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. ใช้เนื้อที่ในแนวรัศมีมากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสาร 2. โดยปกติแล้วราคาแพงกว่าเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ขณะทำงานมีเสียงดังกว่า

4. อายุการใช้งานสั้นกว่าเนื่องจากความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าสูง

2.2.2 ระบบการยกของกระเช้า (ระบบไฮดรอลิก)

- ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก

ถังพักน้ำมันไฮดรอลิกมีหน้าที่หลักๆ คือ

1. เป็นที่เก็บและพักน้ำมัน โดยที่จะต้องมียกขนาดใหญ่เพียงพอที่จะเก็บและสำรองจำนวนน้ำมันให้เพียงพอที่จะจ่ายให้ระบบให้หมด โดยรักษาระดับความดันเท่าบรรยากาศ โดยที่จำนวนน้ำมันที่เพียงพอจะต้องพิจารณาถึงจำนวนที่ต้องใช้ในการดันลูกสูบให้เคลื่อนที่ออกจนสุด หรือจำนวนที่ต้องป้อนให้กับมอเตอร์ไฮดรอลิกที่ความเร็วรอบสูงสุดที่ต้องการ โดยจะต้องไม่ให้ น้ำมันไฮดรอลิกขาดช่วงซึ่งจะทำให้มีอากาศบางส่วนเข้าไปยังระบบจึงอาจทำให้อุปกรณ์ต่าง ๆ ทำงานผิดพลาดได้และบางทีอาจเกิดการเสียหายได้

2. เป็นที่ขจัดสิ่งสกปรกต่างๆ และน้ำที่ปนมากับน้ำมัน เพราะสิ่งเหล่านี้อาจทำให้อุปกรณ์ในระบบเกิดการเสียหายได้ ดังนั้นถังพักน้ำมันไฮดรอลิกจึงจำเป็นต้องมีส่วนที่คอยดักและกรองน้ำหรือ ตะกอนด้วย

3. เป็นที่ระบายความร้อนของน้ำมันในระบบ ความร้อนนี้เกิดจากการสูญเสียกำลังงานในระบบ เช่นการสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานในกระบอกสูบ และการสูญเสียกำลังงานของการไหลที่วาล์วต่างๆ ท่อและข้อต่อ เมื่อน้ำมันไหลผ่าน วาล์วต่างๆ ที่สูญเสียไปจะเปลี่ยนไปในรูปของความร้อน

4. เป็นที่ขจัดฟองอากาศ เมื่อน้ำมันไหลกลับถังพัก จะเกิดฟองอากาศละลายผสมกับน้ำมัน และเมื่อไหลลงสู่ถังพักแล้ว ถังพักจะมีเนื้อที่ว่างของอากาศเหนือผิวน้ำมันซึ่งมีความดันเท่ากับความดันบรรยากาศ เพื่อรับการขยายตัวของน้ำมัน และรับฟองอากาศที่แทรกอยู่ในน้ำมัน

- ตัวกรอง (FILTER) จะอยู่ในถังพักน้ำมันทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรกที่ออกมาจากระบบ ไม่ให้กลับเข้าไปในระบบอีก

- **ปั๊มไฮดรอลิก** เป็นอุปกรณ์ต้นกำลังของระบบไฮดรอลิก การเลือกขนาดของปั๊มไฮดรอลิก ต้องมีอัตราการไหลโดยปริมาตร (Q) ไม่น้อยกว่าความต้องการน้ำมันไฮดรอลิกของระบบ ความเร็วรอบต้องเหมาะสมกับเครื่องยนต์ต้นกำลังที่ใช้

- **สายน้ำมันไฮดรอลิกและข้อต่อสาย** สายน้ำมันไฮดรอลิกมีทั้งสายอ่อนและสายแข็งซึ่งจะต้องทนแรงดันสูงได้ดีไม่มีการรั่วซึมระหว่างข้อต่อ ขนาดต้องไม่เล็กเกินไป จนทำให้เกิดการสูญเสีย (loss) ในสายน้ำมันไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- กระจกบอกลูกไฮดรอลิก กระจกบอกลูกไฮดรอลิกมีหน้าที่รับน้ำมันที่ส่งมาจากปั๊มและวาล์วควบคุมต่างๆ เพื่อเปลี่ยนกำลังงานไฮดรอลิกเป็นกำลังงานกล สามารถแบ่งกระจกบอกลูกได้เป็น 2 ชนิด คือ
 - กระจกบอกลูกทำงานสองทาง
 - กระจกบอกลูกทำงานทางเดียว

1. กระจกบอกลูกทำงานสองทาง - กระจกบอกลูกมาตรฐานส่วนใหญ่เป็นกระจกบอกลูกแบบสองทางโดยจะปิดทั้งด้านหัวและด้านท้ายไม่ให้มีการรั่ว และมีซีลป้องกันรั่วที่ก้านสูบอีกชั้นหนึ่ง โดยมีการทำงานดังนี้ เมื่อน้ำมันเข้าสู่กระจกบอกลูกด้านหนึ่งจะดันลูกสูบให้เลื่อนไปอีกด้าน ในขณะที่น้ำมันที่ด้านนี้ก็จะถูกลูกสูบดันกลับสู่ถังพักที่ความดันบรรยากาศหรือความดันต่ำ การทำงานเช่นนี้จะเกิดขึ้นสลับกันทั้ง 2 ด้านทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่กลับไปกลับมา โดยมีวาล์วควบคุมทิศทางเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่เปลี่ยนทิศทางการไหลของน้ำมันที่ป้อนให้แก่กระจกบอกลูก

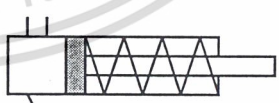
2. กระจกบอกลูกทำงานทางเดียว - กระจกบอกลูกชนิดนี้มีด้านกำลังเพียงด้านเดียวส่วนด้านที่ไม่ได้ให้กำลังเป็นรูต่อระบายขนาดเล็ก เพื่อระบายอากาศที่เข้ามาในกระจกบอกลูกตอนก้านสูบเลื่อนที่เข้า โดยทั่วไปใช้กับงานเบาๆ กระจกบอกลูกชนิดทำงานทางเดียวมีลักษณะการถอยกลับของลูกสูบอยู่ 2 แบบ คือ

-แบบลูกสูบถอยกลับด้วยแรงภายนอก ในจังหวะกลับ ลูกสูบจะกลับตำแหน่งเดิมโดยอาศัยแรงจากน้ำหนักหรือจากแรงอื่นภายนอก ดังรูปด้านล่าง

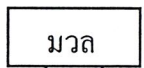
-แบบลูกสูบถอยกลับด้วยแรงสปริง สปริงในกระจกบอกลูกเป็นตัวดันลูกสูบกลับสู่ตำแหน่งเดิม ดังรูป โดยสปริงจะต้องเอาชนะแรงเสียดทานภายใน และดันน้ำมันออกจากกระจกบอกลูกกลับไปยังถังพัก



ลูกสูบแบบทำงานสองทาง

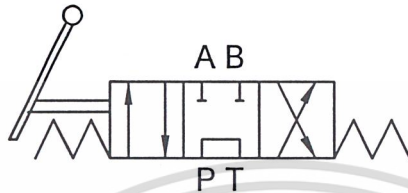


ลูกสูบแบบทำงานทางเดียวแบบใช้สปริงดันกลับ



ลูกสูบแบบทำงานทางเดียวโดยใช้น้ำหนักในการดันลูกเคลื่อนเข้าที่เดิม

- วาล์ว วาล์วควบคุมการทำงานของกระบอกไฮดรอลิกที่ใช้ในโครงการนี้เป็น วาล์วชนิด 4 ทิศทาง 3 ตำแหน่ง ช่องต่อคู่หนึ่งต่อถึงกันอีกคู่หนึ่งถูกปิด ซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 วาล์วควบคุมการทำงาน แบบ 4/3

- หลักการของการรักษาระดับของกระเช้า

การรักษาระดับของกระเช้าให้ขนานกับพื้นอยู่ตลอดเวลา ไม่ว่าจะยกกระเช้าสูงจากพื้นเท่าไร ใช้หลักการง่ายๆของกลไก 4-ข้อต่อ (Four-bar linkage) ซึ่งกลไกนี้จะประกอบด้วย ข้อต่อ 4 ข้อมาเข้าคู่กันแบบหมุน 4 คู่ โดยมี ข้อต่อ 1 เป็นข้อต่อที่อยู่กับที่

ข้อต่อ 2 เป็นตัวขับ (driver)

ข้อต่อ 4 เป็นตัวตาม (follower)

ข้อต่อ 3 เป็นก้านส่งต่อ (coupler หรือ connecting rod) ซึ่งจะ
เป็นตัวส่งทอดการเคลื่อนที่ จากข้อต่อ 2 ไปยังข้อต่อ 4

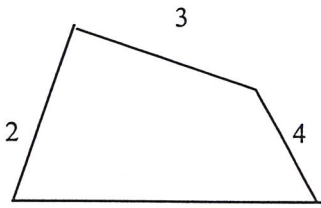
กลไก 4-ข้อต่อแบ่งได้เป็น

1. กลไก 4-ข้อต่อแบบเปิด (opened four-bar)

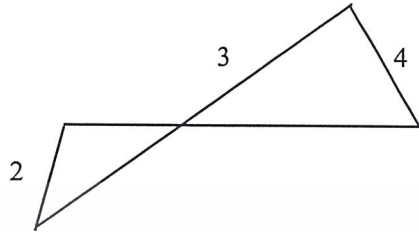
2. กลไก 4-ข้อต่อแบบไขว้กัน (crossed four-bar).

การนำกลไก 4-ข้อต่อมาใช้นั้นจะใช้ข้อต่อแบบเปิด

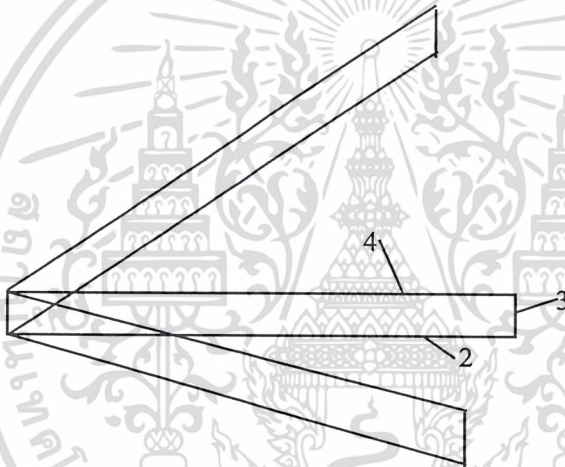
โดยรูปลักษณะของ การรักษาสมดุลย์ของกระเช้าอยู่ในรูปที่ 3



ลักษณะ 4-BAR แบบ OPENED



ลักษณะ 4-BAR แบบ CROSS



ลักษณะของ 4-BAR ที่ใช้

รูปที่ 3 การรักษาระดับของรถกระเช้า

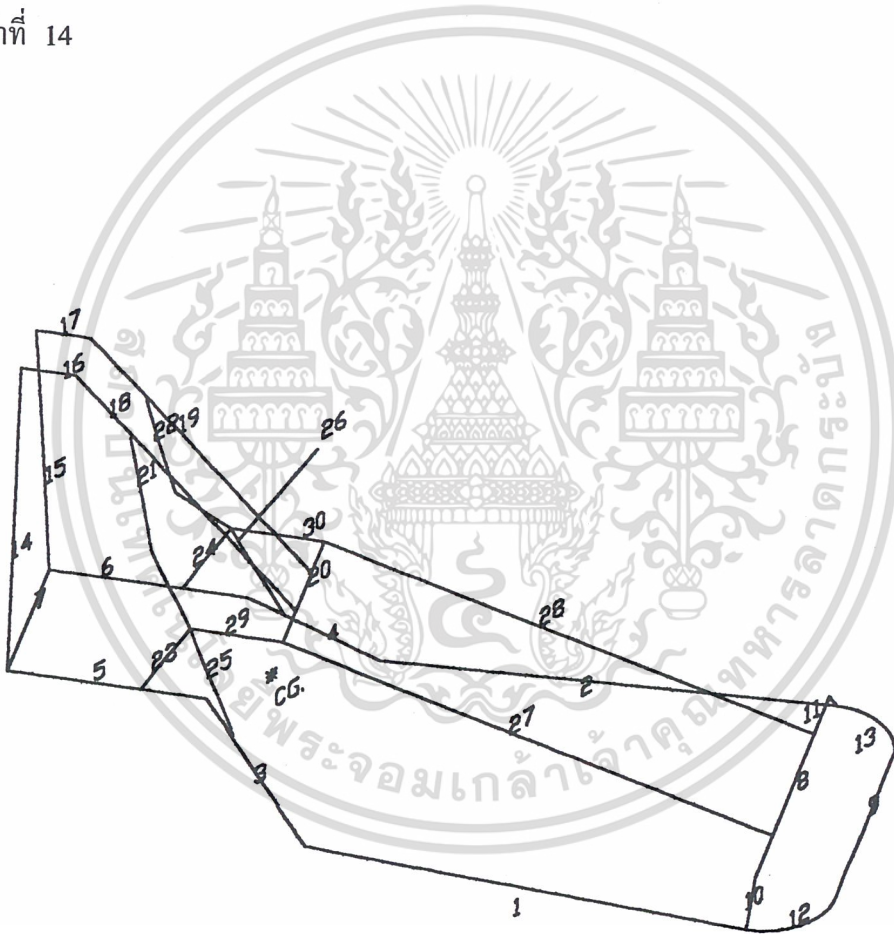
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การคำนวณ และการสร้าง

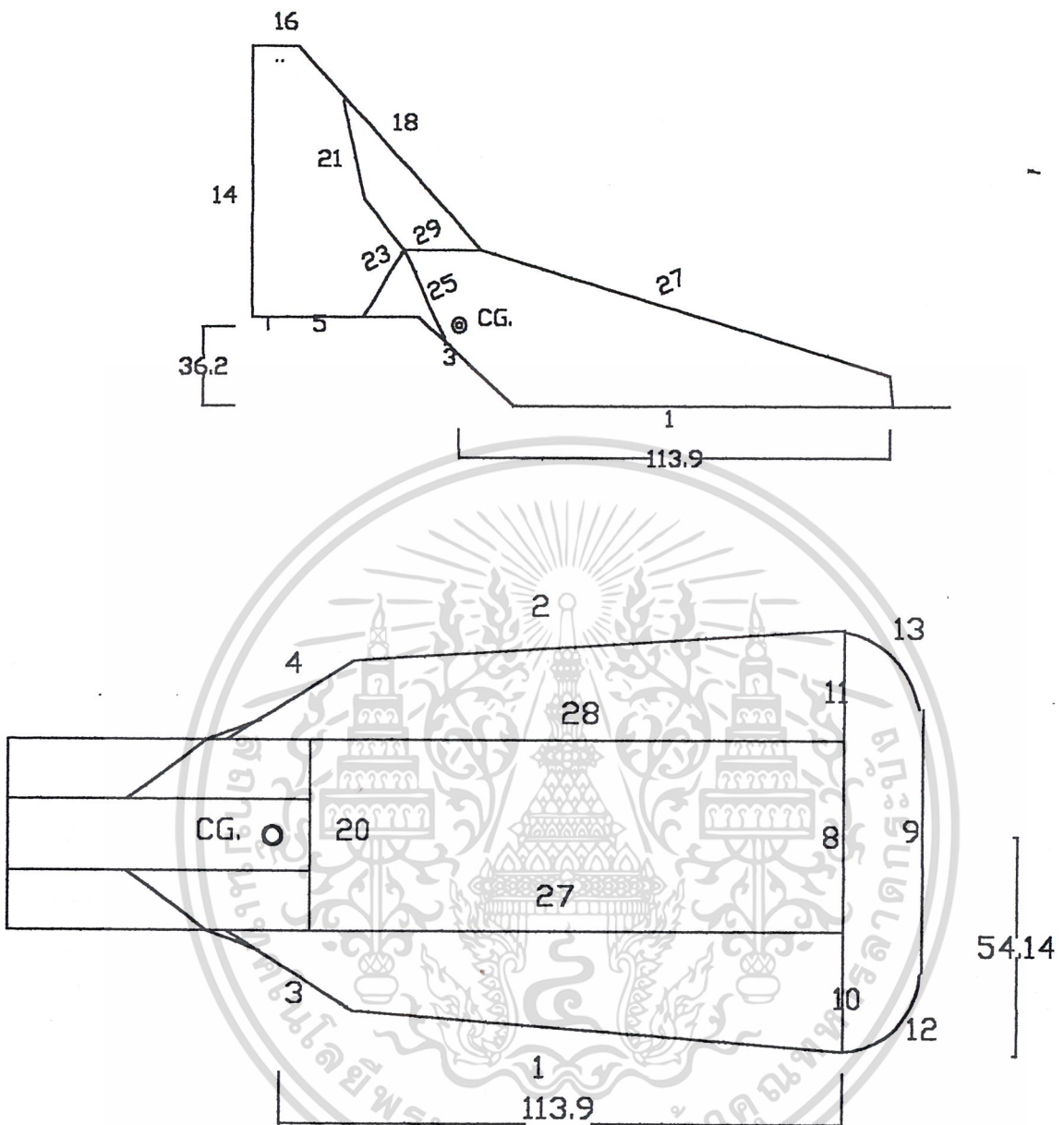
3.1 การคำนวณหาจุด CG ของรถกระเช้า ----- (จากทฤษฎีหน้าที่ 2-3)

การคำนวณหาจุด CG. ใช้โปรแกรม excel ช่วยในการคำนวณโดยจะได้ค่าต่าง ๆ ดังตาราง
ใน หน้า ที่ 14



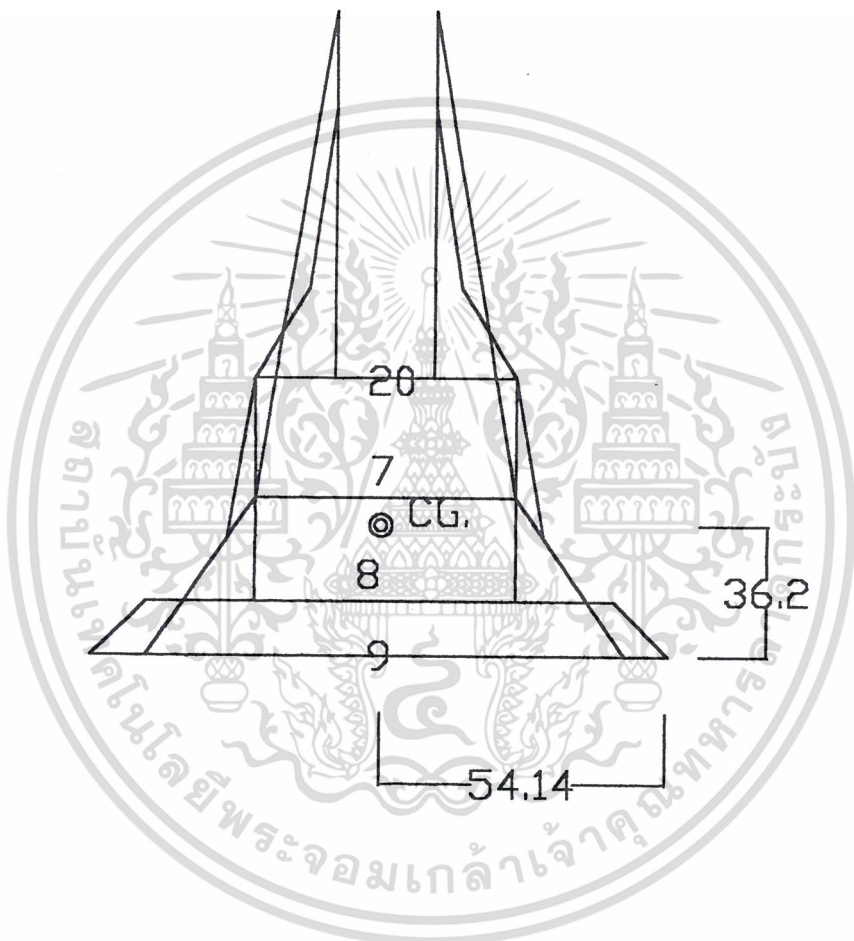
รูปที่ 4.1 เป็นภาพ 3 มิติ แสดงชิ้นส่วนต่าง ๆ ที่นำมาใช้คำนวณหาจุด CG.
และตำแหน่งของจุด CG. ที่คำนวณได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า.
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



- รูปที่ 4.2 (ภาพบน) เป็นภาพด้านข้างที่แสดงตำแหน่งของจุด CG.
 รูปที่ 4.3 (ภาพล่าง) เป็นภาพด้านบนที่แสดงตำแหน่งของจุด CG.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 เป็นภาพด้านหน้าที่แสดงตำแหน่งของจุด CG.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชิ้นส่วนที่	X	Y	Z	I	XI	YI	ZI
1	5.00	61.5	0	123.4	617	7589.1	0
2	103	61.5	0	123.4	12710.2	7589.1	0
3	20	139	14.5	47.6	952	6616.4	690.2
4	88	139	14.5	47.6	4188.8	6616.4	690.2
5	30	182	29	55	1650	10010	1595
6	78	182	29	55	4290	10010	1595
7	54	210	29	48	2592	10080	1392
8	54	0	10	88	4752	0	880
9	54	-20	0	68	3672	-1360	0
10	5	0	5	14.14	70.7	0	70.7
11	103	0	5	14.14	1456.42	0	70.7
12	98	-10	0	28.28	2771.44	-282.8	0
13	28	-10	0	28.28	791.84	-282.8	0
14	37.5	210	73.5	90.25	3384.375	18952.5	6633.375
15	70.5	210	73.5	90.25	6362.625	18952.5	6633.375
16	45	203	118	15	675	3037.5	1770
17	63	203	118	15	945	3037.5	1770
18	45	165	84.5	90.6	4077	14903.7	7655.7
19	63	165	84.5	90.6	5707.8	14903.7	7655.7
20	46	134	51	33	1518	4422	1683
21	37.5	162	67.75	36.98	1386.75	6000.005	2505.395
22	70.5	162	67.75	36.98	2607.09	6000.005	2505.395
23	30	167	40	25.55	766.5	4254.075	1022
24	78	167	40	25.55	1992.9	4254.075	1022
25	25	150	32.75	43.28	1082	6470.36	1417.42
26	83	150	32.75	43.28	3592.24	6470.36	1417.42
27	30	67	30.5	140.13	4203.9	9388.71	4273.965
28	78	67	30.5	140.13	10930.14	9388.71	4273.965
29	30	147	51	26	780	3822	1326
30	78	147	51	26	2028	3822	1326
			Total	1709.4	92553.72	194665.1	61874.51

จุด CG. ที่ได้

$$X^* = 54.14$$

$$Y^* = 113.9$$

$$Z^* = 36.2$$

X,Y,Z เป็นจุดกึ่งกลางของชิ้นส่วนต่าง ๆ

I เป็นมวลต่อหน่วยความยาวของชิ้นส่วนต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 การคำนวณหาขนาดของสายพานและล้อสายพาน

การคำนวณทางด้านการส่งกำลังโดยสายพานลิ่มจะใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง PITCH ของล้อสายพาน d_p เป็นพื้นฐานและในที่นี้ก็เป็นวิธีการเลือกขนาดสายพานลิ่ม ตามคำแนะนำของบริษัทผู้ผลิต

ในการเลือกขนาดของล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่ทำได้ ขนาดของล้อสายพานไม่ควรจะเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตารางมาตรฐานสายพาน แต่ข้อควรระวังก็คือขณะใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงเกิน 30 m/s

การเลือกขนาดของสายพานลิ่มจะแตกต่างไปจากสายพานแบนเล็กน้อยคือ จะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ่มที่ต้องการใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่างๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ่มหาได้จากสมการ

$$Z = (W_p \times N_s) / (P_R \times N_u \times N_l) \text{ ----- (จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 2 หน้า 288)}$$

โดยที่ Z = จำนวนเส้นของสายพานลิ่ม

W_p = พลังงานที่ต้องการส่ง

N_s = ตัวประกอบใช้งานสามารถหาได้จากตารางตัวประกอบใช้งาน

P_R = กำลังที่สายพานลิ่ม 1 เส้นส่งได้ สามารถหาได้จากตาราง A-5

N_u = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัสสามารถหาได้จากตารางตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส A-4

N_l = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพานสามารถหาได้จากตารางตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน A-5

3.2.1 คำนวณสายพาน

เลือกใช้สายพานลิ่มเพราะใช้ส่งกำลังได้มากโดยใช้แรงดึงขั้นต้นในสายพานน้อยเพราะผลมาจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียกว่าร่องรูปลิ่มของสายพานทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง

(ช่วงแรก) จำนวนของสายพานลิ่ม

$$Z = (W_p \times N_s) / (P_R \times N_u \times N_l)$$

กำลังทั้งหมด

$$W_p = 5.5 \times (746 / 1000)$$

$$= 4.103 \text{ kw}$$

เครื่องยนต์ที่ใช้เป็นเครื่องยนต์เก่า กำหนดให้ประสิทธิภาพลดลง 10 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉะนั้นกำลังทั้งหมดของเครื่องยนต์ ; W_{total}

$$\begin{aligned} W_{total} &= 4.103 \times (90/100) \\ &= 3.6927 \text{ kw} \end{aligned}$$

จากตาราง A-3 ตัวประกอบใช้งาน $N_s = 1.1$

ดังนั้น

$$\begin{aligned} W_p \times N_s &= 1.2309 \times 1.1 \quad (W_p = W_{total} / 3 \text{ (เกิดจากการแบ่งกำลังไปยังล้อ 2ข้างและปั๊ม)}) \\ &= 1.35399 \text{ kw} \end{aligned}$$

จากรูป A-6 เลือกลายพานหน้าตัด B

เลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานเล็ก จากตาราง A-7 ได้ $d_{p \text{ min}} = 71 \text{ mm.}$

จากขนาดของล้อสายพานที่หาได้ง่าย และให้ได้อัตราทดที่เหมาะสมเลือกใช้

$$d_p = 76.2 \text{ mm. (3 นิ้ว)}$$

และขนาดของล้อสายพานใหญ่ ; D_p

$$D_p = 177.8 \text{ mm. (7 นิ้ว)}$$

อัตราทด ; m_w

$$\begin{aligned} m_w &= D_p / d_p \\ &= 177.8 / 76.2 \\ &= 2.33 \end{aligned}$$

ฉะนั้นความเร็วรอบของสายพานตัวตาม

$$\begin{aligned} &= 2200 / 2.33 \\ &= 944.206 \text{ รอบ ต่อ นาที} \end{aligned}$$

กำหนดให้เกิดการ SLIP บนสายพานได้ 2% (2% - 5%)

ความเร็วรอบของล้อสายพานตัวตาม

$$\begin{aligned} &= 944.206 - (944.206 \times 2) / 100 \\ &= 944.206 - 18.88412 \\ &= 925.32 \approx 925 \text{ รอบ ต่อ นาที} \end{aligned}$$

การคำนวณระยะห่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้ใช้

ดังนี้ คือ

$$\begin{aligned} C_{max} &= 2 (d_p + D_p) \\ &= 2 (76.2 + 177.8) \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 508 \text{ mm.}$$

$$\begin{aligned} C_{\min} &= 0.7(d_p + D_p) \\ &= 0.7(76.2 + 177.8) \\ &= 177.8 \text{ mm.} \end{aligned}$$

เลือกใช้ $C = 450 \text{ mm.}$

หาความยาวพิตช์โดยประมาณ จากสมการต่อไปนี้

$$\begin{aligned} L_p &\cong 2C + 1.57(D + d) + ((D - d)^2 / 4C) \text{---(จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 2 หน้า 285)} \\ &= 2(450) + 1.57(177.8 + 76.2) + ((177.8 - 76.2)^2 / (4 \times 450)) \\ &= 900 + 398.78 + 5.73 \\ &= 1304.51 \text{ mm.} \end{aligned}$$

จากตาราง A-5 เลือกใช้สายพาน $L_p = 1282 \text{ mm.}$

ระยะห่างระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางคำนวณได้จากสมการ

$$C = P + \sqrt{P^2 - q} \text{-----(จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 2 หน้า 286)}$$

โดยที่

$$\begin{aligned} P &= 0.25 L_p - 0.393 (D_p + d_p) \\ &= 0.25 (1282) - 0.393 (177.8 + 76.2) \\ &= 320.5 - 99.82 \\ &= 220.68 \end{aligned}$$

และ

$$\begin{aligned} q &= 0.125 (D_p - d_p)^2 \\ &= 0.125 (177.8 - 76.2)^2 \\ &= 1290.32 \\ C &= 220.68 + \sqrt{220.68^2 - 1290.32} \\ &= 438.42 \text{ mm.} \\ &\approx 440 \text{ mm.} \end{aligned}$$

ส่วน โคนึงสัมผัส

$$(D_p - d_p) / C = (177.8 - 76.2) / 440 = 0.231$$

จากตาราง A-4 ตัวประกอบแก้ไขส่วน โคนึงสัมผัส

$$N_a = 0.98 \text{ (ส่วน โคนึงสัมผัส } \alpha = 170 \text{)}$$

จากตาราง A -3 ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$N_1 \approx 0.95$$

สำหรับล้อยายพาน $d_p = 76.2 \text{ mm}$, อัตราทด 2.33

และ $n = 2200 \text{ rpm}$ จาก ตาราง A-5 (ค่าไม่มีใช้การประมาณ)

$$P_R = 1.28 \text{ kw / เส้น}$$

แทนค่าได้

$$\begin{aligned} Z &= (3.6927 \times 1.1) / (1.28 \times 0.98 \times 0.95) \\ &= 3.4 \end{aligned}$$

ฉะนั้น ต้องใช้สายพาน 4 เส้น แต่ใช้เพียง 1 เส้น เพราะใช้สายพานแบบฟันปลา ซึ่งมีประสิทธิภาพดีกว่าสายพานแบบธรรมดา

จากสมการ ของมุมสัมผัสของสายพาน -----(เอกสารอ้างอิงข้อที่ 2 หน้า 256)

$$\begin{aligned} \alpha &= \pi - 2 \sin^{-1} ((D_p - d_p) / 2C) \text{ rad} \\ &= \pi - 2 \sin^{-1} ((177.8 - 76.2) / (2 \times 440)) \text{ rad} \\ &= 166.74^\circ \end{aligned}$$

ความเร็วสายพาน ; v

$$\begin{aligned} v &= \pi \times d_p \times n \\ &= \pi \times (50/1000) \times (2200/60) \\ &= 5.76 \text{ m/s} \end{aligned}$$

แรงดึงสายพานขณะส่งกำลัง

$$\begin{aligned} F &= W_p / v \\ &= 1.37 / 5.76 \\ &= 0.24 \text{ N} \end{aligned}$$

จากตาราง A-1 ได้ $k_1 = 1.5$ (ทำงานปานกลาง)

จากตาราง A-2 ได้ $k_2 = 0.385$ (หน้าตัดคล้ายสายพาน B)

จากสมการ (หาแรงดึงขึ้นในสายพาน) ; F_1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$\begin{aligned} F_i &= (k_1 F + Z k_2 v^2) \sin (\alpha / 2) \text{ ----(เอกสารอ้างอิงข้อที่ 2 หน้า287)} \\ &= (1.5 \times 0.24) + (4 \times 0.385 \times 5.76^2) \sin (166.74^\circ / 2) \\ &= 132.18 \text{ N} \end{aligned}$$

ช่วงที่ 2 และ 3 ไม่มีการทศรอบ ($n_1 = n_2$)

กำหนดให้ประสิทธิภาพในการส่งกำลังลดลง 10 %

ฉะนั้นเพลาส่งกำลังจะมีกำลัง

$$\begin{aligned} W_{\text{total}} &= 3.6927 - ((3.6927 \times 10) / 100) \\ &= 3.32 \end{aligned}$$

กำหนดให้เครื่องยนต์แบ่งกำลังไปยังล้อข้างละ 1 ส่วน และปั๊ม 1 ส่วน

ฉะนั้นจะส่งกำลังไปที่ล้อข้างละ

$$\begin{aligned} W_p &= 3.32 / 3 \\ &= 1.106 \text{ kw} \end{aligned}$$

จากรูป A-6 เลือกใช้สายพานหน้าตัด A

อัตราทด; $m_w = 1$

$$d_p = D_p = 101.6 \text{ mm. (4 นิ้ว)}$$

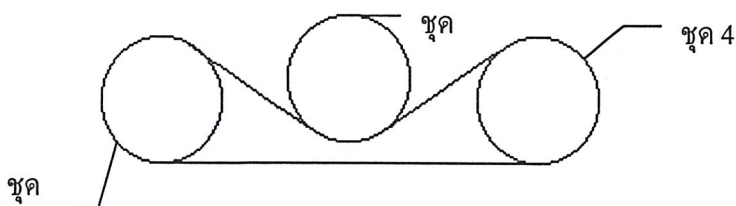
คำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพาน

$$\begin{aligned} C_{\text{max}} &= 2 (d_p + D_p) \\ &= 2 (101.6 + 101.6) \\ &= 406.4 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{\text{min}} &= 0.7 (d_p + D_p) \\ &= 0.7 (101.6 + 101.6) \\ &= 142.24 \text{ mm.} \end{aligned}$$

ส่วนจะเลือกใช้ค่าใดนั้นขึ้นอยู่กับ ชุดส่งกำลังชุดถัดไป (ชุดเกียร์)

สำหรับการส่งกำลังช่วงต่อไป จะเป็นการส่งกำลังจากล้อสายพานไปยัง โซ่ที่อยู่บนเพลานเดียวกัน ซึ่งการส่งถ่ายกำลังของโซ่ชุดนี้จะเป็นไปดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 แสดงการส่งถ่ายกำลังที่เฟืองโซ่เพื่อควบคุมการเดินหน้าถอยหลังของรถกระเช้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

038644

จากรูปที่ 5 ให้อัตราทดเท่ากับ 1 : 1 คือขนาดของเฟืองโซ่ทั้ง 3 เท่ากัน ซึ่งระยะห่างของเฟืองโซ่แต่ละงานต้องมากกว่า 100 mm. และกำหนดให้ระยะห่างระหว่าง ศูนย์กลางของเฟืองโซ่ 100 mm.ค่าระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานของชุด 2 และชุด 3 กำหนดให้เท่ากับ 350 และ 400 และใช้สายพาน 1 เส้น ความยาวต้องมากกว่า $d_p/2 + D_p/2 + 2C$ เพราะมีการใช้ลูกตะจิงต้องเผื่อความยาวเพื่อเวลาที่ลูกตะจิงไม่ได้ทำงานด้วย มิฉะนั้นจะควบคุมการเคลื่อนที่เดินหน้าถอยหลังไม่ได้

จากความยาวของรถ เลือกว่าระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของล้อสายพาน (C) เท่ากับ 44 และ 51 cm.

จากรูปข้างต้นให้อัตราทดเท่ากับ 1 : 1 คือขนาดของเฟืองโซ่ทั้ง 3 เท่ากัน

3.2.2 การส่งกำลัง -----(จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 2 หน้า 308-340)

- แรงในแนวสัมผัส

ในการส่งกำลังถ้าโซ่รับแรงสม่ำเสมอเฟืองโซ่หมุนด้วยความเร็วคงที่ โซ่จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ V และมีแรงในแนวสัมผัส F_t ซึ่งจะหาได้จากกำลังที่ส่ง W_p หรือโมเมนต์บิดที่ต้องการส่ง T ความเร็วรอบของโซ่หาได้จาก

$$v = \pi d n = p_c \cdot z_n \cdot n \approx p \cdot z \cdot n$$

ดังนั้นแรงในแนวสัมผัส

$$F_t = W_p / v$$

หรือ

$$F_t = 2\pi n T / v = 2\pi n T / p z n = 2\pi T / p z = 2T / d$$

โดยที่

$$F_t = \text{แรงในแนวสัมผัส}$$

$$W_p = \text{กำลังงาน}$$

$$T = \text{โมเมนต์บิด}$$

$$V = \text{ความเร็วรอบของเฟืองโซ่}$$

$$Z = \text{จำนวนฟันของเฟืองโซ่}$$

$$n = \text{ความเร็วรอบของเฟืองโซ่}$$

- แรงหนีศูนย์กลาง

ในขณะที่ส่งกำลังที่ข้อต่อของเฟืองโซ่จะมีแรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมีของเฟืองโซ่ F_c ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$F_c = mr\omega^2 = mv^2/r = (w/g)v^2 \times 2\sin \alpha$$

โดยที่ $F_c =$ แรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมี

$w =$ น้ำหนักโซ่ต่อความยาว 1 เมตร

และความยาวโซ่ $= 2r \sin \alpha$

เมื่อยกแรงนี้ออกเป็นแรงย่อยในแนวของข้อต่อโซ่ F_{ct} จะได้ว่า

$$0.5 F_c / F_{ct} = \sin \alpha$$

ดังนั้น

$$F_{ct} = F_c / 2\sin \alpha = (w/g) v^2$$

จะเห็นได้ว่า F_{ct} ไม่ขึ้นอยู่กับมุม α และจำนวนฟันของเฟืองโซ่ แต่จะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบ v เป็นอย่างมาก

3.3 การหาขนาดของโซ่และเฟืองโซ่ (ต่อจากการคำนวณเรื่องสายพาน)

โดยให้เฟืองโซ่ที่ 3 (จากรูปที่ 5) เป็นพินเนียน และเลือกจำนวนฟัน $Z = 19$ ฟัน (จากตาราง B-4)

อัตราทด ;

$$m_w = 3.5$$

จำนวนฟันบนเฟืองโซ่; Z

$$Z = 19 \times 3.5$$

$$= 66.5$$

$$= 67 \text{ ฟัน}$$

จากตาราง B-3 ใช้ประกอบกับแผนภูมิรูป B-5 ตัวประกอบกำลัง $N_s = 1.2$

จากสมการ หาค่ากำลังที่ใช้เลือกโซ่ใช้งาน

$$P = W_p \times N_s$$

ให้การส่งกำลังจากสายพานชุดที่ 2 และ 3 ประสิทธิภาพลดลง 15 %

$$W_p = 1.106 - ((1.106 \times 15) / 100)$$

$$= 0.9401 \text{ kw}$$

$$P = 0.9401 \times 1.2$$

$$= 1.13 \text{ kw}$$

จากแผนภูมิ B-5 (ความเร็วพินเนียน $2200 / 2.33 = 944.206$ รอบต่อนาที และ $P = 1.13 \text{ kw}$)

เลือกโซ่ 1 ชั้น ที่มีระยะพิทช์ 9.525 mm และจากตาราง B-1, B-2 ซึ่งให้ชื่อเป็นมาตรฐานดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โรลเลอร์ ISO/R606 06B ซึ่งมีแรงแตกหัก (F_b) เท่ากับ 8.93 kN และมีมวล 0.39 kg/m
ตรวจสอบความสามารถในการรับแรงของโซ่

ความเร็วของโซ่; V

$$V = PZn$$

P = ระยะพิตช์

Z = จำนวนฟัน

n = ความเร็วของพินเนียน

จะได้

$$\begin{aligned} V &= 0.0095 (19) (944.206 / 60) \\ &= 2.84 \text{ m/s} \end{aligned}$$

จากสมการหาแรงในแนวสัมผัส

$$\begin{aligned} F_t &= Wp / V \\ &= 0.9401 / 2.84 \\ &= 0.331 \text{ kN} \end{aligned}$$

จากสมการ หาแรงหนีศูนย์กลาง

$$\begin{aligned} F_{ct} &= (W/g) \times V^2 \\ W/g &= 0.39 \text{ kg/m} \\ F_{ct} &= (0.39 / 1000) \times (2.84)^2 \\ &= 0.0031 \text{ kN} \end{aligned}$$

แรงดึงในโซ่; F

$$\begin{aligned} F &= F_t + F_{ct} \\ &= 0.331 + 0.0031 \\ &= 0.3341 \text{ kN} \end{aligned}$$

จากสมการหาค่าความปลอดภัย

$$\begin{aligned} N_b &= F_b / F \\ &= 8.93 / 0.3341 \\ &= 26.73 \end{aligned}$$

มากกว่าค่าที่ควรใช้แต่เพื่อความปลอดภัย N_b ต้องอยู่ระหว่าง 7 - 15

จากสมการหาจำนวนโซ่; X

$$X = (2C) / P + (Z+z) / 2 + ((Z-z) / 2\pi)^2 P / C$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเฟืองโซ่ประมาณ 600 mm

$$\begin{aligned} X &= (2(600)/9.525) + ((67+19)/2) + [((67-19)/2\pi)^2 \times (9.525/600)] \\ &= 125.9 + 43 + ((7.64)^2 \times 0.016) \\ &= 169.83 \\ &= 170 \text{ (ต้องเป็นเลขคู่)} \end{aligned}$$

เลือกใช้ $X = 170$ ซ้อย

หาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางกลางที่แท้จริงได้จากสมการ

$$\begin{aligned} C &= P/4 [X - ((Z+z)/2) + \sqrt{\{X - ((Z+z)/2)\}^2 - 2\{(Z-z)/\pi\}^2}] \\ &= (9.525/4)[170 - ((67+19)/2) + \sqrt{\{170 - ((67+19)/2)\}^2 - 2\{(67-19)/\pi\}^2}] \\ &= 2.38 \times (170 - 43 + 126.5) \text{ m} \\ &= 603.33 \text{ mm.} \end{aligned}$$

ค่า C ที่ได้มีค่ามากกว่าค่า C จากตาราง B-6 ฉะนั้นจึงใช้งานได้มากกว่า 15000 ชั่วโมง

โมเมนต์

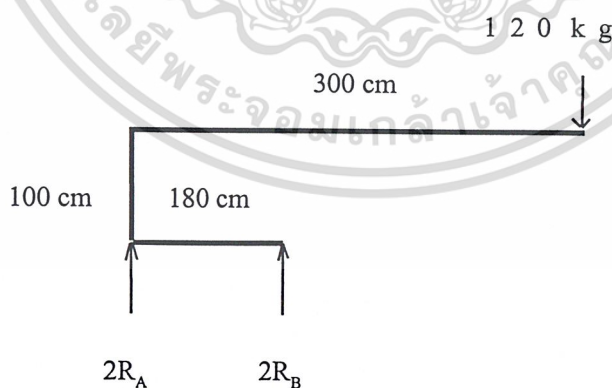
3.4 การคำนวณเพลต

----- (เอกสารอ้างอิงข้อที่ 1 หน้า 288-247)

กำหนดให้น้ำหนักของตัวรถ ; $m_{\text{total}} = 450 \text{ kg}$

แบ่งมาที่ล้อหน้าข้างละ 150 kg

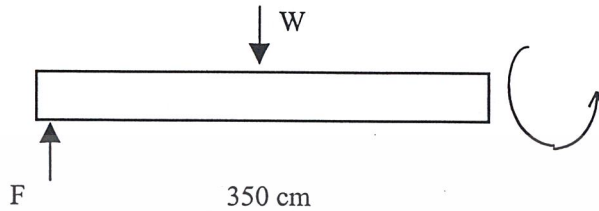
และแบ่งมาที่ล้อหลังข้างละ 75 kg



รูปที่ 6 โครงสร้างที่ไม่คติน้ำหนัก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า, ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4.1 ล้อหน้า



รูปที่ 7 แรงที่กระทำกับล้อหน้า

หาแรงบิดที่กระทำกับเพลา ; T

จาก $W_p = 2\pi nT$

$$T = W_p / 2\pi n$$

กำลังที่ส่งมาที่เพลาหน้า

$$W_p = [(5.5 \times 746 / 1000 \times 90\% \times 90\%) / 3] \times 85\%$$

$$= 0.9416 \text{ kW}$$

ความเร็วรอบของเพลาหน้า

$$n = 2200 \times 1 / 2.33 \times 1 / 3.5$$

$$= 269.77$$

$$\approx 270 \text{ rpm.}$$

$$T = 941.6 / (2 \times \pi \times 270)$$

$$= 0.555 \text{ N}$$

โมเมนต์ดัดสูงสุด ;

$$M = 250 \times 9.81 \times 175$$

$$= 429187.5 \text{ kN.mm}$$

เนื่องจากความเค้นดัด $\sigma_{\max} = -\sigma_m$ ฉะนั้น $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = 0$ และ $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max}$ จากสมการ $\sigma_a = (32M) / (\pi d^3 (1-k^2))$ เนื่องจากเป็นเพลาตันไข้ $k = 0$; $(K = d_i / d)$ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ภายใน $\sigma_a = (32 \times 429.187 \times 10^3) / (\pi d^3)$ ห้าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= (4.37 \times 10^6) / d^3 \text{ N/mm}^2$$

เนื่องจากโมเมนต์มีค่าคงที่ ทำให้ความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นมีค่าเท่ากันตลอดรอบผิวของเพลาดังนั้น $\tau_a = 0$ และจากสมการ

$$\begin{aligned} \tau_m &= 16T / \pi d^3 (1-k^4) \\ &= (16 \times 0.555) / \pi d^3 \\ &= 2.83 / d^3 \end{aligned}$$

ใช้ k_f และ $k_a = 1$ (ไม่มีรอยเจาะ ; $f = 0$)

เพลาทำจากวัสดุ AISI C1022 ให้ $N = 3$

จากตารางที่ C-1 ค่าเฉลี่ยของความเค้นคือ

$$\sigma_u = 83 \text{ ksi} = 83 \times 6.895 = 572.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_y = 47 \text{ ksi} = 47 \times 6.895 = 324.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma'_n = 0.5\sigma_u = 0.5 \times 572.3 = 286.15 \text{ N/mm}^2$$

($\sigma'_n = 0.5\sigma_u$ สำหรับเหล็กกล้าเหนียวซึ่ง $\sigma_u < 1380 \text{ N/mm}^2$ และ $HB < 400$)

เปลี่ยนจาก ksi เป็น N/mm^2 ให้คูณด้วย 6.895

$$\text{จาก } \sigma_n = k_a k_b \sigma'_n$$

จากรูป C-2 ตัวประกอบผิว ; $k_a = 0.78$

สมมติให้เพลามีขนาดเล็กกว่า 50 mm ดังนั้นตัวประกอบขนาด $k_b = 0.85$

$$\therefore \sigma_n = 0.78 \times 0.85 \times 286.15 = 189.72 \text{ N/mm}^2$$

1. ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด ----- (จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 1 หน้า 238)

$$\begin{aligned} \tau_y &= 0.5\sigma_y \\ &= 0.5 \times 324.1 = 162.05 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

จากสมการ $1/N = \{[(\sigma_m/\sigma_y) + K_f(\sigma_a/\sigma_n)]^2 + [(\tau_m/\tau_y) + K_{fs}(\tau_a/\tau_n)]^2\}^{1/2}$

$$\text{ใช้ } \sigma_m = \tau_a = 0$$

ดังนั้น $1/N = [K_f(\sigma_a/\sigma_n)]^2 + (\tau_m/\tau_y)^2\}^{1/2}$

ให้ใช้ $N = 3$

$$1/3 = \{[(1 \times 4.37 \times 10^6) / (189.72 \times d^3)]^2 + \{(2.83) / (162.05 \times d^3)\}^2\}^{1/2}$$

$$d = 41.03 \text{ mm}$$

2. ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด

$$\sigma = \sigma_a, \tau = \tau_m$$

$$\begin{aligned} \text{จาก } \sigma_1, \sigma_2 &= (\sigma/2) \pm ((\sigma/2)^2 + \tau^2)^{1/2} \\ &= (4.37 \times 10^6)/(2 \times d^3) \pm [\{ (4.37 \times 10^6)/(2 \times d) \}^2 + \{ (2.83)/(d) \}^2]^{1/2} \\ \sigma_1 &= 4.37 \times 10^6 / d^3; \sigma_2 = \text{มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ } \sigma_1 \end{aligned}$$

$$\text{จาก } \sigma_y / N = \sigma_1$$

$$\text{แทนค่า } 324.1 / 3 = (4.37 \times 10^6 / d^3)$$

$$d = 34.33 \text{ mm}$$

3. ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล ----- (จากเอกสารอ้างอิงข้อที่ 1 หน้าที่ 238)

$$\begin{aligned} \tau_y &= 0.577 \times \sigma_y \\ &= 0.577 \times 324.1 = 187.01 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

จากสมการ

$$\begin{aligned} 1/N &= [\{ K_f (\sigma_a / \sigma_n)^2 \} + \{ (\tau_m / \tau_y)^2 \}]^{1/2} \\ 1/3 &= [\{ (1 \times 4.37 \times 10^6) / (189.72 \times d^3) \}^2 + \{ (2.83 \times 10^6) / (187.01 \times d^3) \}^2]^{1/2} \end{aligned}$$

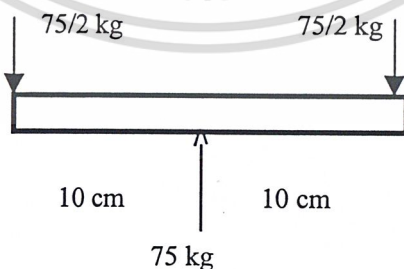
$$d = 41.03 \text{ mm}$$

∴ จะต้องใช้ $d = 41.03 \text{ mm}$ เป็นอย่างน้อย

เพื่อความสะดวกในการหาเบร้ง และค่าที่เผื่อไว้มากเกินไปจึงเลือก

$$d = 35 \text{ mm}$$

3.4.2 ล้อหลัง



รูปที่ 8 แรงที่กระทำกับล้อหลัง

หาแรงบิดที่กระทำกับเพลลา ; T

$$\text{จาก } T = W_p / 2\pi n$$

กำลังที่ส่งมาที่เพลลาจะเท่ากับล้อหน้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ $W_p = 0.9416 \text{ kW}$ ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วรอบของเพลาหลัง

$$n = n_{\text{ของล้อหน้า}} \times D_{\text{ของล้อหน้า}} / D_{\text{ของล้อหลัง}}$$

$$= 270 \times 22 / 14 = 424.3 \approx 424 \text{ rpm.}$$

$$T = 941.6 / (2 \times \pi \times 424)$$

$$= 0.35 \text{ N}$$

โมเมนต์ค้ดสูงสุด ;

$$M = 50 \times 9.81 \times 100$$

$$= 49050 \text{ kN.mm}$$

จากสมการ $\sigma_a = (32M) / (\pi d^3)$

$$\sigma_a = (32 \times 49050) / (\pi d^3)$$

$$= (0.499 \times 10^6) / d^3 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ $\tau_m = 16T / \pi d^3$

$$= (16 \times 0.35) / \pi d^3$$

$$= 1.78 / d^3$$

ใช้ k_f และ $k_a = 1$ (ไม่มีรอยเจาะ ; $f = 0$)

เพลาทำจากวัสดุเดียวกับล้อหน้า และให้ $N = 3$

$$\text{จาก } \sigma_n = k_a k_b \sigma_n'$$

จากรูป C-2 ตัวประกอบผิว ; $k_a = 0.78$

สมมติให้เพลา มีขนาดเล็กกว่า 50 mm ดังนั้นตัวประกอบขนาด $k_b = 0.85$

$$\therefore \sigma_n = 0.78 \times 0.85 \times 286.15 = 189.72 \text{ N/mm}^2$$

1. ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\tau_y = 0.5 \sigma_y$$

$$= 0.5 \times 324.1 = 162.05 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการ $1/N = [\{ (\sigma_m / \sigma_y) + K_f (\sigma_a / \sigma_n) \}^2 + \{ (\tau_m / \tau_y) + K_s (\tau_a / \tau_n) \}^2]^{1/2}$

$$\text{ใช้ } \sigma_m = \tau_a = 0$$

ดังนั้น $1/N = [(K_f (\sigma_a / \sigma_n))^2 + (\tau_m / \tau_y)^2]^{1/2}$

ให้ใช้ $N = 3$

$$1/3 = [\{ (1 \times 0.499 \times 10^6) / (189.72 \times d^3) \}^2 + \{ (1.78) / (162.05 \times d^3) \}^2]^{1/2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$d = 19.91 \text{ mm}$$

2. ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด

$$\sigma = \sigma_a, \tau = \tau_m$$

$$\begin{aligned} \text{จาก } \sigma_1, \sigma_2 &= (\sigma/2) \pm ((\sigma/2)^2 + \tau^2)^{1/2} \\ &= (0.499 \times 10^6)/(2 \times d^3) \pm [(0.499 \times 10^6)/(2 \times d)^2 + (1.78/d^3)^2]^{1/2} \end{aligned}$$

$$\sigma_1 = 0.499 \times 10^6; \sigma_2 = \text{มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ } \sigma_1$$

$$\text{จาก } \sigma_y/N = \sigma_1$$

$$\text{แทนค่า } 324.1/3 = (0.499 \times 10^6/d^3)$$

$$d = 16.65 \text{ mm}$$

3. ในทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล

$$\begin{aligned} \tau_y &= 0.577 \times \sigma_y \\ &= 0.577 \times 324.1 = 187.01 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

จากสมการ

$$\begin{aligned} 1/N &= [\{K_t(\sigma_a/\sigma_n)^2\} + (\tau_m/\tau_y)^2]^{1/2} \\ 1/3 &= [\{(1 \times 0.499 \times 10^6)/(189.72 \times d^3)\}^2 + (1.78/187.01 \times d^3)^2]^{1/2} \end{aligned}$$

$$d = 19.9 \text{ mm}$$

∴ จะต้องใช้ $d = 19.91 \text{ mm}$ เป็นอย่างน้อย

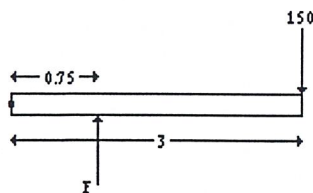
เพื่อความสะดวกจึงเลือก $d = 20 \text{ mm}$

3.4.3 การคำนวณส่วนต่างๆ ของระบบไฮดรอลิก

- หาขนาดของกระบอกสูบ

$$\text{จากสูตร } P = F/A$$

ต้องการให้รับ load ได้ 150 kg ดังรูป



$$F = (150 \times 3)/0.75$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า, ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$1 \text{ Ton} = 2204 \text{ lb}$$

$$F = (600 \times 2204) / 1000$$

$$= 1763.2 \text{ lbs}$$

เลือกความดันใช้งานวงจรนี้ คือ 500 Psi

$$A = F / P$$

$$= 1763.2 / 500$$

$$= 3.526 \text{ in}^2$$

เผื่อกระบอกลูกสูญเสียแรงดันในกระบอกลูก 10 %

$$(110 / 100) \times 3.526 = 3.879 \text{ in}^2$$

จากสูตร $A = \pi D^2 / 4$

ดังนั้น $D = \sqrt{(A \times 4) / \pi}$

แทนค่า $D = \sqrt{(3.879 \times 4) / \pi}$

$$= 2.222 \text{ in}$$

จากตาราง ที่ D-1 ขนาด เส้นผ่าศูนย์กลาง 2.222 in ไม่มี

จึงใช้ ขนาด 2.3 in แทน

จะได้พื้นที่กระบอกลูกคือ 4.909 in^2

ปริมาตรความจุ 0.252 แกลลอน / ฟุตระยะชัก

แรง 2454 lbs

หาความดันสูงสุดที่ใช้งาน จาก สูตร $P = F / A$

จะได้ $P = 2454 / 4.909$

$$= 499.898 \text{ Psi}$$

ได้ค่าใกล้เคียงกับค่าที่กำหนดไว้คือ 500 Psi

จึงกำหนดให้ใช้กระบอกลูกขนาด 2.5 in ซึ่งมี พื้นที่หน้าตัดเท่ากับ 4.909 in^2

- หาขนาดกระบอกลูก

กำหนดให้ความเร็วถอยกลับเป็น 1.5 เท่าของความเร็วชักออก ดังนั้น พื้นที่ของก้านสูบจึงเท่ากับ 1/3 เท่า ของ พื้นที่กระบอกลูก

$$\text{พื้นที่ก้านสูบ} = 1.3 \times 4.909 \text{ in}^2$$

$$= 1.636 \text{ in}^2$$

หา D ของก้านกระบอกลูกจาก

$$D = \sqrt{(A \times 4) / \pi}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรรมใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \sqrt{(1.636 \times 4) / \pi} = 1.443 \text{ in}^2$$

จากตารางที่ D-2 พื้นที่ก้านสูบที่ใกล้เคียงเท่ากับ 1.485 in^2 (OD ก้านสูบ 1-3/8 นิ้ว INT' MED)

ดังนั้น พื้นที่กระบอกสูบด้านก้านสูบเท่ากับ $4.909 - 1.485 = 3.424 \text{ m}^2$

จากตารางที่ 5 ที่ 500 Psi, F = 2455

ใช้เกลียว N.P.T. 1/2 นิ้ว

เกลียวตรง 3/4 นิ้ว TUBEOD (1.1/16 - 12THD)

OD ก้านสูบ 1 3/4 นิ้ว INT' MED

พื้นที่ก้านสูบ 1.485 in^2

อัตราส่วนของพื้นที่เต็มลูกสูบต่อพื้นที่สุทธิเท่ากับ $1.43 / 1.00$

- หาอัตราการไหล

จากสูตร $Q = VA$

กระบอกสูบใช้ความเร็ว 1.25 m/min ($1 \text{ m} = 39.37 \text{ in}$) $V = 49.213 \text{ in/min}$

ดังนั้น $Q = 49.352 \text{ in}^3/\text{min}$ ($1 \text{ in}^3 = 16.387 \text{ ml}$)

$$= 241.587 \text{ ml/min}$$

$$= 3.959 \text{ l/min} \quad (1 \text{ USGPM} = 3.791 \text{ CPM})$$

$$= 1.044 \text{ GPM}$$

- การคำนวณหาขนาดของถังพักน้ำมันไฮดรอลิก

ปริมาตรถังพักน้ำมันไฮดรอลิก = 3(ปริมาตรของกระบอกไฮดรอลิก+ปริมาตรของสายน้ำมันไฮดรอลิก)

ปริมาตรของกระบอกไฮดรอลิก $V_p = \pi d^2 h / 4$ ($d = 1 \text{ นิ้ว} \approx 2.54 \text{ cm}$, $h = 55 \text{ cm}$)

$$V_p = \pi(2.54)^2 55 / 4 = 836.29 \text{ cm}^3$$

ปริมาตรของสายน้ำมันไฮดรอลิก $V_L = \pi d^2 L / 4$ ($d = 1 \text{ cm}$, $L = 600 \text{ cm}$)

$$V_L = \pi(1)^2 600 / 4 = 471.24 \text{ cm}^3$$

\therefore ปริมาตรถังพักน้ำมันไฮดรอลิก = $3(836.29 + 471.24)$

$$= 3922.59 \text{ cm}^3 \approx 4000 \text{ cm}^3$$

แสดงว่าปริมาตรที่น้อยที่สุดที่ถังพักไฮดรอลิกควรจะมีคือ 4000 cm^3

แต่เนื่องจากจำเป็นต้องมีอุปกรณ์เพิ่มเติมในถังพักน้ำมันไฮดรอลิก เช่น Filter, แผ่นกั้นภายในถังพักน้ำมันไฮดรอลิก และจะไม่ใส่น้ำมันไฮดรอลิกให้เต็มถังพัก จึงให้ปริมาตรที่ถังพักควรจะมี

คือ 9000 cm^3 ดังนั้นจึงสร้างถังพักน้ำมันไฮดรอลิก ขนาด $45 \times 20 \times 10 \text{ cm}^3$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยและเผยแพร่สู่สาธารณะโดยไม่ใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การทดสอบและผลการทดสอบ

4.1 ผลการทดสอบสมรรถนะของรถกระเช้าเก็บเกี่ยวผลไม้ในทางทฤษฎี และในทางปฏิบัติ

ข้อมูล	ทางทฤษฎี	ทางปฏิบัติ
ขนาด ความกว้าง (cm)	110	110
ความยาว (cm)	350	350
ความยาวช่วงล้อ (cm)	185	185
ความสูงขณะกระเช้าต่ำสุด (cm)	15	15
ความสูงของพื้นกระเช้าขณะยกได้สูงสุด (cm)	280	280
จุดศูนย์ถ่วงเมื่อกระเช้าอยู่ตำแหน่งต่ำสุด (cm)		
แกน X (ห่างจากล้อซ้าย)	-	-
แกน Y (ห่างจากล้อหน้า)	-	-
แกน Z (ห่างจากพื้น)	-	-
น้ำหนัก (kg)	302	302
ความเร็วสูงสุด (km/hr)		
เดินหน้า	11.5	1.8
ถอยหลัง	11.5	1.5
รัศมีวงเลี้ยว (m)	193	110
มุมเอียงสูงสุด (องศา)	35	-
ความเร็วในการยกกระเช้า (m/s)		
ยกขึ้น	-	0.2
ยกลง	-	0.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 การแก้ไขและปรับปรุง

หลังจากได้มีการทดสอบครั้งแรกปรากฏว่ารถยังมีแรงจลน์ไม่เพียงพอ จึงยังไม่สามารถวิ่งไต่บนพื้นดินแต่จะวิ่งไต่บนพื้นคอนกรีตเรียบซึ่งก็ยังไม่คล่องตัวนัก และรถก็ยังไม่สามารถเลี้ยวได้เลย ดังนั้นจำเป็นต้องเพิ่มแรงให้มากขึ้นโดยการทดรอบไปยังล้อขับให้น้อยลงด้วยการใส่ชุดเกียร์บล็อกจากที่มีอัตราทด 1:60 ตรงบริเวณช่วงแรกที่ส่งออกมาจากเครื่องซึ่งเป็นช่วงที่แก้ไขง่ายที่สุดแล้วจากการแก้ไขดังกล่าวทำให้รอบในการขับเคลื่อนและรอบในการขับป้อนเปลี่ยนแปลงไป จึงได้ทำการคำนวณใหม่ โดยคำนวณที่ระดับความเร็วต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ที่ 2200, 3000, 3200, 3500 rpm จะได้

$$\text{ความเร็ว} = \text{รอบจากเครื่อง} \times \text{อัตราทดช่วงที่1} \times \text{อัตราทดช่วงที่2} \times \text{อัตราทดช่วงที่3} \times \text{อัตราทดช่วงที่4} \times \text{เส้นรอบวงของล้อขับเคลื่อน}$$

$$\text{โดยที่} \quad \text{อัตราทดช่วงที่1} = 1/60$$

$$\text{อัตราทดช่วงที่2} = 1.8$$

$$\text{อัตราทดช่วงที่3} = 4/6$$

$$\text{อัตราทดช่วงที่4} = 17/65 (\text{สำหรับเดินหน้า}) , 19/65 (\text{สำหรับถอยหลัง})$$

$$\text{เส้นรอบวงล้อขับเคลื่อน (หน่วยเป็น km/hr)} = (22 \times 2.54 \times \pi \times 60) / (100 \times 1000)$$

หลังจากแทนค่าต่างๆ แล้วจะสรุปได้ดังนี้

ที่รอบเครื่อง (rpm)	ความเร็วเดินหน้า (km/hr)	ความเร็วถอยหลัง (km/hr)
2200	1.21	1.35
3000	1.6	1.84
3200	1.76	1.97
3500	1.93	2.15

การคิดรอบที่ไปขับป้อนไฮดรอลิก

หลังจากที่ได้แก้ไขในส่วนของการขับเคลื่อนแล้วโดยการทดรอบเพื่อเพิ่มแรงในการขับเคลื่อน เนื่องจากต้นกำลังในการขับเคลื่อนกับต้นกำลังในการขับป้อนเป็นเครื่องยนต์ตัวเดียวกัน ดังนั้นจึงทำให้รอบที่ส่งไปยังป้อนน้อยกว่าตอนแรกมากเนื่องจากอัตราทดสูงซึ่งทำให้ป้อนไม่สามารถดันกระเช้าให้ยกขึ้นไปได้ ดังนั้นจึงแก้ไขโดยการทดรอบเพิ่มขึ้นอีก 2 ช่วงก่อนถึงป้อน ด้วยอัตรา 2.66:1 และ 4.8:1 ดังนั้น

$$\text{ความเร็วรอบ} = \text{ความเร็วรอบเครื่อง} \times 1/60 \times 1.8 \times 2.66 \times 4.8$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากคำนวณที่รอบต่าง ๆ จะได้

ที่ความเร็วรอบ(rpm)	ได้รอบที่ไปจับบีบ(rpm)
2200	844.9056
3000	1152.144
3200	1228.9536
3500	1344.168

ซึ่งรอบที่ได้สามารถทำให้บีบทำงานได้ เมื่อไม่มีภาระกระเช้าจะยกตัวด้วยความเร็วค่าหนึ่ง แต่เมื่อมีภาระกระบอกจะทำงานไม่ได้ และสังเกตเห็นการ SLIP ของสายพาน ที่เป็นเช่นนี้เพราะมู่เลย์ที่นำมาทดอันหนึ่งมีขนาดใหญ่ อีกอันหนึ่งมีขนาดเล็ก หน้าตัดของสายพานที่สัมผัสกับมู่เลย์อันเล็กจึงมีน้อย เมื่อรับภาระสูงๆ จึงทำให้เกิดการ SLIP ได้ บีบจึงไม่สามารถจับกระบอกให้ขึ้นไปได้ ดังนั้นจึงต้องทำการแก้ไขต่อไปโดยทำได้สองวิธี คือ อาจเปลี่ยนให้มู่เลย์มีขนาดใกล้เคียงกัน เพื่อที่จะให้หน้าตัดของสายพานสัมผัสกับมู่เลย์มากขึ้น แต่จะมีผลเสียคือรอบจะน้อยลงไปอีกซึ่งเป็นสิ่งที่ไม่ต้องการ และอีกวิธีหนึ่งก็คือ การเปลี่ยนมาใช้ระบบเฟืองโซ่แทนจะทำให้ตัดปัญหาการ SLIP ให้หมดไปได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

วิจารณ์และสรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผลการทดลอง

1. ระบบการขับเคลื่อนโดยรวมการใช้งานได้ ซึ่งตรงตามจุดประสงค์ซึ่งต้องการให้อุปกรณ์ที่ใช้มีราคาถูก และใช้งานง่าย เกษตรกรสามารถหาซื้อและดูแลรักษาง่าย แต่เนื่องจากอัตราทดในการส่งกำลังยังน้อย คือมีความเร็วรอบของล้อขับเคลื่อนสูง จึงทำให้กำลังที่ใช้ในการออกตัวน้อยลง จึงทำให้ผลการทดลองที่ได้นั้นต่างจากทฤษฎีที่คำนวณไว้มาก รถสามารถวิ่งได้ในทางเรียบ ถ้าเกิดภาระแก่เครื่องยนต์ก็จะทำให้เครื่องยนต์ดับได้ การแก้ไขก็เพียงแค่เปลี่ยนอัตราทดของชุดส่งกำลังชุดใดชุดหนึ่ง ก็จะสามารถเพิ่มกำลังของรถได้ ซึ่งจะสามารถเปลี่ยนแปลงได้ภายหลัง

2. ระบบยกกระเช้าด้วยกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกทำงานได้เป็นอย่างดี แต่ความเร็วในการเคลื่อนที่ลงของกระเช้ายังเร็วเกินไปเนื่องจากไม่ได้ใส่ Flow Control Valve แต่ก็ยังสามารถใช้งานได้ดีโดยการค่อยๆ ดึงคันควบคุมไม่ให้สู่ระยะโยกเพื่อที่วาล์วแบบ 4/3 จะได้ไม่เปิดเต็มที่ แต่เพื่อให้มีประสิทธิภาพที่ดีที่สุดก็สามารถเปลี่ยนแปลงภายหลังได้

3. ระบบควบคุมสายพานที่ใช้ชุดปั๊มเบรกควบคุมสามารถทำงานได้เป็นอย่างดี แต่ถ้าต้องการให้มีประสิทธิภาพมากกว่านี้อาจเปลี่ยนตัวลูกปั๊มเป็นแบบ 2 ตอนเพื่อให้มีระยะชักมากขึ้น จะทำให้มีระยะชักมากขึ้น จะทำให้ควบคุมสายพานให้ดึงได้ดีกว่า

ส่วนคันโยกของระบบไฮดรอลิกใช้การดึงสายสลิงซึ่งยังต้องออกแรงดึงมากเกินไป การปรับปรุงแก้ไขอาจเปลี่ยนจากระบบการดึงสลิง มาเป็นการใช้ชุดปั๊มเบรกเช่นเดียวกับการขับเคลื่อนก็เป็นที่

5.2 วิจารณ์ผลการทดลองรถกระเช้าเก็บผลไม้ม

1. ส่วนของโครงสร้างซึ่งจุดประสงค์ต้องการจะทำให้เกิดความแข็งแรงมากกว่ารถของญี่ปุ่นจึงคิดว่าจะใช้ท่อที่หนากว่า จึงเลือกใช้ท่อแป๊บขนาด 1 นิ้ว อย่างหนา (ตามท้องตลาดจะมีอย่างหนาและอย่างบางเป็นมาตรฐาน หาง่าย) แต่หลังจากสร้างเสร็จพบว่ายังแข็งแรงไม่เพียงพอเช่นกัน ดังนั้นจึงต้องเสริมบางจุดของโครงสร้างเพิ่มขึ้น ถ้าเป็นไปได้ควรเปลี่ยนมาใช้ท่อขนาด 1 นิ้ว 2 หลุแทนจะทำให้มีความแข็งแรงเพียงพอ

ข้อดี โครงสร้างดูไม่เทอะทะ มีน้ำหนักเบา และได้สัดส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อเสีย โครงสร้างยังไม่แข็งแรงเพียงพอ

การแก้ไข ใช้ท่อขนาดเดียวกันที่หนากว่า หรือท่อขนาดใหญ่กว่า

2. ล้อขับเคลื่อนที่ใช้ยังไม่เหมาะสมในการนำไปใช้ในสภาพพื้นที่จริง (แต่จุดประสงค์ที่ต้องเพื่อให้เหมาะสมกับสภาพพื้นที่ใช้งาน) คือล้อที่ใช้เป็นล้อรถยนต์ เนื่องจากล้อยางเคสตร(มีดอกยางใหญ่) ที่มีขนาดตามที่ต้องการหายากและมีราคาสูง โอกาสที่จะได้ออกไปทดสอบยังพื้นที่จริงยังไม่มี ดังนั้นจึงนำล้อรถยนต์ธรรมดาไปใช้ในการทดสอบก่อน ถ้ามีโอกาสออกไปทดสอบในพื้นที่จริงก็สามารถเปลี่ยนได้ภายหลัง

ข้อดี สามารถใช้ทดสอบในสภาพพื้นที่ธรรมดาได้ หาง่ายราคาถูก

ข้อเสีย ใช้งานได้ไม่ดีในสภาพพื้นที่สวนจริงๆ

การแก้ไข สามารถเปลี่ยนเมื่อต้องการใช้ในพื้นที่จริง

3. ล้อตาม เป็นล้อหมุนได้รอบทิศทาง สองล้ออยู่บนแกนเดียวกันโดยแกนยึดเป็นจุดหมุนอยู่ตรงจุดกึ่งกลางความกว้าง เพื่อรักษาการทรงตัวของรถในสภาพพื้นที่เอียง แต่เนื่องจากแกนมีลักษณะตรงและอยู่ในตำแหน่งที่ต่ำ ดังนั้นการใช้ขนาดล้อจึงจำจำกัด ทำให้ล้อที่ใช้มีขนาดเล็กเกินไป เมื่อเทียบกับล้อขับเคลื่อน

ข้อดี ทรงตัวได้ดีในสภาพพื้นที่ใช้งาน ช่วยทำให้เคลื่อนที่ในทางต่างๆ ได้ดี

ข้อเสีย ขนาดล้อเล็กเกินไปเมื่อเทียบกับล้อขับเคลื่อน

การแก้ไข จะต้องยกแกนล้อขึ้น หรือตัดให้ปลายทั้งสองด้านสูงขึ้นไปเพื่อให้ได้ความสูงที่เหมาะสม

4. ส่วนของแท่นเครื่องยนต์ต้นกำลังที่ใช้จะมีลูกยางรองเพื่อให้การยึดหยุ่นได้ทำให้เวลาเครื่องยนต์ทำงานไม่เกิดแรงต้านทานสูง แต่ถ้าใช้สายพานตึงจนเกินไปจะทำให้เครื่องสั่นมาก และลูกยางอาจจะเสียได้

ข้อดี ช่วยลดภาระของเครื่อง

ข้อเสีย ถ้าใช้ลูกยางอ่อนเกินไปจะทำให้เครื่องสั่นมาก แต่ถ้าแข็งไปจะก็จะเหมือนการยึดติดแบบธรรมดา

การแก้ไข ใช้สายพานที่มีความตึงเหมาะสม ใช้ลูกยางรื้อยต่อไอเสียจะมีความยืดหยุ่นพอดี

5. ส่วนลูกตะสายพานที่ใช้จะมีปัญหาเพราะช่วงของระยะชักของลูกปั๊มเบรกมีระยะน้อยเกินไปและก้านกระทิงลูกปั๊มอยู่ในแนวไม่ตั้งฉากกับกระบอกสูบและอาจจะทำให้เมื่อลูกปั๊มทำงานจะไปกดสายพานให้ตึงได้ไม่เท่าที่ควรทำให้มีผลกับการเคลื่อนที่ของตัวรถคือให้เกิดการ SLIP ในของส่งกำลังของชุดสายพาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ข้อดี ง่ายและสะดวกในการทำงานเพราะใช้แรงคั้นน้ำมันจากแม่ปั๊ม
บนตัวกระเช้าเพื่อให้ลูกปั๊มทำงาน
- ข้อเสีย ต้องคอยระวังไม่ให้ น้ำมันในระบบเกิดการรั่วซึ่งจะทำให้สูญเสีย
แรงคั้นในการควบคุมลูกตะ
- การแก้ไข ใช้สายน้ำมันไฮดรอลิกที่มีความหนาและแข็งแรงพอโดยใช้
เครื่องตัดสายโดยเฉพาะ ใช้หัวต่อสายที่มีคุณภาพ ถ้าเกิดการรั่ว

ที่

ลูกปั๊มให้เปลี่ยนลูกยางในส่วนกระบอกปั๊ม

6. สายพานที่ใช้ในชุดลูกตะในโครงการนี้จะมีอยู่ 2 แบบ คือแบบสายพานธรรมดา กับ สายพานฟันตะขาบ เนื่องจากสายพานแบบฟันตะขาบมีราคาสูงจึงได้นำสายพานแบบธรรมดามาใช้ เพื่อเปรียบเทียบด้วยว่าจะสามารถทำงานได้เหมือนกันหรือไม่ แต่จากผลการทดสอบปรากฏว่า สายพานแบบฟันตะขาบมีประสิทธิภาพที่สูงกว่าเพราะสายพานแบบธรรมดาเกิดการ SLIP ได้ง่าย และ ไม่ยึดหยุ่นต่อแรงกดของลูกตะ และอีกหนึ่งสาเหตุที่ทำให้เกิดการ SLIP ของสายพานเพราะระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของล้อสายพานชุดที่ 2 กับ 3 ที่เลือกใช้(44 เซนติเมตร , 45 เซนติเมตร) เพื่อให้เหมาะสมกับความยาวของตัวรถซึ่งมีค่ามากกว่าระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของล้อสายพานชุดที่ 2 กับ 3 ที่ได้จากการคำนวณ(40.64 เซนติเมตร)

- ข้อดี ถ้าใช้สายพานฟันตะขาบจะเกิดการ SLIP น้อยกว่าซึ่งเหมาะสมการใช้กับระบบลูกตะ
- ข้อเสีย ในกรณีที่สายพานไม่ตึงจะเกิดการ SLIP มาก และในกรณีที่สายพานตึงเกินไปจะเกิดการหมุนของสายพานในขณะที่ลูกตะยังไม่ทำงานซึ่งเป็นภาระของสายพานที่ทำงานอีกชุด
- การแก้ไข ทำร่อง SLIDE เพื่อสามารถตั้งสายพานได้ตามความต้องการ

7. ชุดเฟืองโซ่บังคับคัปเดินหน้า-ถอยหลัง ลักษณะของกล่องที่ใช้รับเพลลาของเฟืองโซ่ยังแข็งแรงไม่เพียงพอเนื่องจากการทำโครงการจำกัดด้วยเวลาและอุปกรณ์

- ข้อดี น้ำหนักเบา ราคาถูก ง่ายต่อการสร้าง
- ข้อเสีย ยังไม่แข็งแรงเพียงพอ ระยะห่างของเฟืองโซ่ตั้งไม่ได้
- การแก้ไข ทำบุชใส่แบร์ริงให้แข็งแรงมากกว่านี้ ควรทำชุดบุชใส่แบร์ริงให้ SLIDE ได้เพราะจะง่ายต่อการตั้งระยะความตึงของโซ่

8. แขนยกกระเช้า จุดประสงค์เพื่อการทำให้อุปกรณ์มีความแข็งแรงเพียงพอเมื่อเกิดการโก่งตัวในขณะยกของกระเช้าจึงเลือกใช้เหล็กกล่องขนาด 4X4 นิ้วซึ่งหาได้ง่ายตามท้องตลาด แต่ปรากฏว่าเหล็กกล่องที่ใช้ยังหนาไม่เพียงพอจึงทำให้เกิดการโก่งตัวขณะยก

ข้อดี หาได้ง่ายตามท้องตลาดทั่วไป มีขนาดที่เหมาะสมสวยงาม

ข้อเสีย เกิดการโก่งในขณะยก

การแก้ไข ควรใช้เหล็กกล่องที่มีความหนามากกว่านี้ และควรมีขนาดความสูงมากกว่าความกว้าง เพื่อให้ได้รับแรงได้ดีกว่า

9. กระเช้าที่ใช้ขนาดยังเล็กเกินไปทำให้ไม่เกิดการปลอดภัยของผู้ขับขี่ควรจะทำให้มีลักษณะสูงเกินกว่าครึ่งหนึ่งของผู้ใช้ซึ่งโดยเฉลี่ยประมาณ 80 เซนติเมตร

10. ชุดควบคุมการเคลื่อนที่ ลักษณะของการตั้งคันโยกต้องใช้แรงในการโยกมากทำให้ไม่สะดวกในการควบคุม ซึ่งควรจะมีการคำนวณแรงที่ใช้และออกแบบระยะโยกให้เกิดการใช้แรงน้อย

ข้อดี ง่ายและสะดวกในการทำงานเพราะใช้คันโยกคันเพื่อทำการเตะลูกเตะ

ข้อเสีย ต้องคอยระวังไม่ให้น้ำมันรั่วซึมซึ่งเป็นผลทำให้แรงดันลดลง การควบคุมลูกเตะไม่ได้ผล

การแก้ไข ทดสอบแม่ปั๊มเบรคก่อนการใช้งานตรงบริเวณจุดต่อต่างๆ

11. ระบบควบคุมกระบอกไฮดรอลิกการควบคุม ยังไม่สามารถการควบคุมความเร็วในการลงได้ทำให้เวลาลงเร็วเกินไปจึงจำเป็นต้องค่อยๆควบคุมคันโยก โดยคันโยกที่ควบคุมใช้สลิงในการไปถึงให้วาล์วทำงาน และจะมีปัญหาในกรณีที่กระเช้าขึ้นสูงสุดเพราะตัวบูมจะไปกดสายสลิงทำให้เกิดความตึงที่มากขึ้นในสายสลิง

ข้อดี ระบบทำงานได้ง่ายระบบมีความผิดพลาดน้อย

ข้อเสีย ความเร็วในการเคลื่อนลงของกระเช้าเร็วเกินไป

การแก้ไข ควรจะมีวาล์วปรับความดันเพื่อคอยควบคุมการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อให้การเคลื่อนลงของกระเช้าช้าลง และสายสลิงที่ใช้ควรมีปลอกและมีระยะเผื่อเพื่อไม่ให้เกิดการเสียดสีกับตัวแขนยกกระเช้า

5.3 การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และปัญหาที่เกิดขึ้น

5.3.1 การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และปัญหาที่เกิดขึ้นหลังจากการแก้ไข(ครั้งแรกกรณีที่ไม่สามารถเคลื่อนที่ได้)

การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และการแก้ไข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากรถกระเช้าที่ได้สร้างเสร็จในครั้งแรกไม่สามารถเคลื่อนที่ได้ในสภาพที่มีภาระทอร์กไม่เพียงพอต่อการขับเคลื่อนจึงจำเป็นต้องเพิ่มทอร์กให้แก่ชุดขับเคลื่อน โดยเปลี่ยนขนาดของเฟืองโซ่ที่เพลาคับล้อหน้าให้มีขนาดใหญ่ขึ้นจาก 1:5 เป็น 1:7

สรุปผลและปัญหาที่เกิดขึ้นหลังจากการแก้ไข

รถกระเช้าจึงเคลื่อนที่ได้แต่จำกัดในสภาพพื้นที่เรียบไม่มีสิ่งกีดขวางและการออกตัวยังไม่ดีเท่าที่ควรคือออกตัวได้ช้าแต่ถ้าออกตัวไปได้ก็จะทำให้มีความเร็วในการขับเคลื่อนสูงมากแต่ก็ยังมียอเสียคือไม่สามารถจะเลี้ยวได้แต่การยกของกระเช้าเป็นไปตามปกติ

5.3.2 การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และปัญหาที่เกิดขึ้นหลังจากการแก้ไข(ครั้งที่สองในกรณีที่รถไม่สามารถเลี้ยวได้)

การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และแก้ไข

เนื่องจากการทดลองที่แล้วทำให้ทราบสาเหตุที่รถกระเช้าไม่สามารถเคลื่อนที่ได้เพราะทอร์กไม่เพียงพอต่อการขับให้ตัวรถเคลื่อนที่ได้ดังนั้นจึงความจำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องการให้รถกระเช้าเคลื่อนที่ได้จึงได้ติดตั้งชุดทดเกียร์ซึ่งทำหน้าที่ในการเพิ่มทอร์กให้แก่ตัวรถซึ่งได้ทดเกียร์เป็น 1:60

สรุปผลและปัญหาที่เกิดขึ้นหลังจากการแก้ไข

รถกระเช้าเคลื่อนที่ได้และออกตัวได้ดีและสามารถเลี้ยวแบบล้อหมุนสวนทางได้แต่เนื่องจากการทำให้ตัวรถกระเช้ามีทอร์กสูงขึ้นจึงเป็นผลทำให้รมีอัตราการผลิตของรอบชุดสายพานน้อยเกินที่จะไปขับปั๊มไฮดรอลิกให้ถึงจุดทำงานได้ทำให้เกิดปัญหาลื่นอีกจุดคือ กระเช้าไม่สามารถยกขึ้น-ลงได้

5.3.3 การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และปัญหาที่เกิดขึ้นหลังจากการแก้ไข(ครั้งที่สามในกรณีที่กระเช้าไม่สามารถยกขึ้น-ลงได้)

การปรับปรุงรถกระเช้าเก็บผลไม้และการแก้ไข

เนื่องจากการหมุนของชุดสายพานที่มีทอร์กมากจะทำให้ความเร็วรอบของการหมุนช้าจึงไม่เพียงพอที่จะไปขับปั๊มไฮดรอลิกให้ทำจึงจำเป็นต้องทรอบให้พอเหมาะกับการทำงานของปั๊มทำให้ปั๊มไม่สามารถทำงานได้ตามปกติ มีการทรอบให้สูงขึ้น

สรุปผลและปัญหาที่เกิดขึ้นหลังจากการแก้ไข

เกิดการ SLIP บนสายพานตัวที่จะไปขับปั๊มไฮดรอลิกจึงทำให้ไม่สามารถขับปั๊มไฮดรอลิกได้ การแก้ไขขั้นต่อไปจึงคิดหาแนวทางการแก้ไขโดยคาดว่าจะดำเนินการดังต่อไปนี้

1. เปลี่ยนจุดที่ติดตั้งระบบไฮดรอลิกให้เครื่องส่งกำลังไปขับปั๊มไฮดรอลิกโดยตรง

โดยให้ตำแหน่งใหม่ที่จะติดตั้งปั๊มไฮดรอลิกอยู่บริเวณคานหน้าของเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อดี ปีมจะได้กำลังจากเครื่องยนต์โดยตรงซึ่งจะทำให้ปีมทำงานที่ความเร็วรอบการทำงานของปีมได้

ข้อเสีย ตำแหน่งที่จะติดตั้งปีมไฮดรอลิกจำเป็นต้องยื่นออกมานอกตัวรถ การส่งกำลังจากเครื่องยนต์มายังปีมจำเป็นต้องใช้สายพานในการส่งกำลังแต่เพลาส่งกำลังจากเครื่องยนต์มีขนาดสั้นจึงสามารถใส่ได้แต่ชุดคลัปปลิงไม่สามารถใส่ชุดมู่เลย์ได้

2. เปลี่ยนชุดสายพานให้มีอัตราทดพอดิที่ความเร็วรอบของปีมไฮดรอลิกและไม่ทำให้เกิดการ SLIP ขึ้นบนตัวสายพานและมู่เลย์

ข้อดีง่ายต่อการปรับปรุงเปลี่ยนแปลงเพราะเพียงแก้ไขชุดสายพาน 2 ชุดเท่านั้น

ข้อเสียถ้ามีการคำนวณไม่ดีอาจทำให้เกิดการ SLIP ในสายพานได้อีกครั้ง

5.4 ตารางเปรียบเทียบความสามารถของรถกระเช้าเก็บผลไม้

ส่วนการทำงาน	รถกระเช้าที่สร้างขึ้น	รถกระเช้าของญี่ปุ่น ¹	รถกระเช้าตัวก่อน ²
1. โครงสร้าง	โครงถัก ทำด้วยท่อแป๊บน้ำ ขนาด 1 นิ้ว อย่างหนา	โครงถัก ทำด้วยท่อเหล็ก ขนาด 1 นิ้ว	ฐานสามเหลี่ยม ทำด้วยเหล็กกล่อง ขนาด 2 X 4 นิ้ว
2. เครื่องยนต์	HONDA 5.5 Hp	KUBOTA 4 Hp	HONDA 5.5 Hp
3. การส่งกำลัง	มู่เลย์ - สายพาน - เฟืองโซ่	มู่เลย์ - สายพาน - เฟืองโซ่	ระบบไฮดรอลิกไปขับเคลื่อนมอเตอร์ไฮดรอลิก
4. ชุดบังคับเดินหน้า - ถอยหลัง	ชุดเฟืองโซ่	ชุดเฟืองเกียร์	ใช้วาล์ว 4 / 3 เปลี่ยนทิศทางของน้ำมันไปขับเคลื่อนมอเตอร์ไฮดรอลิก
5. ชุดยกตัวกระเช้า	ใช้วาล์ว 4 / 3 ในการควบคุมกระบอกไฮดรอลิก	ใช้ชุดปีมและวาล์วสำเร็จรูปในตัวเดียวกันในการควบคุมกระบอกไฮดรอลิก	ใช้วาล์ว 4 / 3 ในการควบคุมกระบอกไฮดรอลิก

¹ รถกระเช้าต้นแบบจากประเทศญี่ปุ่น อธิบายในหน้า 48 รูปประกอบรูปที่ 10 หน้า 49

² โครงการรถกระเช้าปี 2537-2538 อธิบายในหน้า 45 รูปประกอบรูปที่ 9 หน้า 47

6. แขนยกกระเช้า	4×4 นิ้ว	3×4 นิ้ว	4×4 นิ้ว
7. ชุดควบคุมการขับเคลื่อนของตัวรถ	ใช้คันโยกควบคุมแรงดันน้ำมันในแม่ปั๊มและลูกปั๊มเบรก จำนวน 4 ชุด เพื่อควบคุมความตึงของสายพาน	ใช้คันโยกควบคุมแรงดันน้ำมันในแม่ปั๊มและลูกปั๊มเบรก จำนวน 4 ชุด เพื่อควบคุมความตึงของสายพาน	ใช้สวิตช์ควบคุมการจ่ายไฟเพื่อให้วาล์วไฮดรอลิกทำงาน
8. ล้อตาม	ระบบล้อเชิงศูนย์ 2 ล้อ โดยมีจุดหมุนเพื่อรักษาระดับ	ระบบล้อเชิงศูนย์ 2 ล้อ โดยมีจุดหมุนเพื่อรักษาระดับ	ระบบล้อเชิงศูนย์ 1 ล้อ โดยใช้ล้อตะเกียบ
9. น้ำหนักรถ (Kg)	302	450	-
10. ความเร็วในการขับเคลื่อน(km/hr)	1.5-1.8	1.5 - 3.4	1.116
11. อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก	-	-	8.4 ลิตรต่อวินาที
12. ความเร็วของการยกกระเช้า	0.2 เมตรต่อวินาที	0.3 เมตรต่อวินาที	0.2 เมตรต่อวินาที
13. รัศมีวงเลี้ยวของรถกระเช้า(แคบสุด)	2.00 เมตร	1.50 เมตร	2.14 เมตร
14. ความสูงของกระเช้าที่ระยะต่ำสุด	15 เซนติเมตร	45 เซนติเมตร	-
15. ความสูงของกระเช้าที่ระยะสูงสุด	2.8 เมตร	3.5 เมตร	2.65 เมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5 การตรวจเอกสาร

5.5.1 รายงานการวิจัยและพัฒนาการเก็บเกี่ยวผลไม้

โดย บัณฑิต จริโมภาส หัวหน้าศูนย์เครื่องจักรกลการเกษตรแห่งชาติ มหาวิทยาลัย
เกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน นครปฐม

ศิวลักษณ์ ปฐวีรัตน์ วิศวกรการเกษตร กองเกษตรวิศวกรรม กระทรวงเกษตรและ
สหกรณ์

กิตติเดช โพธิ์นิยม ช่างเทคนิค ศูนย์เครื่องจักรกลการเกษตรแห่งชาติ
การเก็บเกี่ยวผลมะม่วง

ศิวลักษณ์ (2532) ได้ทบทวนการเก็บผลไม้ต่างๆในประเทศไทย ในแง่วิธีการและเครื่องมือเก็บ
เกี่ยว ที่มีใช้กันอยู่

สำหรับผลมะม่วง ลักษณะที่ระบุว่าจะจัดให้เก็บเกี่ยวได้คือ แก้มของผลทั้งสองข้างจะพอง
โตเต็มที่ สีผิวจะเปลี่ยนจากเขียวเข้มเป็นสีจาง หรือเขียวอมเหลืองตรงจุดใกล้ๆขั้ว และสีของเนื้อจะ
เปลี่ยนจากสีขาวเป็นสีเหลืองซีดและมีนวลหรือไขสีขาว (BLOOM) และจนน้ำ ไม่ควรเก็บมะม่วงที่
แก่เกินไป เพราะจะทำให้รสชาติ กลิ่นและสีด้วยในคุณภาพการเก็บเกี่ยวจะต้องปฏิบัติอย่างทะนุ
ถนอม เนื่องจากมะม่วงเป็นผลไม้ที่มีเปลือกบาง ง่ายต่อการขีดข่วนชอกช้ำ นอกจากนี้แล้วผล
มะม่วงยังมียางมาก หากขั้วหักในขณะที่ทำการเก็บเกี่ยวจะทำให้ยางไหลมาเปลี่ยนผล และดูไม่สวย
งาม แต่ถ้าหากตัวขั้วมะม่วงให้ยาวกว่า 2 นิ้วแล้ว ปริมาณของยางมะม่วงจะลดลงอย่างมากไม่เปื้อน
ผล

ในปัจจุบันมีวิธีการเก็บเกี่ยวที่ต่างกันดังนี้ มะม่วงเดี่ยวหรือผลอยู่ในระดับต่ำ เกษตรกรจะ
ใช้กรรไกรตัดผลมะม่วงทั้งขั้วใส่ตะกร้อได้เลย ถ้าคั้นมะม่วงสูงมากเกษตรกรจะใช้บันได หรือปีน
ขึ้นไปบนต้นมะม่วงแล้วใช้ตะกร้อสอย หรือกรรไกรแบบหนีบตัดผลที่อยู่ปลายกิ่งรอบๆ ทรงพุ่ม
เมื่อตะกร้อเต็มก็จะค่อยๆ โยงเชือกลงมา ถ้ายางมะม่วงกองลงกับพื้น หรือเปลี่ยนภาชนะขึ้นไปใหม่
ในกรณีที่ผลมะม่วงที่มีขั้วจะหักขั้วให้ชิดกับผลและคว่ำผลด้านขั้วลงกับพื้นเพื่อไม่ให้ยางไหลเปื้อน
ผล เสร็จแล้วนำผลมะม่วงไปปฏิบัติการหลังการเก็บเกี่ยวต่อไป

การใช้ตะกร้อสอยจะทำให้ยางไหลเปื้อนผลส่วนการใช้กรรไกรแบบหนีบผลจะได้ผล
มะม่วงทั้งขั้ว แต่การทำงานทำได้ครั้งละ 1 ผล หรือ 1 พวง ซึ่งทำงานได้ช้า

เครื่องทุ่นแรงในการเก็บเกี่ยวผลไม้แบ่งออกเป็น 2 ประเภท

1. เครื่องมือเก็บเกี่ยวผลไม้หรืออุปกรณ์สอยผลไม้ (Harvesting Device)
2. รถเก็บเกี่ยวผลไม้ (Man - Positioner or Power Ladder)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(ในกรณีนี้จะอธิบายเรื่องรถเก็บเกี่ยวผลไม้โดยตรง โดยจะไม่กล่าวถึง เครื่องมือเก็บเกี่ยวผลไม้ หรืออุปกรณ์สอยผลไม้)

- รถสำหรับการเก็บเกี่ยวผลไม้

ภรต และชัชวรัตน์ (2532) รายงานว่าได้ออกแบบสร้างและทดสอบอุปกรณ์ช่วยเก็บเกี่ยวมะม่วง 2 แบบ มีลักษณะเป็นยานพาหนะ 3 ล้อขับเคลื่อนด้วยต้นกำลังขนาดเล็กบังคับทิศทางที่ล้อหน้า และใช้ผู้ปฏิบัติงานอย่างน้อยสองคนผลการทดสอบเมื่อใช้เก็บมะม่วงในสวนแบบปลูกชิดที่ไม่มีร่องค้ำน้ำพบว่า อุปกรณ์เก็บเกี่ยวมะม่วง แบบที่ 1 ซึ่งกว้าง 175.0 เซนติเมตร ยาว 373.5 เซนติเมตร พื้นกระบะปฏิบัติงานอยู่กับที่ไม่สามารถปรับระดับได้ สามารถเก็บเกี่ยวมะม่วงที่อยู่ในระดับสูง 2.7 เมตร จากพื้นดินโดยให้ผู้เก็บเกี่ยวสูง 1.65 เซนติเมตร ใช้เวลา 6.26 วินาที / ผล เมื่อ

เปรียบเทียบกับการสอยด้วยตะกร้อซึ่งใช้เวลาเฉลี่ย 15.52 วินาที / ผล อุปกรณ์ช่วยการเก็บเกี่ยวแบบที่ 1 มีปัญหาในเรื่องของกำลังที่ใช้ในการขับเคลื่อนในสภาพพื้นที่ขรุขระมาก(ลักษณะเป็นดินก้อนโต) วงเลี้ยวกว้าง ทำงานได้ไม่คล่องตัว และมีข้อจำกัดในการเก็บเกี่ยวมะม่วงที่อยู่สูงเกินกว่าความสูงที่ผู้เกี่ยวเอื้อมมือถึง อุปกรณ์ช่วยเก็บเกี่ยว แบบที่ 2 มีขนาดกว้าง 151 เซนติเมตร ยาว 306 เซนติเมตร พื้นกระบะปฏิบัติงานปรับระดับความสูงได้ด้วยระบบไฮดรอลิกโดยมีความสูงจากพื้นดิน ตั้งแต่ 79 เซนติเมตร ถึงระดับที่ยกได้สูงสุด 140 เซนติเมตร ผลการทดสอบพบว่า การเก็บเกี่ยวครอบคลุมความสูงได้ 3.5 เมตร จากพื้นดินใช้เวลาในการเก็บเกี่ยวเฉลี่ย 6.26 วินาที / ผล ขณะที่ใช้ตะกร้อยาว 4.25 เมตร เก็บเกี่ยว 15.07 วินาที / ผล ขณะที่ใช้ตะกร้อยาว 4.25 เมตรเก็บเกี่ยวในระดับความสูง 7 - 8 เมตร ใช้เวลาเก็บเกี่ยว 15.07 วินาที / ผล สภาพของผลมะม่วงที่ไม่มีก้านติดอยู่เมื่อใช้ติดอยู่เมื่อใช้มือเก็บมีค่าทั้งหมด 6 % ขณะที่ใช้ตะกร้อสอยได้มะม่วงที่ไม่มีก้านสูงถึง 60 %

ในประเทศญี่ปุ่นมีการใช้บันไดเลื่อนสามล้อ (Movable Step Ladder) เก็บเกี่ยวผลไม้ โดยผู้เก็บเกี่ยวจะใช้กรรไกรตัดหรือใช้มือเด็ดผลไม้ใส่ตะกร้าที่วางอยู่ข้างบน เมื่อเต็มตะกร้าจะเปลี่ยนเอาตะกร้าใหม่ขึ้นไปแทน

รถกระเช้าเก็บเกี่ยวผลไม้ในประเทศญี่ปุ่น จะใช้เครื่องยนต์ 6-8 แรงม้า ตัวกระเช้ายกระดับขึ้นลงและหมุนซ้าย-ขวา ได้โดยใช้ระบบไฮดรอลิกซึ่งจะมีคันบังคับอยู่ที่ผู้เก็บเกี่ยวการเก็บเกี่ยวแบบนี้ใช้กับการเก็บเกี่ยว ผลพลับ ส้ม และสาลี่

รถสำหรับเก็บเกี่ยวส้มในอเมริกา Molitorisz และ Perry (1966) รายงานว่ารถสำหรับเก็บเกี่ยวส้ม (Man-Position) ประกอบด้วยโครงสร้างล้อเลื่อนติดตั้งเสากระโดงตามแนวคิง และติดตั้งกระเช้าไว้ในแนวระดับ ตัวกระเช้าบรรทุกทุกคนเคลื่อนที่ขึ้น-ลงได้ตามการควบคุม รถนี้มีความสูงของเสากลาง 15 ฟุต รัศมีวงเลี้ยวต่ำสุด 3 ฟุต ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าโดยมีเครื่องยนต์แก๊สโซลีน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ขึ้นต้นการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาด 6 แรงม้า ขับเคลื่อนที่บนผิวดิน และใช้มอเตอร์ไฟฟ้าในการขับเคลื่อนและยกตัวกระเช้าขึ้น - ลง

O'Brien และคณะ (1983) เขียนว่ารถยกแบบปฏิบัติงานเก็บเกี่ยวคนเดียว (Singleman Position) อยู่ในกระเช้าสามารถบังคับการเคลื่อนที่ของตัวรถได้ รถแบบนี้ใช้เก็บเกี่ยว ผลไม้ได้สะดวกยิ่งขึ้นและทำให้เก็บเกี่ยวได้มากขึ้น ตัวกระเช้าเคลื่อนที่ได้ 3 มิติ รถยกนี้มีข้อจำกัดตรงที่ว่ามีราคาแพงและใช้งานคนงานได้เพียง 1 คน

รถยกแบบใช้งานคนหลายคนแต่เคลื่อนที่ในแนวตั้ง (Multi Boom Vertical Worker Positioner) แบบนี้จะมีคนงานเก็บเกี่ยวผลไม้ไม่ได้หลายคน (Multiworker Positioner) ประเภทนี้ใช้คนงานในการเก็บเกี่ยวผลไม้แต่ละครั้ง อาจถึง 10 คน บางแบบสามารถเคลื่อนที่ฐานคนยืน (Platform) ไปในแนวระดับได้เพื่อให้ขึ้นเข้า-ออก ไปในทรงพุ่มของต้นไม้ได้ การเคลื่อนที่ของตัวรถจะเคลื่อนที่ไปข้างหน้า โดยส่วนใหญ่แล้วรถเก็บเกี่ยวแบบนี้จะเป็นพื้นยก ระดับหลาย ๆ ชั้น และมีที่วางให้คนงานเดินไปมาได้ใช้ในการเก็บเกี่ยวส้ม รถแบบนี้จะเคลื่อนที่ด้วยตนเอง และเหมาะกับการเก็บเกี่ยวผลไม้ปลูกเป็นแนวอย่างมีระเบียบ โดยจะต้องมีช่องว่างให้รถเข้าได้ คือ กว้างประมาณ 1.8 เมตร ต้นไม้ต้องสูงไม่เกิน 3.0 เมตร ระดับชั้นที่คนยืน (Platform) จะประมาณ 0.6 - 1.8 เมตร ระดับหนึ่ง และ 1.8 - 3.0 เมตร อีกระดับหนึ่ง ต้นไม้ต้องมีการเจริญเติบโตสม่ำเสมอ เช่น แอปเปิ้ล ท้อ สาลี่ พลับ ซึ่งการใช้รถเก็บเกี่ยวผลไม้โดยใช้คนเก็บ ผลไม้ที่ได้จะไม่ชอกช้ำเสียหาย แต่ประการใดและเป็นที่ยอมรับในตลาดผลไม้สดเป็นอย่างดี

จักร และคณะ (2529) รายงานว่ารถกระเช้าเก็บผลไม้รุ่น 329 ผลิตโดย หจก. วังน้อย จักรวาลยนต์เป็นรถ 4 ล้อ ส่งกำลังขับเคลื่อนโดยระบบเฟืองท้าย ควบคุมการทำงานด้วยระบบไฮดรอลิก ในการยกกระเช้าขึ้น-ลง ชุดการควบคุมการทำงาน ยกขึ้น-ลง เดินหน้า-ถอยหลัง เลี้ยวซ้าย-เลี้ยวขวา อยู่บนกระเช้าทั้งหมด ใช้เครื่องยนต์ขนาด 7 แรงม้า น้ำหนัก 700 กิโลกรัม ตัวรถกว้าง 132 เซนติเมตร ยาว 204 เซนติเมตร กระเช้าสามารถยกน้ำหนักได้ 200 กิโลกรัม ทำงานได้สูง 6 เมตร ประสิทธิภาพในการทำงาน ในการเก็บเกี่ยวเงาะอัตรการเก็บเกี่ยวเพื่อการส่งออก สภาพต้นไม้ไม่เสียหายมากลดอันตรายจากการปีนต้น ข้อเสียของรถเก็บผลไม้ชนิดนี้คือ ผู้ปฏิบัติงานต้องหันหลังเข้าหาต้นไม้ ทำให้เกิดการมองเห็นเป้าหมายที่ไม่ชัดเจนเกิดปัญหาการบังคับทิศทางของกระเช้า ทำให้เสียเวลาในการบังคับทิศทาง

จากข้อมูลการพัฒนาเครื่องมือเก็บเกี่ยวผลไม้ของประเทศไทยและต่างประเทศ ปัญหาแรงงานทางการเกษตรขาดแคลนและมีราคาแพงขึ้น ทำให้จำเป็นต้องเร่งรัดพัฒนาการกระเช้าเก็บเกี่ยวผลไม้ที่มีประสิทธิภาพเพื่อให้เกษตรกรได้เอาไปใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดสอบสมรรถนะในห้องปฏิบัติการ ของรถกระเช้าเก็บเกี่ยวผลไม้ แบบ 3 ล้อ และ 4 ล้อ

ข้อมูล	แบบ 3 ล้อ	แบบ 4 ล้อ
ขนาด ความกว้าง (cm)	196	155
ความยาว (cm)	530	490
ความยาวช่วงล้อ (cm)	310	285
ความสูงขณะกระเช้าต่ำสุด (cm)	166	180
ความสูงของพื้นกระเช้าขณะยกได้สูงสุด (cm)	420	400
จุดศูนย์กลางเมื่อกระเช้าอยู่ตำแหน่งต่ำสุด (cm)		
แกน X (ห่างจากล้อซ้าย)	87	64
แกน Y (ห่างจากล้อหน้า)	72	106
แกน Z (ห่างจากพื้น)	42	79
น้ำหนัก (kg)	770	925
ความเร็ว เกียร์ 1 (km/hr)		
เดินหน้า	5.11	3.0
ถอยหลัง	4.8	3.0
ความเร็ว เกียร์ 2 (km/hr)		
เดินหน้า	-	4.0
ถอยหลัง	-	4.0
รัศมีวงเลี้ยว (m)		
ล้อหน้า	3.87	4.23
กระเช้า	2.71	5.5
มุมเอียงสูงสุด (องศา)	12	12.2
เครื่องยนต์ต้นกำลัง	ยันมาร์ดีเซล	คาวาซากิดีเซล
	10.5 แรงม้า	7.5 แรงม้า
อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมัน ลิตรต่อชั่วโมง	0.925	0.885
ความเข้มของเสียง (dB)	83	85
ความเร็วในการยกกระเช้า (m/s)		
ยกขึ้น	0.148	0.107
ยกลง	0.404	0.480

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการวิจัยเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5.2 โครงการรถกระเช้าเก็บผลไม้ ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ประจำปีการศึกษา 2537 , 2538

บทคัดย่อ

ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เรียบเรียงขึ้นจากผลงานที่ได้พัฒนาขึ้นเป็นระบบควบคุมรถกระเช้าเก็บผลไม้ โดยแบ่งการควบคุมออกเป็น 2 ระบบ คือ ระบบยกกระเช้าและระบบขับเคลื่อน ระบบแรกจะได้รับกำลังมาจากเครื่องยนต์กำลังจะถูกส่งผ่านไปยังน้ำมันไฮดรอลิก ซึ่งจะถูกส่งต่อไปยังกระบอกสูบไฮดรอลิก ให้ทำงานซึ่งจะถูกควบคุมโดยวาล์วควบคุมชนิด 3 ตำแหน่ง 4 ทิศทางแบบตำแหน่งกลางปิด ส่วนระบบหลังกำลังจากน้ำมันไฮดรอลิกจะถูกส่งไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิกไปทำให้ล้อขับเคลื่อน ซึ่งการทำงานถูกควบคุมโดยวาล์วควบคุมแบบโซลินอยด์ชนิด 3 ตำแหน่ง 4 ทิศทางใช้ไฟฟ้าควบคุมจากแบตเตอรี่ การทำงานของระบบต่างๆ ในรถกระเช้า เป็นการทำงานร่วมกันระหว่างระบบ เครื่องยนต์ ระบบไฮดรอลิก และระบบไฟฟ้า

ผลการทดลอง

1. อัตราการไหลของน้ำมันในการขับเคลื่อน 8.40 ลิตร/นาที
2. อัตราการไหลของน้ำมันในการยกบวม 7.22 ลิตร/นาที
3. ความเร็วของการขับเคลื่อน 18.6 เมตร/นาที
4. ความเร็วของการยกบวม (วัดตรงจุดหมุน) 0.2 เมตร/วินาที
5. รัศมีการเลี้ยวของรถกระเช้า 2.14 เมตร
6. ความดันขณะอยู่กับที่ 0 psi
7. ความดันขณะเคลื่อนที่ 500 psi
8. วัดระยะสูงสุดจากพื้นถึงจุดหมุน 2.83 เมตร
9. วัดระยะสูงสุดจากพื้นถึงฐานกระเช้า 2.65 เมตร

สรุปผลการทดลอง

1. การนำเอาระบบเครื่องยนต์ , ระบบไฮดรอลิกและระบบไฟฟ้ามาทำการออกแบบ และติดตั้ง จะทำให้รถกระเช้าทำงานได้
2. รูปแบบรถกระเช้าเก็บผลไม้ที่ได้เราสามารถนำไปใช้พัฒนาในการสร้างที่ดีขึ้นเพื่อนำไปใช้งานด้านการเกษตรต่อไป
3. การศึกษาและทดลองเกี่ยวกับระบบไฮดรอลิกและการประยุกต์เข้ากับระบบอื่นทำให้เกิดแนวคิดและประสบการณ์ที่เป็นพื้นฐานที่สำคัญและจำเป็นในการนำไปใช้กับเครื่องจักรกลอื่นๆ ได้อีกมากมาย

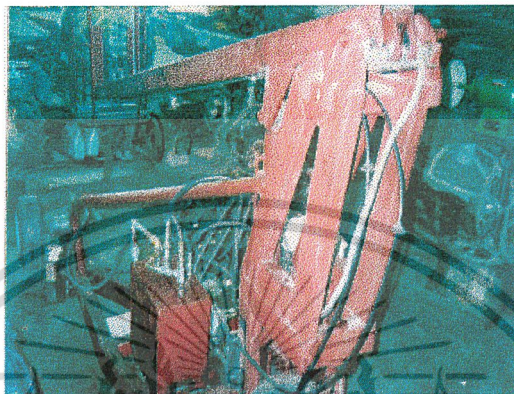
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิจารณ์ผลการทดลอง

จากการออกแบบและทำการติดตั้งระบบควบคุมการทำงานของรถกระเช้าเก็บผลไม้ผลจากการออกแบบและติดตั้ง พบว่าระบบควบคุมทั้ง 2 ระบบ คือ ระบบควบคุมการขับเคลื่อนและระบบควบคุมการยกขุมนั้นสามารถทำงานได้ตามจุดประสงค์แต่ประสิทธิภาพในการทำงานยังไม่เป็นที่พอใจ ต่อไปนี้คือสาเหตุและแนวทางแก้ไข ตลอดจนข้อแนะนำต่างๆ

1. การสึกหรอของอุปกรณ์ที่ใช้ในการติดตั้ง การแก้ไขคือการเปลี่ยนอุปกรณ์ชิ้นส่วนที่จำเป็นแต่ต้องคำนึงถึงทางด้านต้นทุนด้วยว่าคุ้มค่าที่จะเปลี่ยนหรือไม่
2. น้ำหนักของรถกระเช้ามีมาก ทำให้เกิดแรงหน่วงในตัว การเปลี่ยนโครงรถทั้งคันนั้นเป็นไปได้ ดังนั้น รถกระเช้านี้ทำงานได้ตามทฤษฎี แต่กรณีจะนำไปใช้งานจริงนั้นจะไม่ได้เท่าที่ควรอาจใช้ได้กรณีเป็นตัวอย่างประกอบการทดลอง
3. เครื่องต้นกำลังมีกำลังในการขับน้อย แก้ไขโดยเปลี่ยนเครื่องยนต์ตัวใหม่ เลือกรุ่นที่แข็งแรงมากกว่าเดิม
4. ปี้มที่ใช้งานในระบบมีแรงขับไม่พอเพียงทั้ง 2 ระบบ ซึ่งได้แก้ไขโดยการติดปี้มเพิ่มเข้าไปอีก 1 ตัว โดยแยกใช้แต่ละระบบ
5. บูมที่ใช้ยกกระเช้าปกติจะอยู่ในตำแหน่งพักหรือตำแหน่งที่วาล์วควบคุมไม่ทำงานเมื่อเราโยกคันโยกบังคับวาล์วให้อยู่ในตำแหน่งที่จะให้กระเช้ายกขึ้น กระเช้าจะไม่ยกขึ้นทันที ต้องออกแรงช่วยยกให้กระบอกสูบเลื่อนขึ้นไปประมาณ 10 เซนติเมตร กระบอกสูบ ถึงจะเลื่อนขึ้นได้เอง อาจเนื่องมาจากน้ำหนักของบูมที่กดลงทำให้เกิดสูญญากาศในกระบอกสูบ แนวทางแก้ไขคือ เพิ่มองศาของบูมในตำแหน่งพัก โดยใส่เหล็กทรงหนุนเข้าไปใกล้จุดพิลคัม (Fulcum) หรือจุดหมุนหรือใส่แหวนรองรับกระบอกสูบ
6. การติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ ยังไม่เรียบร้อยเท่าที่ควร เช่น วาล์วควบคุมการทำงาน ควรจะติดตั้งซ้อนๆ กันให้เป็นระเบียบ เพื่อจะได้ประหยัดพื้นที่และสายน้ำมันไฮดรอลิก
7. ตัวรถควรลดขนาดให้เล็กหรือพอดีกว่านี้เพื่อความสะดวกในการนำไปใช้งานจริงในพื้นที่เกษตร
8. ในการเดินหน้า, ถอยหลัง, เลี้ยวซ้ายและเลี้ยวขวานั้นเราจะใช้ล้อหน้า 1 ล้อ เป็นล้อที่สามารถหมุนได้รอบตัวเอง และล้อหลัง 2 ล้อ เป็นล้อที่ไม่สามารถหมุนได้รอบตัวเอง แต่จากการทดลองรถกระเช้าจะเดินตรงไปข้างหน้าหรือถอยหลังก็ตาม เมื่อล้อหน้าหมุนออกไม่ตรงทางตรงจะทำให้รถกระเช้าเกิดการเลี้ยวขึ้นทันที การแก้ไขทำได้โดยทำให้ล้อหน้ายื่นไปด้านหน้าอีกก็จะทำให้รถวิ่งได้ดีขึ้น หรือเพิ่มล้อหน้าเข้าไปอีก 1 ล้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9 แสดงลักษณะรถกระเช้าของโครงการปีการศึกษา 2537 ,2538

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

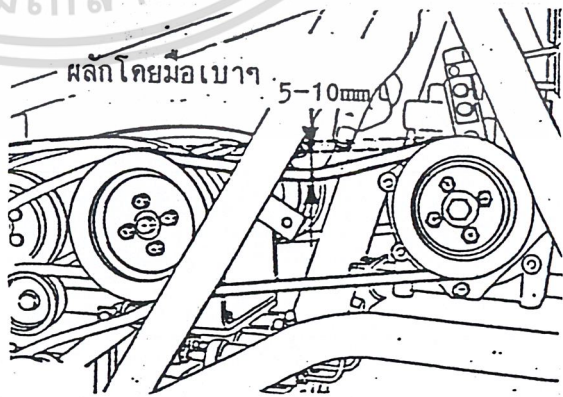
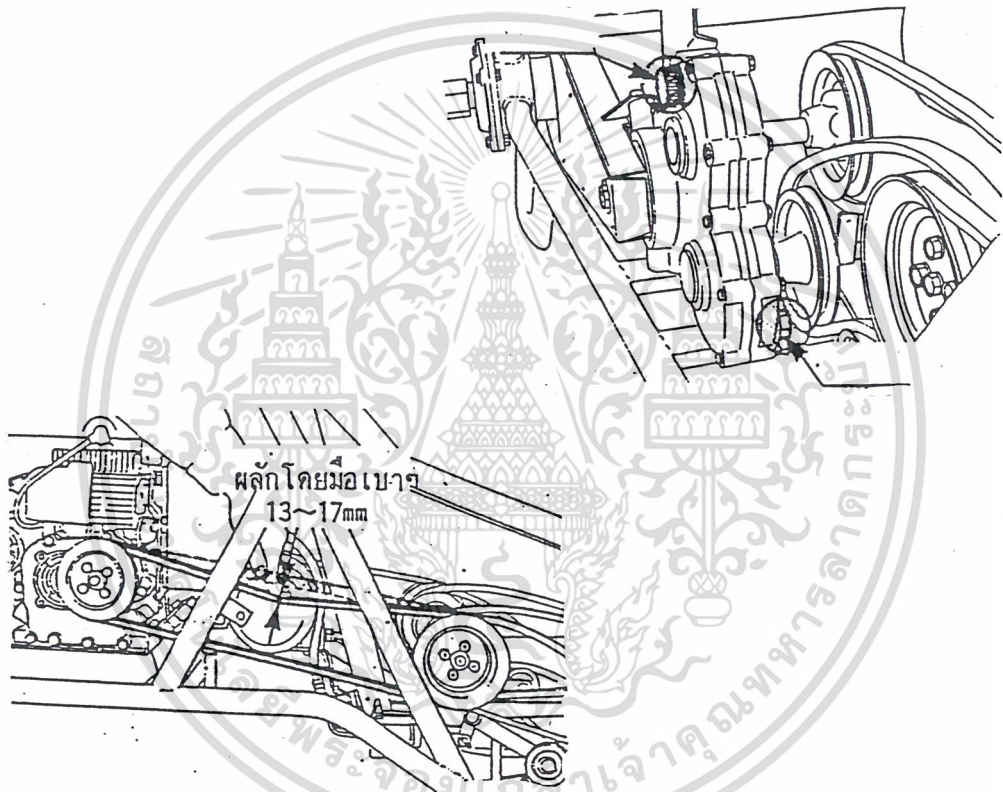
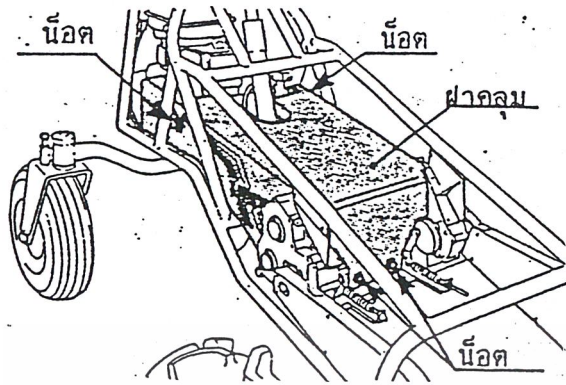
5.5.3 รถกระเช้าต้นแบบจากประเทศญี่ปุ่น

มีสมรรถนะดังนี้

ขนาดและรูปร่างของรถกระเช้า

ความยาว	3460 mm
ความกว้าง	1550 mm
ความสูง	1440 mm
ระยะห่างล้อหน้า	1310 mm
น้ำหนัก	450 kg
ความสูงของกระเช้า	
สูงสุด	3500 mm
ต่ำสุด	450 mm
เครื่องยนต์	
รุ่น	คูโบต้า GS230-2FH-S
ปริมาณลูกสูบ	226 cc
แรงม้า/ความเร็วรอบ	4.0 แรงม้า / 1800 รอบต่อนาที
ระบบติดเครื่อง	มอเตอร์ไฟฟ้า
ระบบเดี่ยว	Skid Steer โดยล้อหน้า
ระบบคลัตช์หมุนกลับ	เปลี่ยนเดินหน้าและถอยหลังแบบให้สายพานแน่น
ระบบเบรค	Negative Break
ความเร็วเคลื่อนที่	1.5-3.4 km/hr

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 10 แสดงส่วนต่างๆของรถกระเช้าจากประเทศญี่ปุ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ตารางการทำงานและการประเมินราคา

6.1 ตารางการทำงานที่กำหนด

การดำเนินงาน	เดือน								
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.
1. หาข้อมูลในการสร้าง	■								
2. จัดเตรียมอุปกรณ์ที่ต้องใช้	■	■							
3. ทำโครงสร้าง		■							
4. ติดตั้งชุดส่งกำลัง			■	■					
5. ทดสอบขับเคลื่อนและแก้ไข				■	■				
6. ติดตั้งชุด Hydraulic และกระเช้า					■				
7. ทดสอบการทำงานของชุด Hydraulic และแก้ไข						■			
8. เดินสาย Control ไปยังอุปกรณ์ต้นกำลัง และติดตั้งชุด Control							■		
9. ทดสอบชุด Control ปรับปรุงแก้ไข							■		
10. ทดสอบระบบทั้งหมด และปรับปรุงแก้ไขให้สมบูรณ์								■	
11. เรียบเรียงปริญญานิพนธ์แล้วเตรียมรายงานผล									■

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ตารางการทำงานจริง

การดำเนินงาน	เดือน								
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.
1. หาข้อมูลในการสร้าง									
2. จัดเตรียมอุปกรณ์ที่ต้องใช้									
3. ทำโครงสร้าง									
4. ติดตั้งชุดส่งกำลัง									
5. ทดสอบขับเคลื่อนและแก้ไข									
6. ติดตั้งชุด Hydraulic และกระเช้า									
7. ทดสอบการทำงานของชุด Hydraulic และแก้ไข									
8. เดินสาย Control ไปยังอุปกรณ์ต้นกำลัง และติดตั้งชุด Control									
9. ทดสอบชุด Control ปรับปรุงแก้ไข									
10. ทดสอบระบบทั้งหมด และปรับปรุงแก้ไขให้สมบูรณ์									
11. เรียบเรียงปริญญานิพนธ์แล้วเตรียมรายงานผล									

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3 วัสดุและการประเมินราคา

วัสดุ	ราคา
1. ท่อเป็บบขนาด 1 นิ้ว หนา 0.183 นิ้ว ยาว 20 เมตร	1000 บาท
2. ท่อเป็บบขนาด 2 นิ้ว หนา 0.183 นิ้ว ยาว 2 เมตร	360 บาท
3. เหล็กกล่องขนาด 3×5 นิ้ว ยาว 3 เมตร	360 บาท
4. ครอบกไฮดรอลิก	2000 บาท
5. ล้อ 4 ล้อ	3000 บาท
6. มู่เลย์ ขนาด 5 นิ้ว จำนวน 6 ตัว ขนาด 4 นิ้ว จำนวน 4 ตัว	1000 บาท
7. สายพาน 6 เส้น	500 บาท
8. สเตอ์รถจักรยานยนต์ 10 ตัว	1000 บาท
9. โซ่ ยาว 1.8 เมตร จำนวน 2 เส้น ,ยาว 1.5 เมตร 2 เส้น	400 บาท
10. สายไฮดรอลิกยาวเส้นละ 5 เมตร 4 เส้น	1000 บาท
11. ลวดสลิง 6 เมตร 1 เส้น	300 บาท
12. ลูกป้บเบรค 4 ตัว	100 บาท
13. แม่ป้บเบรค 4 ตัว	600 บาท
14. เครื่องยนต์	7000 บาท
15. หน้าแปลนล้อ	200 บาท
16. ป้บไฮดรอลิก	1200 บาท
17. วาล์วไฮดรอลิก 1 ตัว	1000 บาท
18. ชุดคั่นโยก คอนโทรล	1000 บาท
19. อื่นๆ	1000 บาท
รวม	23020 บาท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4 การประเมินราคาค่าแรง(อย่างง่าย)

เราได้ทำการสร้างทุกวันที่ไม่มีชั่วโมงเรียน โดยใน 1 อาทิตย์จะทำงานได้เฉลี่ยเพียง 2 วัน ดังนั้น 1 เดือนจะทำได้ 8 วัน ระยะเวลาที่ผ่านมาทั้งหมด 7 เดือน เพราะฉะนั้นเวลาทั้งหมดที่ทำจริงเท่ากับ 56 วัน เราคิดว่าวันหนึ่งมีจำนวนคนงานเฉลี่ย 2 คน (เนื่องจากการเข้ามาทำงานในแต่ละวัน มีจำนวนคนทำไม่เท่ากันตั้งแต่ 1-3 คน) โดยเราคิดที่ค่าแรงขั้นต่ำ 150 บาท เพราะฉะนั้นวันหนึ่งจะเสียค่าแรงโดยประมาณ 300 บาท ค่าแรงทั้งหมดในการสร้างจึงเท่ากับ 16800 บาท

$$\begin{aligned} \text{ค่าใช้จ่ายทั้งหมดในการสร้างรถกระเช้า} &= \text{ค่าอุปกรณ์} + \text{ค่าแรง} \\ &= 23020 + 16800 \\ &= 39820 \text{ บาท} \end{aligned}$$

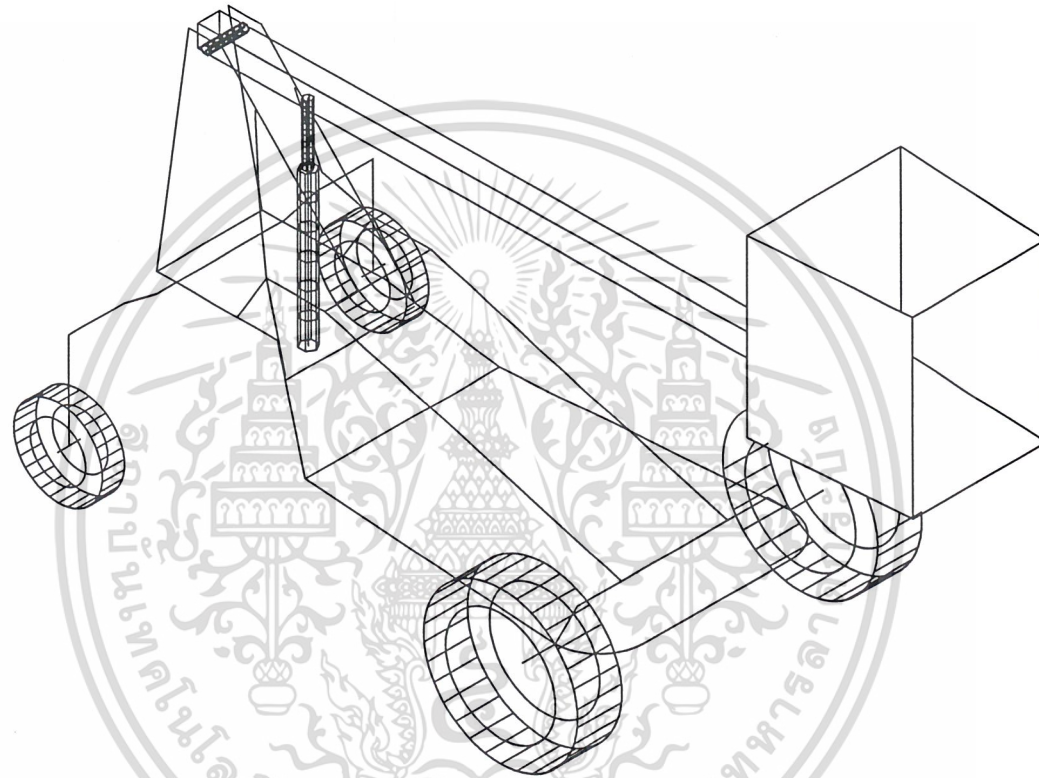
*** การคำนวณข้างต้นเป็นแบบง่าย โดยยังไม่คิดเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งมีค่าเสียโอกาส และค่าเครื่องจักร ซึ่งในที่นี้ให้ถือว่ามูลค่าใกล้เคียงกันไปก่อน

จะเห็นว่าเมื่อเทียบราคากับเงินงานที่ผลิตได้นั้นราคา 40000 บาท เป็นราคาที่ไม่สูงสำหรับรถกระเช้าเก็บผลไม้ 1 คัน และยังมีผลประโยชน์ในระยะยาว

*** บางครั้งถ้าเกษตรกรสามารถสร้างได้เองโดยไม่ต้องจ้าง เพราะส่วนประกอบต่างๆ ส่วนใหญ่หาซื้อได้ง่ายตามท้องตลาด และยังเป็นอุปกรณ์สำเร็จรูปซึ่งสามารถนำมาติดตั้งได้เลย ก็จะช่วยให้ลดต้นทุนในส่วนของคุณค่าแรงลงไปได้ ซึ่งในกรณีนี้ ต้นทุนก็ลดลงเหลือเพียง 23020 บาท

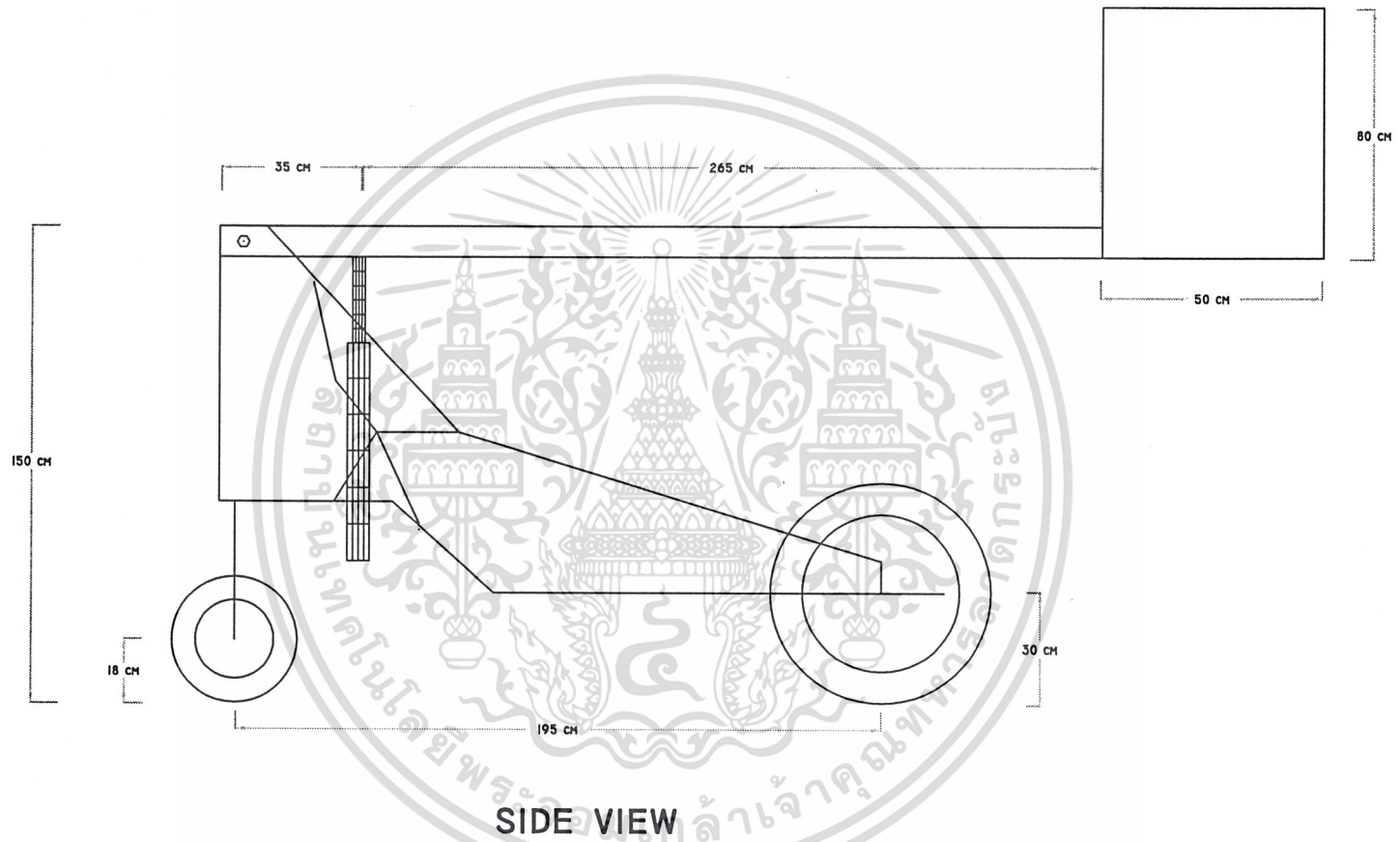


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

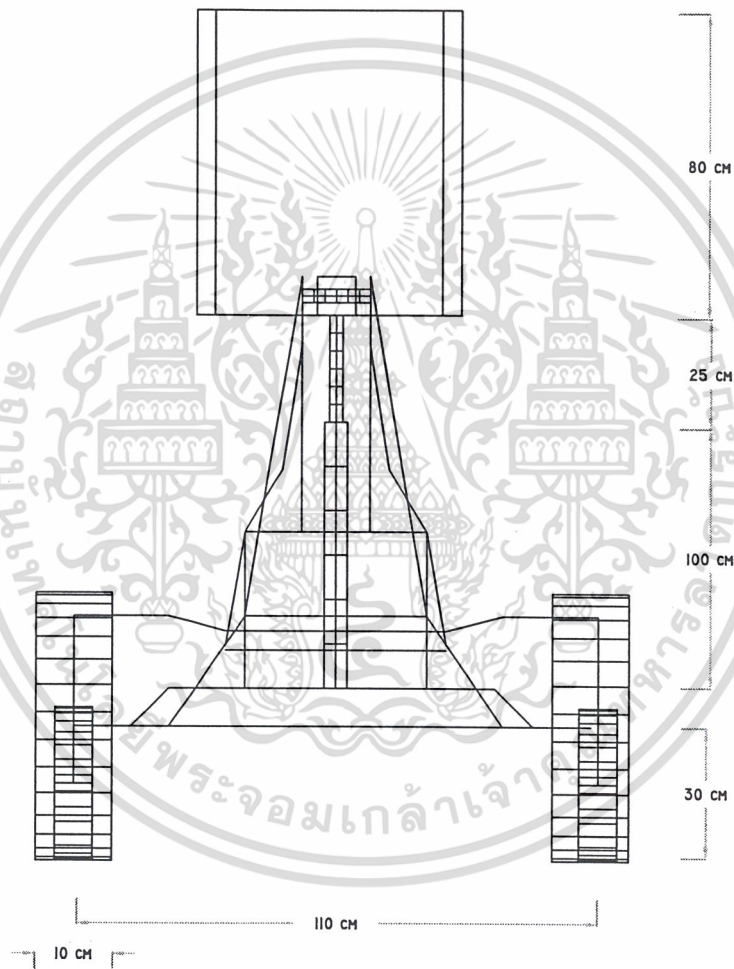


ISOMETRIC DESIGN
(WITHOUT COMPONENT)

รูปที่ 11 แสดงลักษณะโดยทั่วไปของรถกระเช้าที่ยังไม่มีส่วนประกอบ

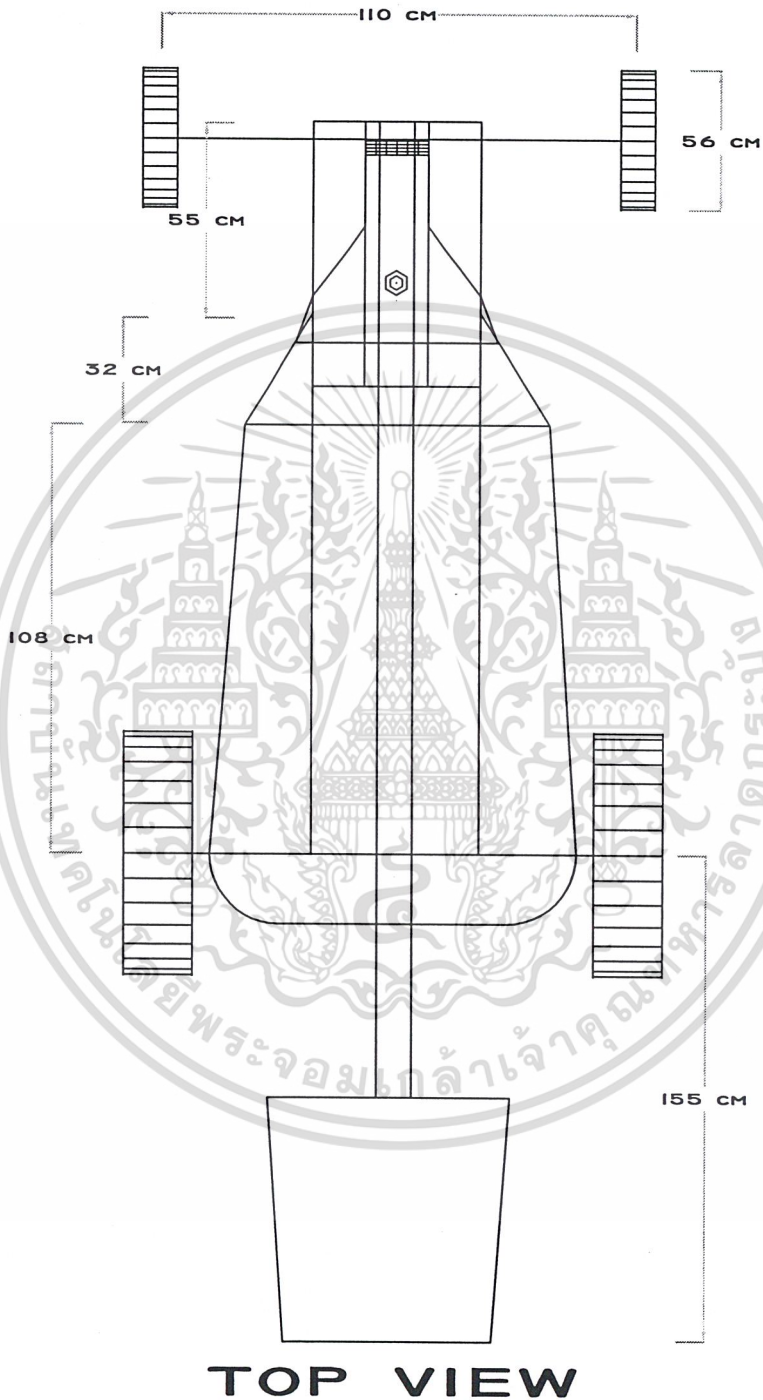


รูปที่ 12 แสดงภาพด้านข้างของรถกระเช้าโดยยังไม่มีส่วนประกอบ



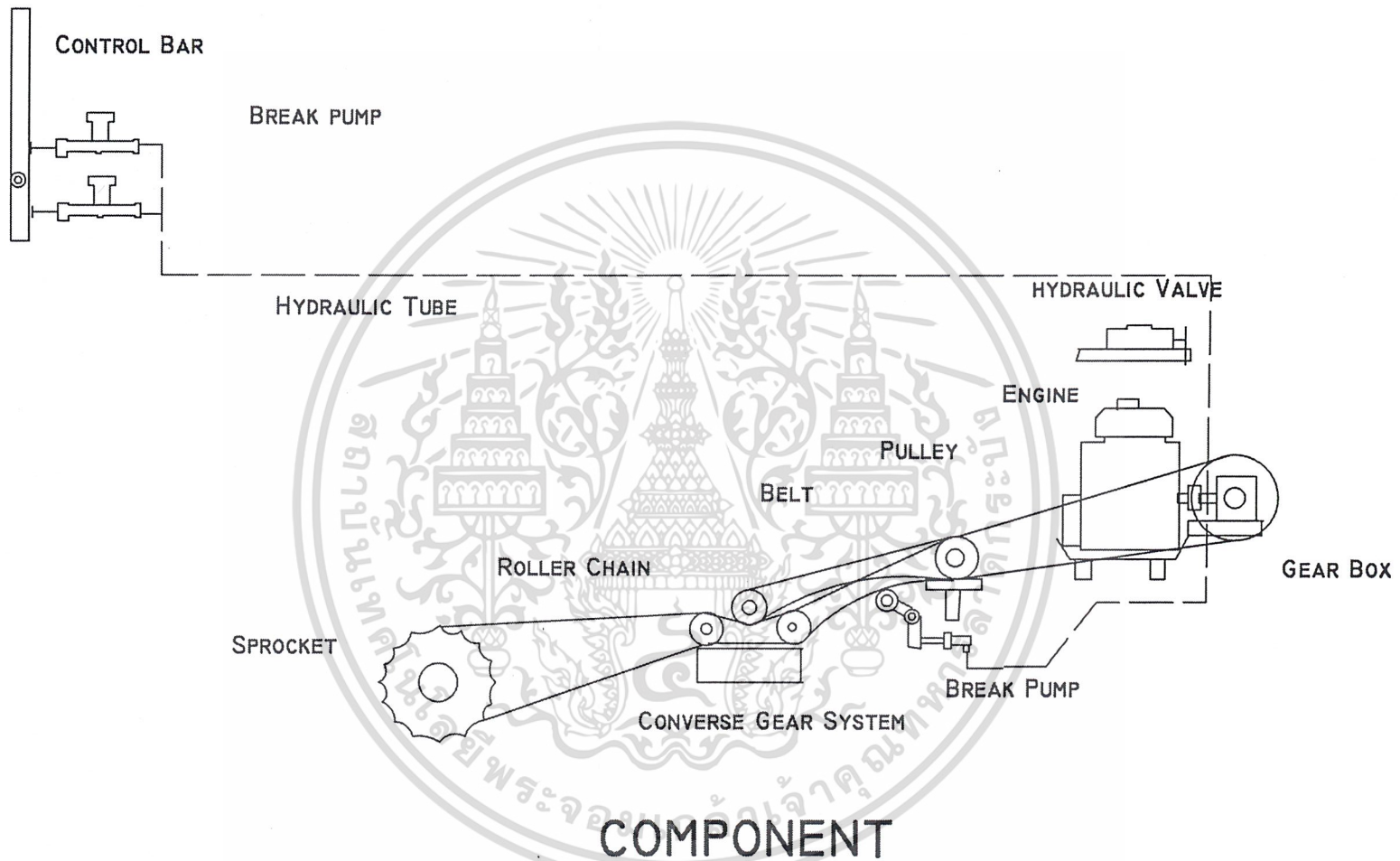
FRONT VIEW

รูปที่ 13 แสดงภาพด้านหน้าของรถกระเช้า โดยยังไม่มีส่วนประกอบ
เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของโรงเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่แจ้งประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

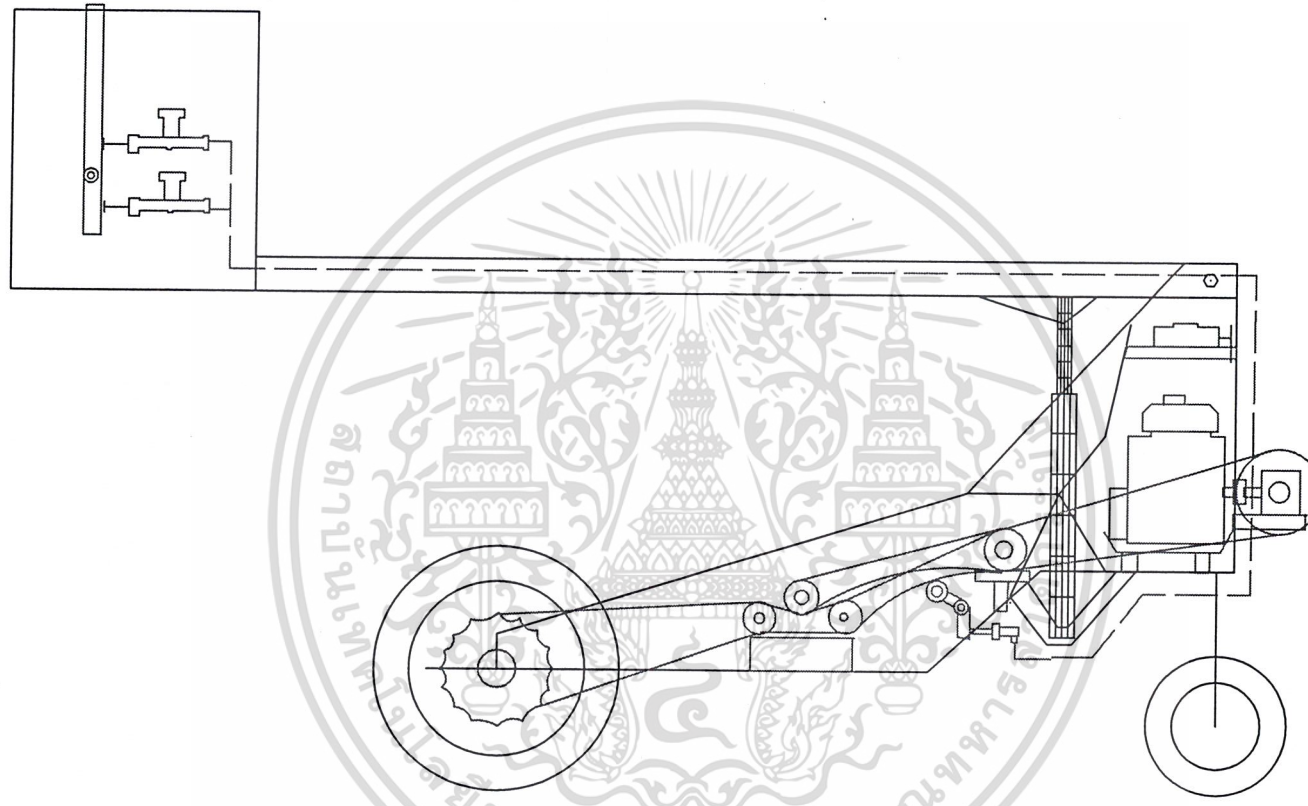


รูปที่ 14 แสดงภาพด้านบนของรถกระบะเช่าโดยยังไม่มีส่วนประกอบ

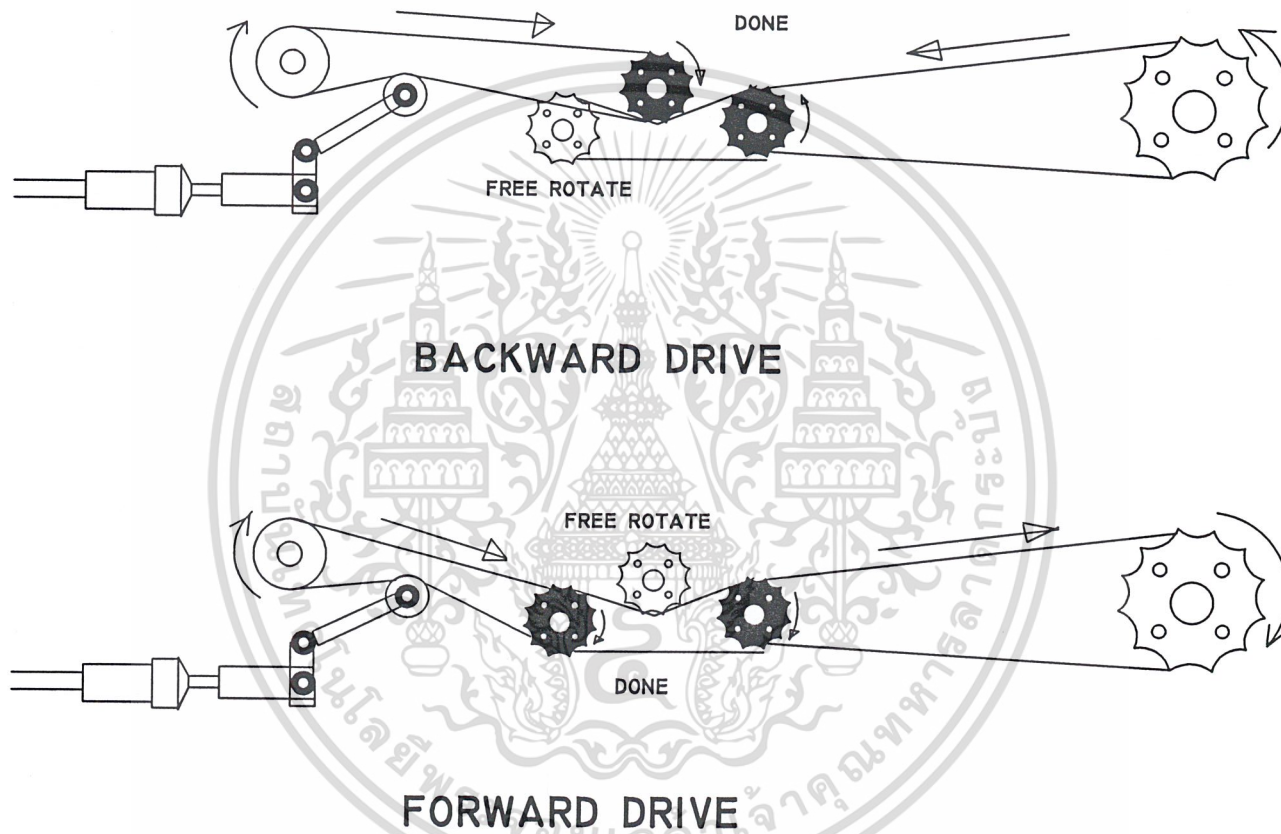
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



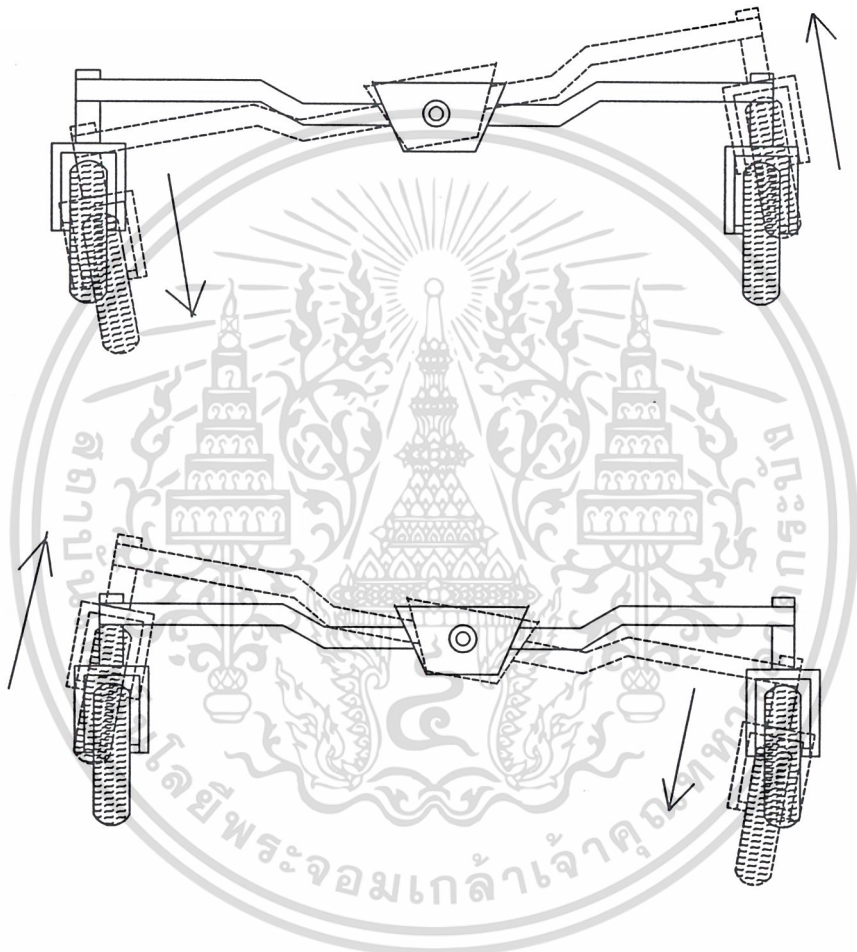
รูปที่ 15 แสดงส่วนประกอบต่าง ๆ ที่ใช้ในการทำงานของรถกระเช้า



รูปที่ 16 แสดงลักษณะของรถกระเช้าเมื่อติดตั้งส่วนประกอบต่าง ๆ



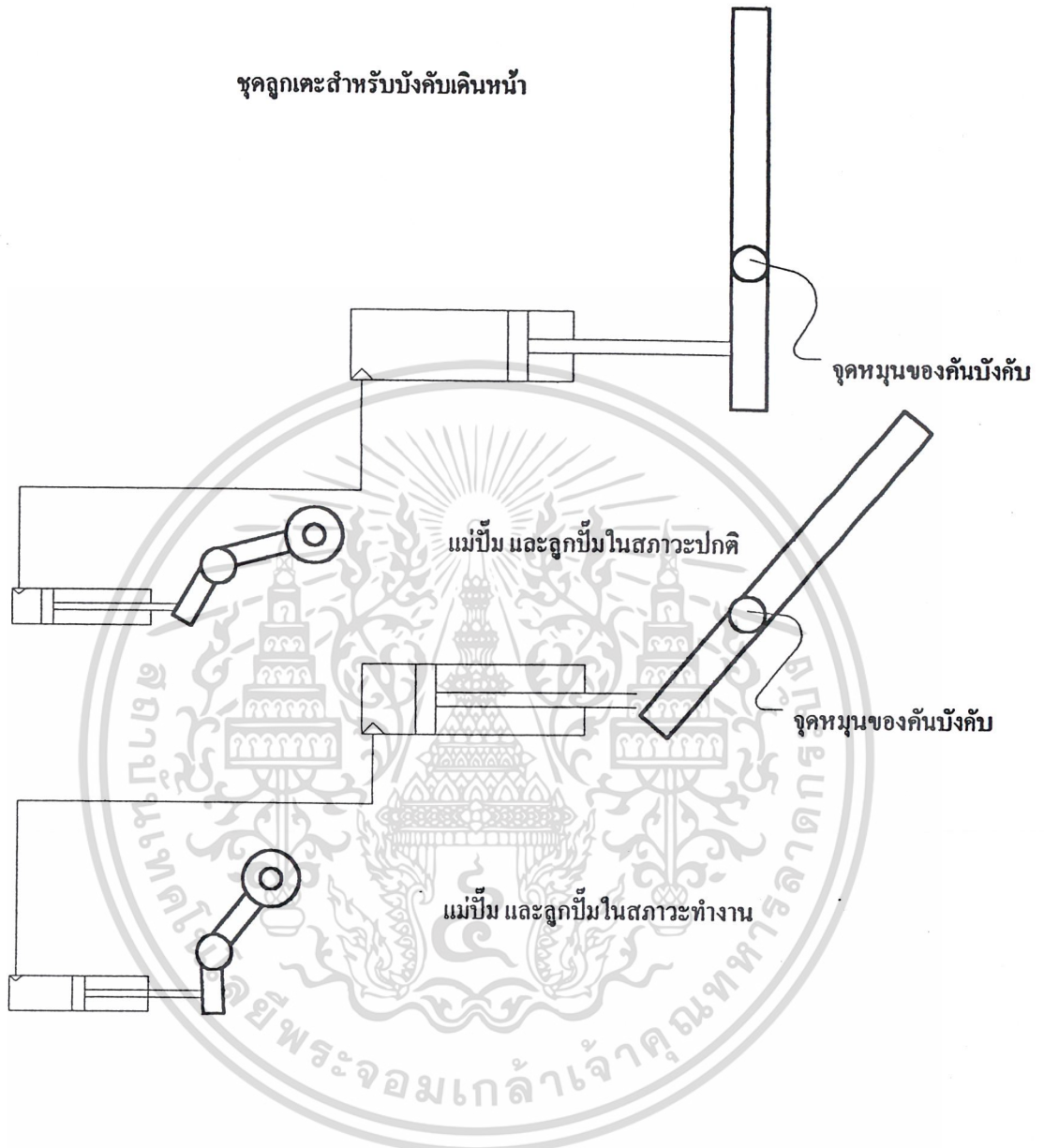
รูปที่ 17 แสดงลักษณะการส่งกำลังและการทำงานของลูกตะ



JOINT OF WHEEL BEAM FOR CONDITION OF GROUND

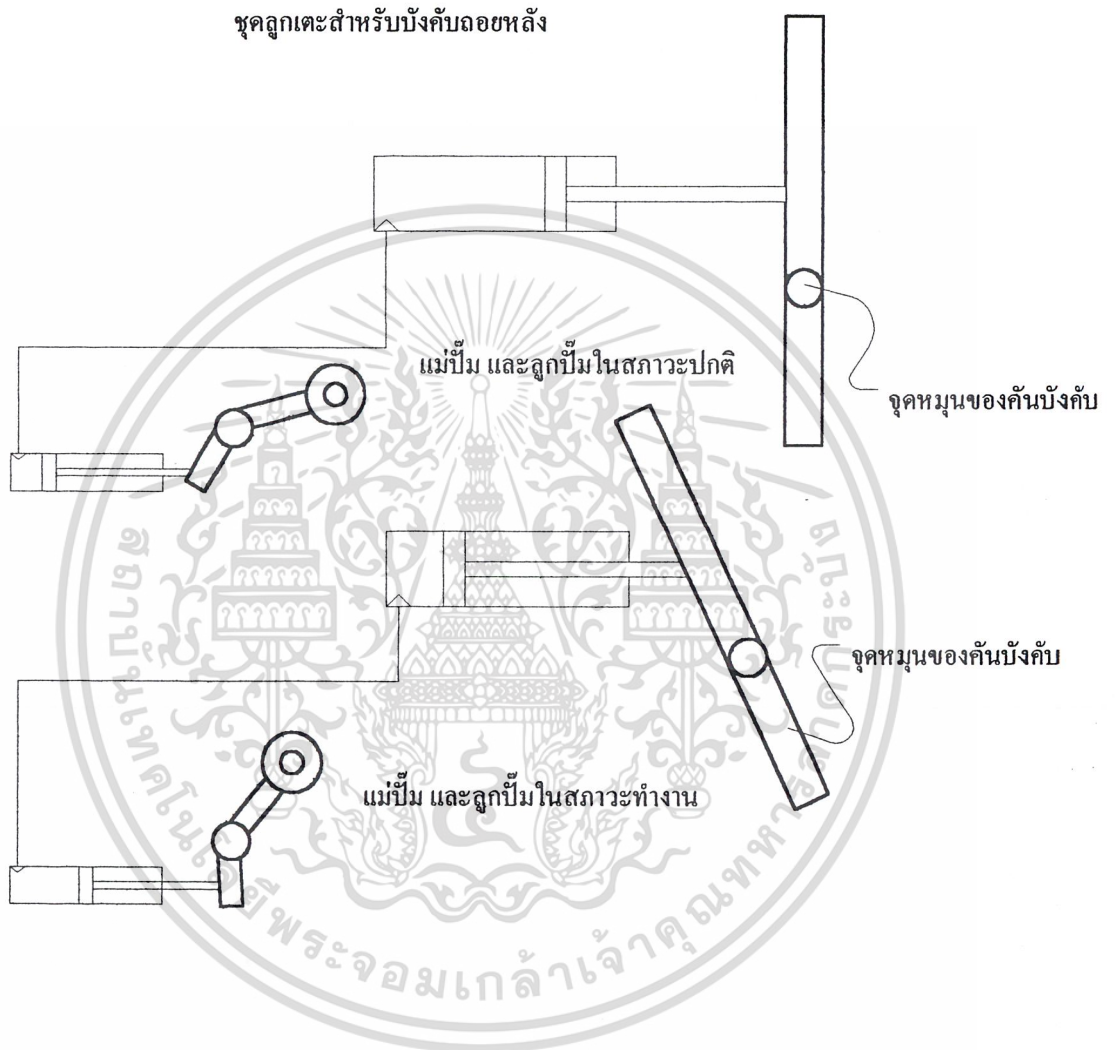
รูปที่ 18 แสดงลักษณะการหมุนของแกนล้ออิสระเพื่อรักษาโครงสร้างให้สมดุลย์ในพื้นที่ต่างระดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 19 แสดงวงจรการทำงานของลูกตะในการขับเคลื่อนไปข้างหน้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



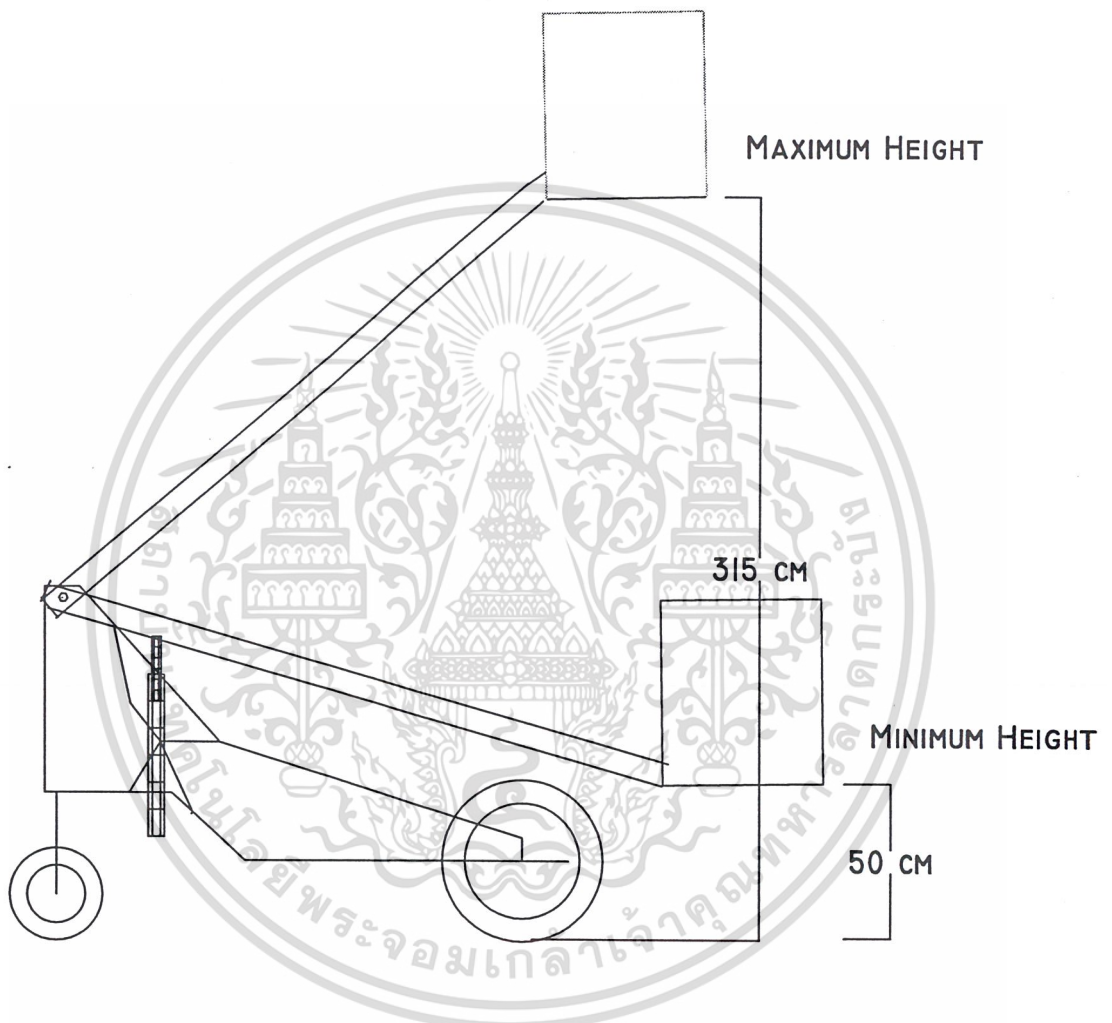
รูปที่ 20 แสดงวงจรการทำงานของลูกตะในการขับเคลื่อนไปข้างหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



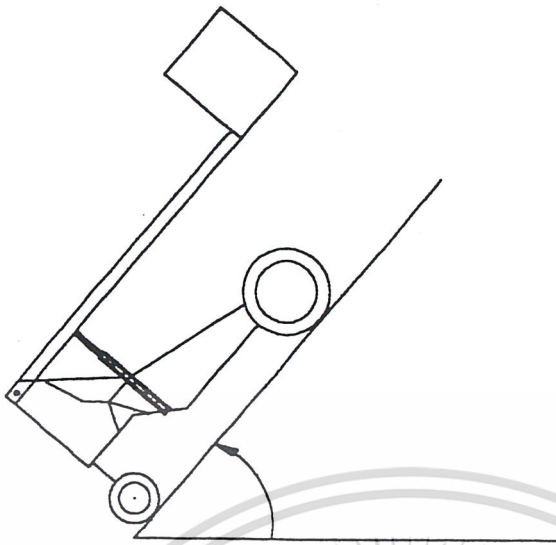
รูปที่ 21 วงจรไฮดรอลิกควบคุมการทำงานของกระบอกไฮดรอลิกที่ใช้ในการยกกระเช้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

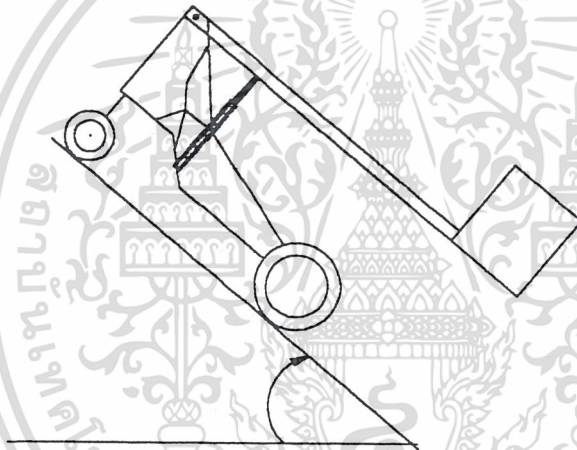


รูปที่ 22 แสดงระดับต่ำสุดและสูงสุดที่รถกระเช้าสามารถทำได้

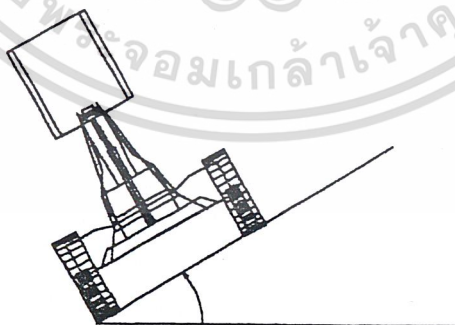
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



40 องศา

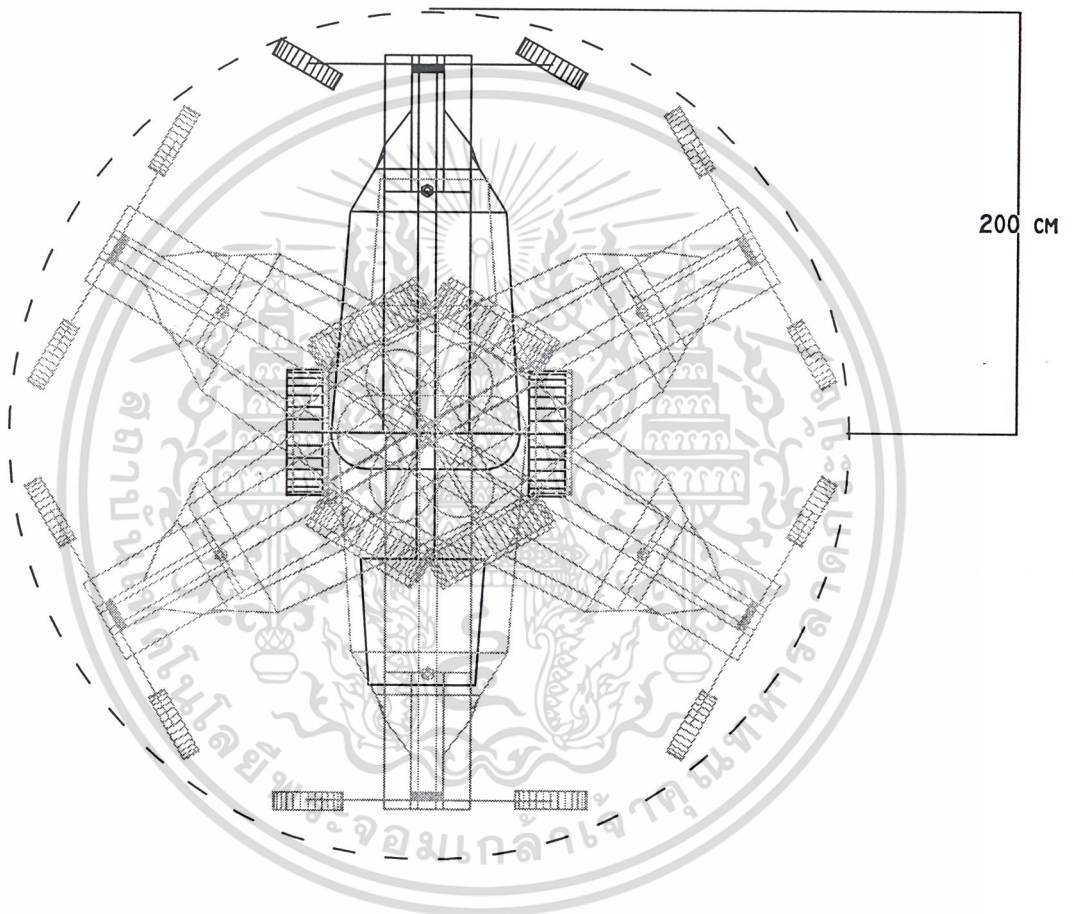


45 องศา



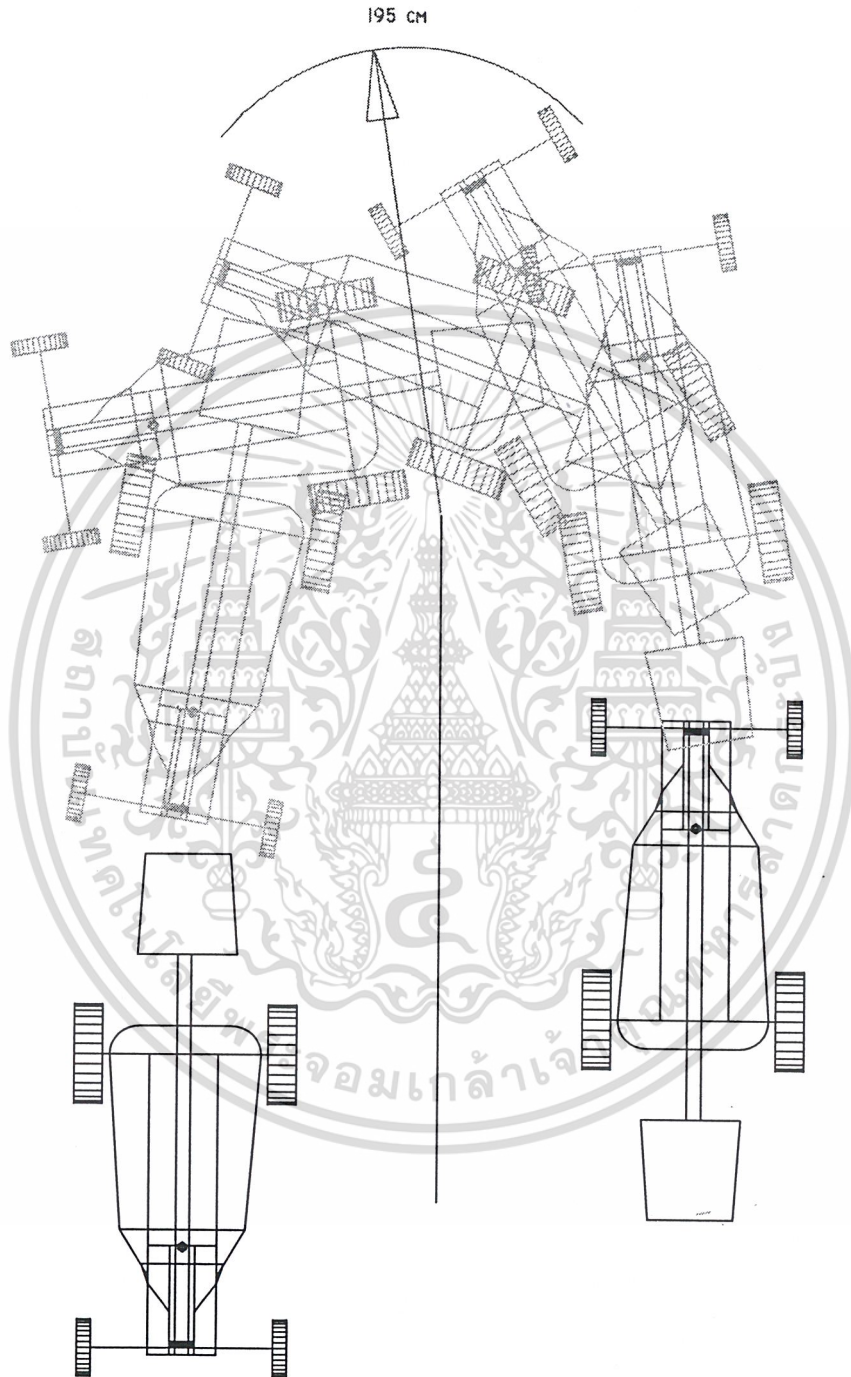
39.8 องศา

รูปที่ 23 แสดงมุมเอียงของรถกระเช้าเก็บผลไม้ในแนวต่างๆ ทางทฤษฎี (เมื่อรู้ค่า CG.)
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรรมการแข่งขันเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปยังบริษัทอื่นด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 24 แสดงคาร์คมีกรหมุนที่รถกระเช้าสามารถทำได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 25 แสดงคาร์ซีมิงเดี่ยวที่รถกระเช้าสามารถกลับตัวได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

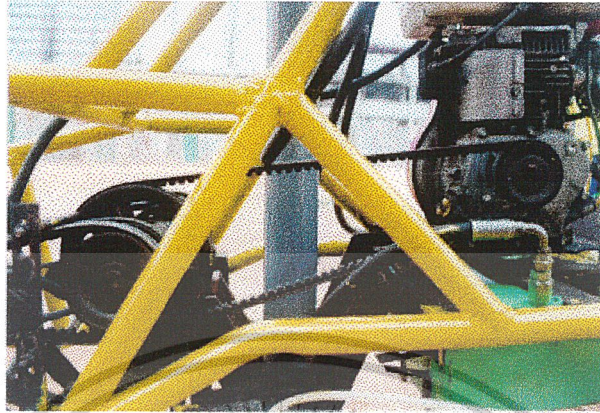


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

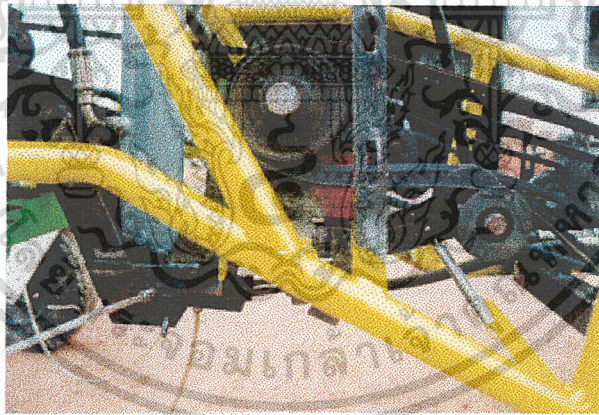


รูปที่ 26 แสดงชนิดของเครื่องยนต์ที่ใช้เป็นต้นกำลังของรถกระเช้าเก็บผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

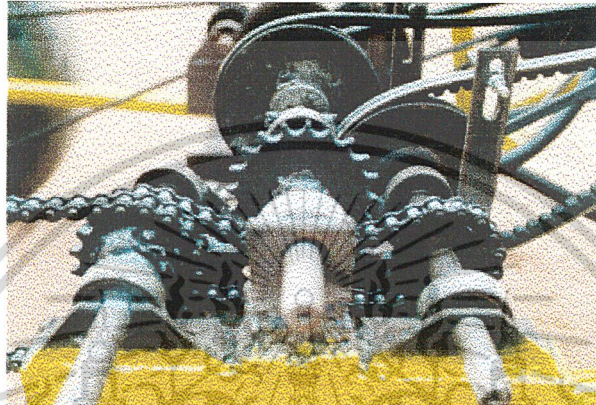


รูปที่ 27 แสดงการใช้สายพานเป็นตัวส่งกำลังจากเครื่องไปสู่เพลาลูก



รูปที่ 28 แสดงการส่งกำลังโดยใช้สายพานไปยังล้อขับโดยใช้ลูกตะเมาเป็นตัวควบคุมความตึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

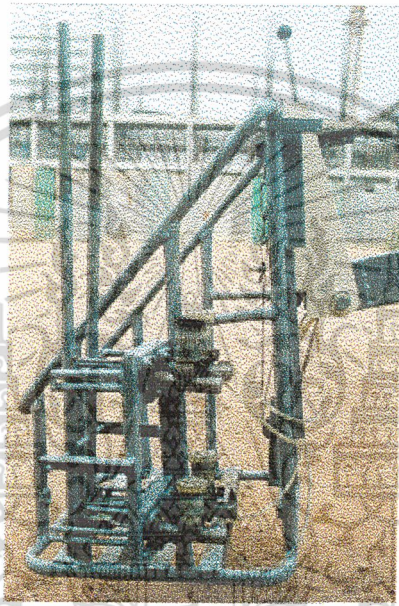


รูปที่ 29 แสดงชุดเฟืองโซ่หมุนสวนทางเพื่อควบคุมการเดินน้ำหรือถอยหลัง



รูปที่ 30 แสดงการส่งกำลังจากชุดเฟืองหมุนสวนทางไปยังล้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

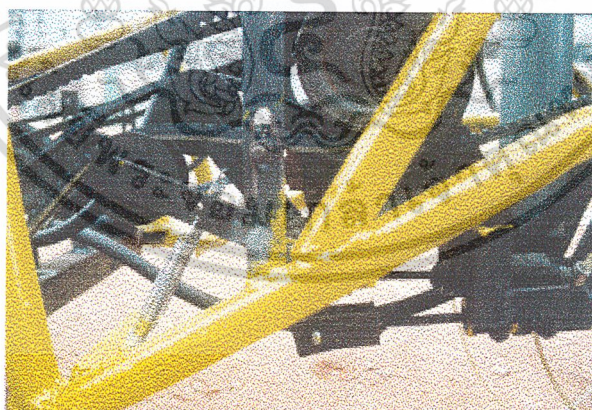


รูปที่ 31 แสดงลักษณะของตัวกระเช้าของรถกระเช้าเก็บผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

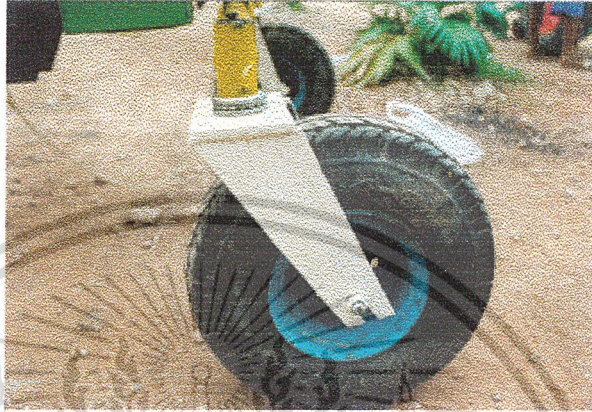


รูปที่ 32 แสดงลักษณะของการใช้สายพานและเฟืองโซ่ในการส่งถ่ายกำลัง



รูปที่ 33 แสดงลักษณะการทำงานของลูกตะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

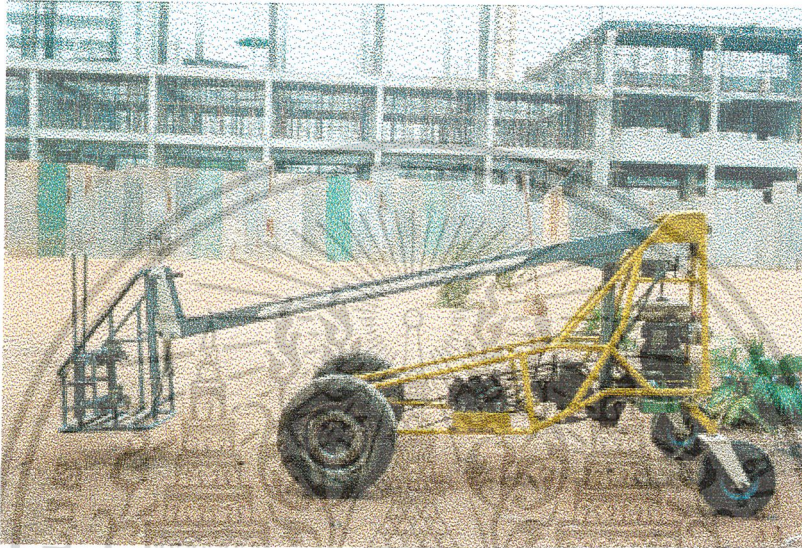


รูปที่ 34 แสดงล้อหลังที่เสียหายโดยอิสระ



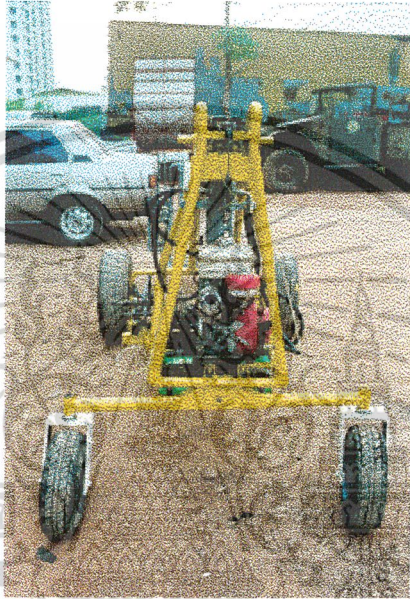
รูปที่ 35 แสดงงานเฟืองโซ่ที่เสียหาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 36 แสดงภาพด้านข้างของรถกระเช้าเก็บผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 37 แสดงภาพด้านหน้าของรถกระเช้าเก็บผลไม้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 38 แสดงความสูงที่รถกระเช้าเก็บผลไม้ทำไม่ได้ (2.8 เมตร)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A-1 ตัวประกอบใช้งาน k_1

k_1	สภาวะการทำงาน
1.3	งานเบา ทำงานคงที่
1.5	งานปานกลาง
2.0	งานหนัก แรงกระตุก เปิดปิดบ่อยครั้ง

A-2 ค่าตัวประกอบ k_2

หน้าตัดสายพาน	k_2
Y	0.049
Z	0.126
A	0.217
B	0.385
C	0.637
D	1.332

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A-3 ตัวประกอบใช้งาน N₁ สำหรับสายพานลัด

ชนิดของอุปกรณ์ที่ต้องการขับ	ชนิดของอุปกรณ์ขับ					
	มอเตอร์กระแสสลับ: normal torque, squirrel cage, synchronous and split phase. มอเตอร์กระแสตรง: shunt wound เครื่องยนต์สันดาปภายใน: ที่มีหลายลูกสูบ ความเร็วรอบสูงกว่า 600 rpm			มอเตอร์กระแสสลับ: high torque, high slip, repulsion-induction, single phase, series wound and slip ring. มอเตอร์กระแสตรง: series wound และ compound wound. เครื่องยนต์สันดาปภายใน: ที่มีหนึ่งลูกสูบ ความเร็วรอบต่ำกว่า 600 rpm เพลาเมน คลัสต์ซ์		
	ชั่วโมงทำงานต่อวัน			ชั่วโมงทำงานต่อวัน		
	≤ 10	10-16	> 16	≤ 10	10-16	> 16
งานเบา : เครื่องกวนของเหลว, เครื่องเป่าลม, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบลมแบบทอย-โซ่ง, พัดลมที่มีกำลังสูงถึง 7.5 kW, สายพานลำเลียงงานเบา	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
งานปานกลาง : สายพานลำเลียงทรายหรือ เมล็ดพืช, เครื่องผสมของขี้เถ้า, พัดลมที่มีกำลังสูงกว่า 7.5 kW, เครื่องกำเนิดไฟฟ้า, เพลาเมน, เครื่องชักผ้า, เครื่องมือกล Punches Presses - shears, เครื่องพิมพ์, positive displacement rotary pumps, เครื่องเขี่ย	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4

<u>งานหนัก :</u> เครื่องทำอิฐ, bucket elevators, exciters, เครื่องอัดลมและเครื่องสูบแบบลูกสูบ, สายพานลำเลียง, hammer mills, paper mill beaters, positive displacement blowers, เครื่องบด, เครื่องเสียด และเครื่องจักรกลงานไม้, เครื่องทอผ้า	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
<u>งานหนักพิเศษ :</u> Crushers(Gyratory-Jaw-Roll), mills(Ball-Rod-Tube) รอกไฟฟ้า rubber calenders-extruders-mills.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A-4 ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ่ม

$\frac{D - d_p}{C}$	ส่วนโค้งสัมผัส $\alpha \approx$	N_a
0	180	1
0.15	170	0.98
0.35	160	0.95
0.5	150	0.92
0.7	140	0.89
0.85	130	0.86
1.0	120	0.82
1.15	110	0.78
1.3	100	0.73
1.45	90	0.68

* ค่าที่อยู่ระหว่างค่าในตาราง อาจหาค่าได้โดยประมาณ โดยใช้การประมาณแบบเชิงเส้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A-5 สมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด “ Z “ ต่อเส้น P_R (เป็น kW) สำหรับสายพาน ยาว $L_p = 824$ และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$

d _p (mm)	m	ความเร็วรอบของล้อสายพานเล็ก n (rpm)										
		400	700	800	950	1200	1450	2000	2400	2850	3200	3600
		สมรรถนะในการส่งกำลังต่อเส้น P_R (kW)										
50	1.00	0.13	0.20	0.22	0.25	0.30	0.35	0.44	0.50	0.56	0.60	0.65
	1.05	0.13	0.21	0.23	0.26	0.31	0.36	0.46	0.52	0.59	0.63	0.68
	1.20	0.14	0.22	0.24	0.28	0.34	0.39	0.49	0.56	0.64	0.69	0.74
	1.50	0.15	0.23	0.26	0.29	0.35	0.41	0.52	0.60	0.68	0.73	0.79
	≥3.00	0.15	0.24	0.26	0.30	0.36	0.42	0.54	0.62	0.71	0.77	0.83
56	1.00	0.16	0.25	0.28	0.33	0.39	0.45	0.58	0.66	0.75	0.81	0.87
	1.05	0.17	0.26	0.29	0.33	0.40	0.47	0.60	0.68	0.77	0.84	0.90
	1.20	0.17	0.27	0.31	0.35	0.42	0.49	0.63	0.73	0.82	0.89	0.97
	1.50	0.18	0.28	0.32	0.36	0.44	0.51	0.66	0.76	0.86	0.94	1.02
	≥3.00	0.18	0.29	0.32	0.37	0.45	0.53	0.68	0.78	0.89	0.97	1.05
63	1.00	0.20	0.32	0.35	0.41	0.49	0.57	0.74	0.84	0.96	1.04	1.12
	1.05	0.20	0.32	0.36	0.42	0.50	0.59	0.75	0.87	0.98	1.07	1.16
	1.20	0.21	0.34	0.38	0.43	0.52	0.61	0.79	0.91	1.03	1.12	1.22
	1.50	0.22	0.35	0.39	0.45	0.54	0.63	0.82	0.94	1.07	1.17	1.27
	≥3.00	0.22	0.35	0.39	0.46	0.55	0.65	0.84	0.97	1.10	1.20	1.31
71	1.00	0.24	0.39	0.43	0.50	0.61	0.71	0.91	1.05	1.19	1.30	1.40
	1.05	0.25	0.39	0.44	0.51	0.62	0.72	0.93	1.07	1.22	1.32	1.43
	1.20	0.25	0.41	0.45	0.52	0.64	0.75	0.97	1.12	1.27	1.38	1.50
	1.50	0.26	0.42	0.47	0.54	0.65	0.77	0.99	1.15	1.31	1.43	1.55
	≥3.00	0.26	0.42	0.47	0.55	0.67	0.78	1.01	1.17	1.34	1.46	1.58
80	1.00	0.29	0.46	0.52	0.60	0.73	0.85	1.11	1.28	1.45	1.57	1.70
	1.05	0.29	0.47	0.53	0.61	0.74	0.87	1.13	1.30	1.48	1.60	1.73
	1.20	0.30	0.48	0.54	0.63	0.76	0.89	1.16	1.34	1.53	1.66	1.80
	1.50	0.30	0.49	0.55	0.64	0.78	0.91	1.19	1.37	1.57	1.70	1.85
	≥3.00	0.31	0.50	0.56	0.65	0.79	0.93	1.21	1.40	1.59	1.74	1.88
90	1.00	0.34	0.55	0.62	0.71	0.87	1.02	1.32	1.52	1.73	1.87	2.01
	1.05	0.34	0.56	0.62	0.72	0.88	1.03	1.34	1.54	1.75	1.90	2.05
	1.20	0.35	0.57	0.64	0.74	0.90	1.06	1.37	1.58	1.80	1.95	2.11
	1.50	0.36	0.58	0.65	0.75	0.92	1.08	1.40	1.62	1.84	2.00	2.16
	≥3.00	0.36	0.59	0.66	0.76	0.93	1.09	1.42	1.64	1.87	2.03	2.20
100	1.00	0.39	0.63	0.71	0.82	1.01	1.18	1.53	1.76	1.99	2.15	2.31
	1.05	0.39	0.64	0.72	0.83	1.02	1.19	1.55	1.78	2.01	2.18	2.34
	1.20	0.40	0.65	0.73	0.85	1.04	1.22	1.58	1.82	2.06	2.23	2.40
	1.50	0.41	0.66	0.74	0.86	1.05	1.24	1.61	1.85	2.10	2.28	2.45
	≥3.00	0.41	0.67	0.75	0.87	1.07	1.25	1.63	1.88	2.13	2.31	2.49

ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน N_1

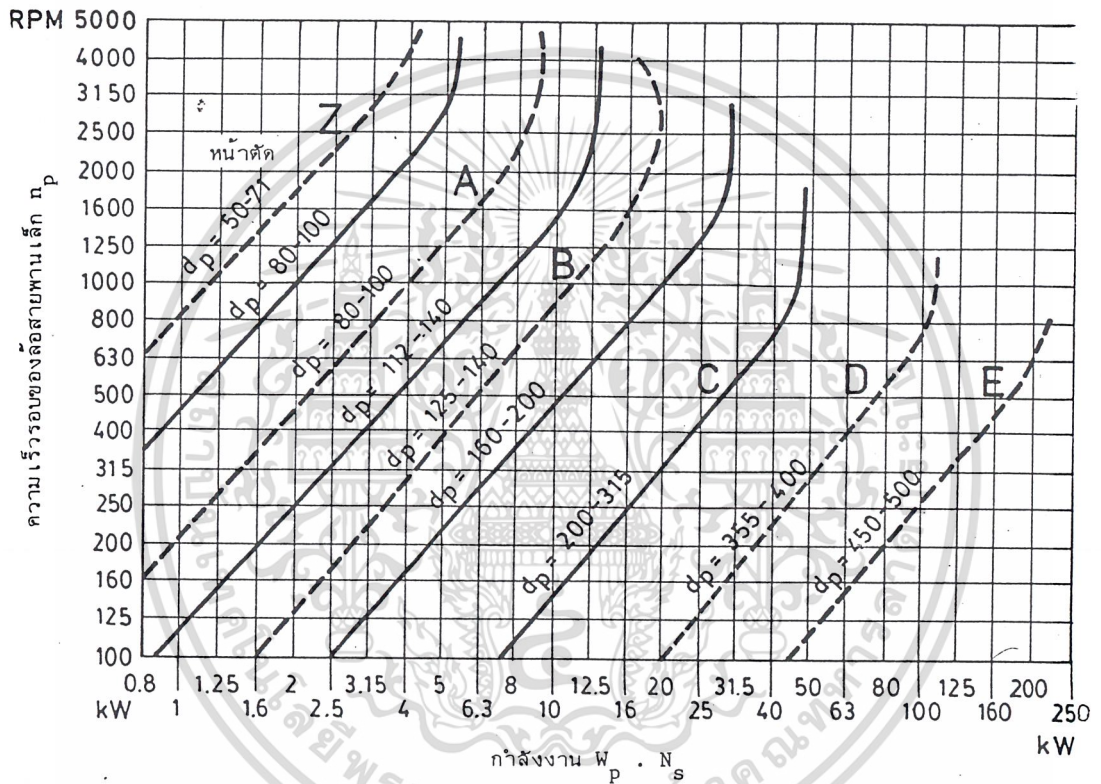
L_p	424	449	474	494	524	554	584	624	654	704	734	824
N_1	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.99	1.00
L_p	924	1024	1144	1274	1424	1624						
N_1	1.03	1.06	1.08	1.11	1.14	1.17						

ความยาวคอร์ดที่ใช้ $L_p = L_i + 22(\text{mm})$

L_i	375	380	400	425	450	475	500	520	530	560	575	600
	630	670	710	730	750	775	800	820	850	875	900	950
	980	1000	1060	1105	1120	1170	1180	1230	1250	1300	1320	1400
	1450	1500	1525	1580	1600	1680	1700	1730	1800	1830	1900	2000
	2080	2240	2480									

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A-6 แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่ม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A-7 ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานลิ่ม ตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957 (E)
และ ISO/R 256-1962(E)

ขนาดเป็น มม

หน้าตักสายพาน	Y	Z	A	B	C	D	E		
l_p	5.3	8.5	11	14	19	27	32		
h	4	6	8	11	14	19	25		
b_w	5.3	8.5	11	14	19	27	32		
b_1	6.3	9.7	12.7	16.3	22	32	40		
c	1.6	2	2.8	3.5	4.8	8.1	12		
e	8 ± 0.3	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.4	25.5 ± 0.5	37 ± 0.6	44.5 ± 0.7		
f	6 ± 0.5	8 ± 0.6	10 ± 0.6	12.5 ± 0.8	17 ± 1	24 ± 2	29 ± 2		
t_{min}	7	11	14	18	24	28	33		
32°	ϕ	≤ 63	-	-	-	-	-		
34°	สำหรับ	-	63 - 80	90 - 118	140 - 190	224 - 315	-		
36°	เส้นผ่าน	63	-	-	-	≤ 500	≤ 630		
38°	ศูนย์กลาง	-	> 80	> 118	> 190	> 315	> 500		
	คัตซ์ d_p	-	> 80	> 118	> 190	> 315	> 500		
b_2	จำนวน ร่องบน ล้อสาย พาน	1	12	16	20	25	34	48	58
		2	20	28	35	44	59.5	85	102.5
		3	28	40	50	63	85	122	147
		4	36	52	65	82	110.5	159	191.5
		5	44	64	80	101	136	196	236
		6	52	76	95	120	161.5	233	280.5
		7	60	88	110	139	187	270	325
		8		100	125	158	212.5	307	369.5
		9		112	140	177	238	344	411
		10		124	155	196	263.5	381	458.5
		11		136	170	215	289	418	503
		12		148	185	234	314.5	455	547.5
d_{pmin}	28	50	80	125	200	355	500		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

B-1 ไช้โรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-11976 (E)

ขนาดเป็น mm

ไช้ ISO	พิคซ์ p	d ₁ max	b ₁ min	d ₂ max	b ₃ min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
05B	8.00	5.00	3.00	2.31	4.90	4.51	7.85	11.18
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	8.66	8.93	16.97	24.92
08A	12.70	7.95	7.95	3.96	11.31	13.83	27.66	41.50
08B	12.70	8.51	7.75	4.45	11.43	17.85	31.20	44.54
10A	15.875	10.16	9.53	5.08	13.97	21.78	43.56	65.33
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	13.41	22.27	44.54	66.81
12A	19.05	11.91	12.70	5.94	17.88	31.20	62.39	93.59
12B	19.05	12.07	11.68	5.72	15.75	28.94	57.88	86.82
16A	25.40	15.88	15.88	7.92	22.74	55.62	111.25	166.87
16B	25.40	15.88	17.02	8.28	25.58	42.28	84.56	126.84
20A	31.75	19.05	19.05	9.53	27.59	86.82	173.64	260.46
20B	31.75	19.05	19.56	10.19	29.14	64.55	129.10	193.65
24A	38.10	22.23	25.40	11.10	35.59	124.59	249.17	373.76
24B	38.10	25.40	25.40	14.63	38.05	97.90	195.81	293.71
28A	44.45	25.40	25.40	12.70	37.32	169.12	338.25	507.37
28B	44.45	27.94	30.99	15.90	46.71	129.10	258.20	387.30
32A	50.80	28.58	31.75	14.27	45.34	222.49	444.98	667.47
32B	50.80	29.21	30.99	17.81	45.70	169.12	338.25	507.37
40A	63.50	39.68	38.10	19.84	55.02	347.08	694.16	1041.23
40B	63.50	39.37	38.10	22.89	55.88	262.61	525.23	787.84
48A	76.20	47.63	47.63	23.80	67.95	500.60	1001.21	1501.81
48B	76.20	48.26	45.72	29.24	70.69	400.54	800.99	1201.43
56B	88.90	53.98	53.34	34.32	81.46	542.89	1085.77	-
64B	101.60	63.50	60.96	39.40	92.15	712.01	1423.92	-
72B	114.30	72.39	68.58	44.48	103.94	898.89	1797.78	-

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

B-2 มวลของโซ่โรลเลอร์ต่อความยาว

โซ่ ISO	มวลของโซ่, kg/m			โซ่ ISO	มวลของโซ่, kg/m			
	หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น		หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น	สี่ชั้น
06B	0.39	0.74	1.10	06A	0.33	0.65	0.98	
08B	0.68	1.34	1.99	08A	0.61	1.22	1.83	2.44
10B	0.85	1.70	2.55	10A	0.98	1.96	2.95	3.93
12B	1.16	2.31	3.45	12A	1.59	3.05	4.54	6.10
16B	2.71	5.42	8.13	16A	2.50	5.00	7.50	10.00
20B	3.70	7.40	11.10	20A	3.68	7.35	11.03	14.70
24B	6.70	13.75	20.75	24A	5.54	11.07	16.61	22.14
28B	8.25	16.80	25.40	28A	7.52	15.00	22.60	30.10
32B	9.22	18.45	27.67	32A	9.67	19.34	29.02	38.69
40B	15.48	31.55	47.62	40A	15.48	30.95	46.43	61.90
48B	24.71	50.00	75.45	48A				
56B	33.20	67.60		56A				
64B	44.64	89.29		64A				
72B	59.50			72A				

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

B-3 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำสม่ำเสมอ

โซโรลเลอร์แบบ B				โซโรลเลอร์แบบ A			
จำนวน พื้นบน ตีเนียน	อุปกรณ์ขับ *			จำนวน พื้นบน ตีเนียน	อุปกรณ์ขับ **		
	สม่ำเสมอ	กระตุก ปานกลาง	กระตุก มาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับแผนภูมิรูป 11.18				ใช้กับแผนภูมิรูป 11.19			
11	1.72	2.16	2.59	11	1.41	1.41	1.69
12	1.59	1.98	2.38	12	1.28	1.28	1.54
13	1.47	1.84	2.21	13	1.19	1.19	1.43
14	1.35	1.69	2.03	14	1.10	1.10	1.32
15	1.27	1.58	1.90	15	1.00	1.00	1.20
16	1.19	1.49	1.79	16	0.93	0.93	1.11
17	1.12	1.40	1.69	17	0.86	0.86	1.03
18	1.05	1.32	1.58	18	0.81	0.81	0.98
19	1.00	1.25	1.50	ใช้กับแผนภูมิรูป 11.20			
20	0.95	1.19	1.43	19	1.00	1.00	1.20
21	0.91	1.14	1.36	20	0.93	0.93	1.12
22	0.86	1.08	1.29	21	0.88	0.88	1.06
23	0.83	1.03	1.24	22	0.84	0.84	1.01
24	0.79	0.99	1.19	23	0.80	0.80	0.96
25	0.76	0.95	1.14	24	0.75	0.78	0.93
				25	0.75	0.75	0.90

* สม่ำเสมอ : มอเตอร์ไฟฟ้า

กระตุกมาก : เครื่องยนต์หนึ่งสูบ

กระตุกปานกลาง : เครื่องยนต์หลายสูบ

**

ประเภท I : เครื่องยนต์ต่อผ่านไฮดรอลิกคัปปลิง ประเภท II : มอเตอร์ไฟฟ้าหรือกังหัน

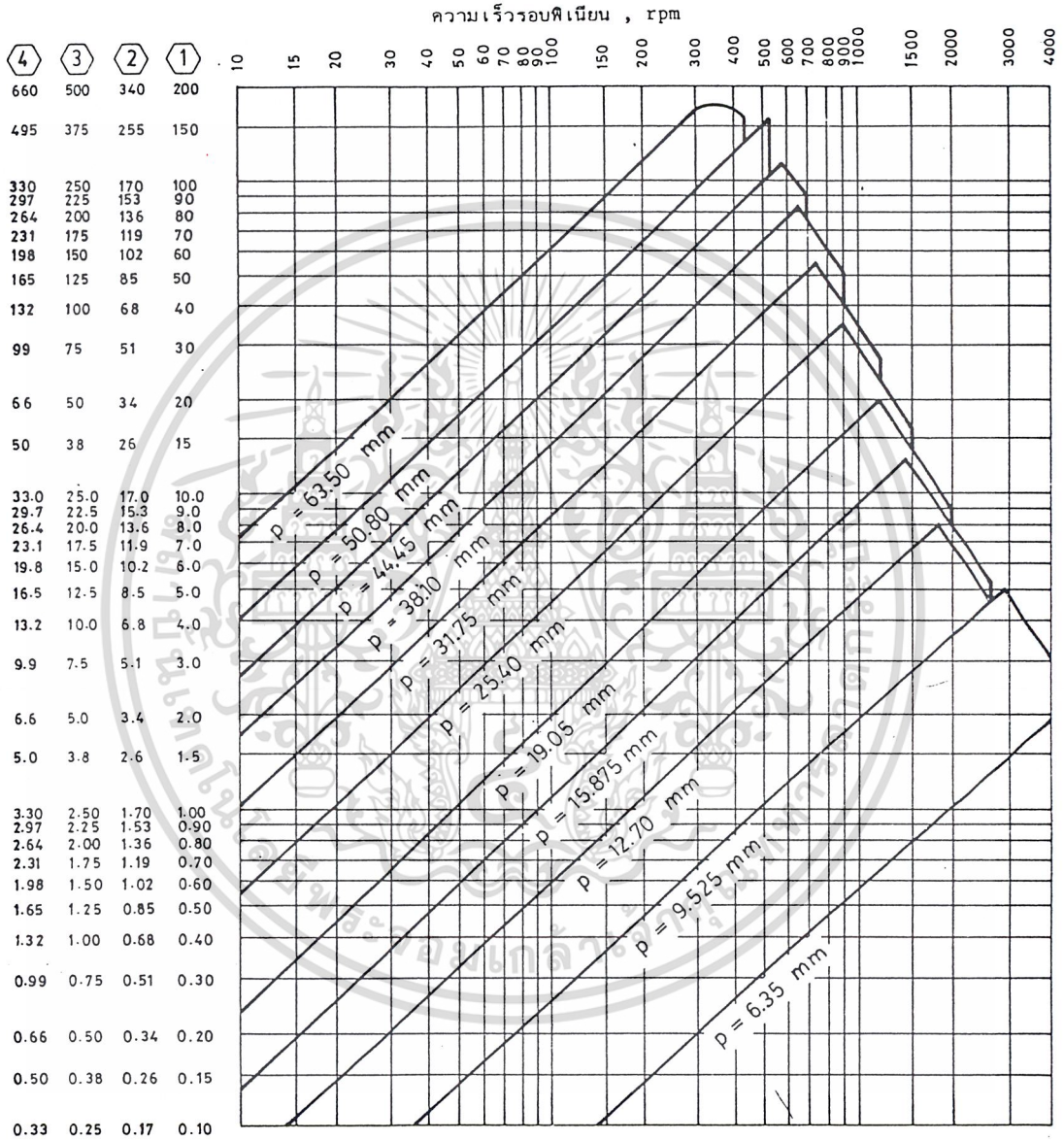
ประเภท III : เครื่องยนต์ต่อผ่านอุปกรณ์ทางกล

B-4 จำนวนพื้นของเฟืองโซ่

11	12	13	14	15	17	19	20	21	23
25	27	30	38	57	76	95	114	150	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

B-5 แผนภูมิใช้เลือกโรลเลอร์แบบ A (สำหรับพีนี้น 19 ฟัน)



4 = โขสี่ชั้น 3 = โขสามชั้น 2 = โขสองชั้น 1 = โขหนึ่งชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

B-6 ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ , C

ระยะพิศ mm	ระยะห่างระหว่าง ศูนย์กลาง, mm	ระยะพิศ mm	ระยะห่างระหว่าง ศูนย์กลาง, mm
9.525	450	38.10	1350
12.70	600	44.45	1500
15.875	750	50.80	1700
19.05	900	63.50	1800
25.40	1000	76.20	2000
31.75	1200		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

C-1 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าที่ชุบแข็งได้ (mechanical properties of carburizing and hardening grade steels)

AISI Type	Tensile Strength, ksi	Yield Point, ksi	Elongation in 2 in., %	Reduction of Area, %	Impact Strength (Izod), ft-lb	Hardness		Machining
						Case (Brinell)	Case (Rockwell)	
Plain Carbon, Carburized Steels								
C1015	73	46	30	71	93	149	C62 (.048")	ไม่พอใช้
C1020	75	48	31	71	93	156	C62 (.046")	ไม่พอใช้
C1022	83	47	27	66	81	163	C62 (.046")	ดี
C1117	97	59	23	53	33	192	C65 (.045")	ดีมากถึงดีเลิศ
C1118	113	77	17	45	16	229	C61 (.065")	ดีมากถึงดีเลิศ
Plain Carbon, Hardened Steels								
C1030	122-75	93-58	18-33	48-71	8-100	495-179		พอใช้ถึงดี
C1040	113-89	86-62	19-33	48-68	36-72	262-183		พอใช้ถึงดี
C1050	143-96	108-61	10-30	42-63	16-53	321-192		พอใช้ถึงดี
C1060	160-103	112-68	12-28	40-60	14-23	321-212		ต้องแอนนีส
C1080	190-117	142-70	12-24	35-51	10-22	388-223		ต้องแอนนีส
C1095	188-190	120-74	10-26	30-53	5-6	401-229		ต้องแอนนีส
C1137	158-87	138-60	6-28	22-70	10-90	352-174		ดีถึงดีมาก
C1141	237-94	188-68	7-28	58-63	9-81	461-192		ดีถึงดีมาก
C1144	128-97	91-68	17-24	35-59	7-62	277-201		ดีถึงดีมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

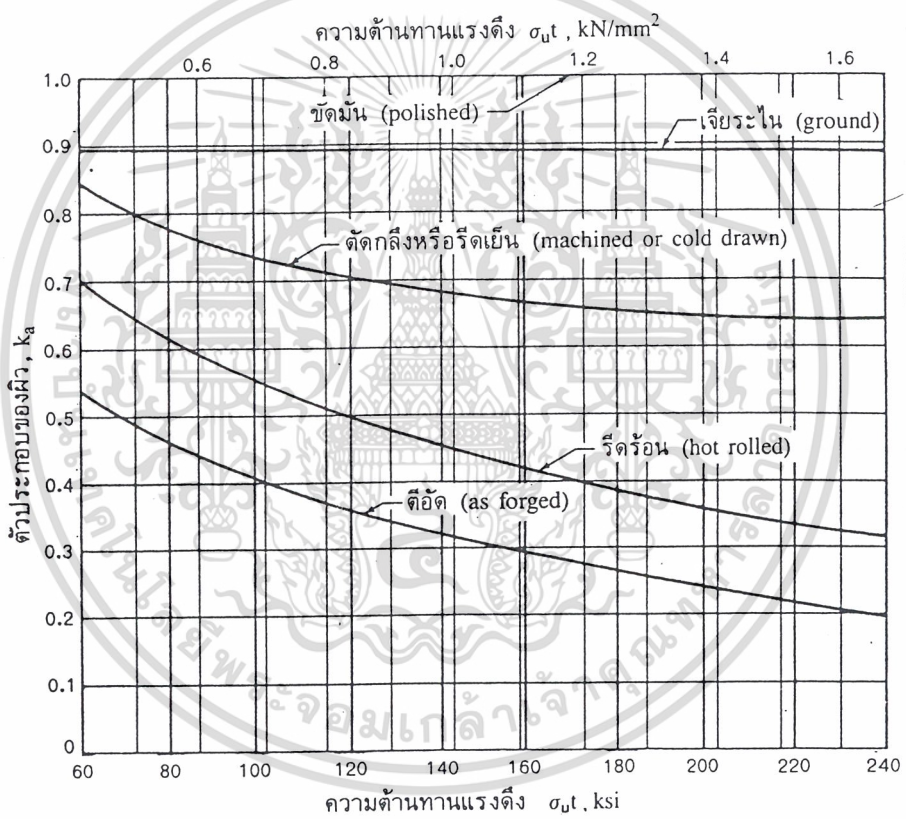
(ต่อ)

AISI Type	Tensile Strength, ksi	Yield Point, ksi	Elongation in 2 in., %	Reduction of Area %	Impact Strength (Izod), ft-lb	Hardness		Machining
						Case (Brinell)	Case (Rockwell)	
Alloy Steels, Hardening Grades								
4130	234-98	197-89	12-28	44-71	32-108	461-202		-
8630	250-115	230-93	10-26	47-70	33-114	495-217		-
1340	282-100	235-76	9-25	24-61	9-97	578-235		-
3140	280-112	249-92	11-23	49-69	9-97	555-223		-
4140	290-117	251-100	11-23	42-65	11-108	578-235		-
4340	284-142	228-130	11-21	48-64	18-77	555-293		-
5140	278-114	228-84	8-28	28-68	9-93	534-207		-
8740	290-119	240-100	10-25	42-64	21-88	578-241		-
4150	308-128	248-117	10-20	34-60	10-77	578-262		-
5150	312-116	250-102	9-22	31-62	7-78	601-241		-
6150	315-118	270-108	7-22	17-61	14-87	601-241		-
8650	282-123	250-114	11-22	41-62	9-78	555-255		-
9255	305-130	288-102	2-22	4-49	3-25	601-262		-
5160	322-115	260-106	4-24	9-60	2-63	627-229		-
4063	345-114	257-103	4-24	8-60	3-67	557-229		-
Alloy Steels, Carburizing Grades								
E3310	180, 180	146, 180	14, 15	57, 58	55, 57	363, 363	61, 58 (.047")	-
4320	218, 211	178, 173	14, 13	48, 51	28, 29	429, 415	63, 59 (.075")	-
4520	103, 102	65, 62	24, 25	60, 64	61, 90	217, 212	65, 61 (.062")	-
4620	119, 115	83, 80	20, 21	59, 64	52, 69	277, 248	63, 59 (.075")	-
4820	207, 205	167, 184	14, 13	52, 53	44, 47	415, 415	61, 58 (.047")	-
8620	188, 167	149, 120	12, 14	52, 53	26, 30	388, 341	64, 61 (.075")	-
E9310	173, 168	135, 137	16, 16	60, 60	61, 39	363, 341	62, 60 (.047")	-

ที่มา : 1973 Material Selector, Reinhold Pub.Co.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

C-2 ตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับร่องลิ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

D-1

ใช้หาขนาดกระบอกไฮดรอลิก.

ปริมาตรจุปลายหัวสูบ			แรง (lbs) ที่ได้จากกระบอกสูบที่ความดัน (psi) ต่าง ๆ									
ขนาดกระบอก	พื้นที่ลูกสูบ (in ²)	แกลลอนต่อความยาว 1 ฟุตของกระบอก	100	250	300	500	800	1000	1200	1500	2250	2500
1 ½	1.767	.0918	176.7	441.6	530.1	883.5	1414	1767	2120	2650	3976	4418
2	3.142	.1632	314.2	785.5	942.6	1571	2514	3142	3770	4713	7070	7855
2 ½	4.909	.2550	490.9	1227	1473	2454	3927	4909	5891	7364	—	—
3 ½	8.296	.4309	829.6	2074	2489	4148	6637	8296	9955	12444	18570	—
4	12.566	.6528	1257	3142	3770	6783	10050	12560	15079	18550	—	—
5	19.635	1.020	1963	4908	5890	9617	15708	19635	23567	—	—	—
6	28.274	1.458	2877	7068	8482	14137	22619	28274	33928	—	—	—
8	50.266	2.611	5027	12566	15079	25133	40213	50266	—	—	—	—
10	78.540	4.080	7854	19636	23562	39270	67832	—	—	—	—	—

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

D-2

7. ขนาดของกระบอกสูบ

ขนาด กระบอก	ขนาดของท่อ		OD. ภายใน	พื้นที่ลูกสูบ (ก ²)			อัตรา ส่วนของ พื้นที่ผิว ลูกสูบต่อ พื้นที่สุทธิ	น้ำหนักได้จากกระบอก (lbs)							
	เกลียว NPT	เกลียวตรง		พื้นที่ผิว ลูกสูบ	พื้นที่ สุทธิ	พื้นที่ ภายใน		500 PSI		1000 PSI		1500 PSI		2000 PSI	
								ตม.	ตั้ง	ตม.	ตั้ง	ตม.	ตั้ง	ตม.	ตั้ง
1%	1/2"	3/8" TUBE OD (7/8-14 THD.)	3/8" STD.	1.767	1.460	.307	1.21/1.00	884	720	1767	1660	2651	2190	3534	2720
			1" HYD.	.992	.783	1.80/1.00	491		952		1473		1964		
2	1/2"	3/8" TUBE OD (7/8-14 THD.)	1" STD.	3.142	2.257	.885	1.33/1.00	1571	1178	3142	2257	4713	3535	6254	4714
			1-1/2" HYD.	1.857	1.445	1.90/1.00	828		1657		2465		3214		
2%	1/2"	3/8" TUBE OD (1-1/16-12 THD.)	1" STD.	4.909	4.124	.785	1.19/1.00	2433	2062	4909	4124	7364	6186	9812	8248
			1-1/4" INT'ALMED.		2.424	1.485	1.43/1.00		1712		3024		5126		6448
			1-1/2" HYD.		2.504	2.405	1.94/1.00		1252		2504		3756		5008
3%	3/4"	3/8" TUBE OD (1-1/16-12 THD.)	1-1/4" STD.	8.294	6.811	1.483	1.22/1.00	4146	3405	8294	6411	12444	10216	16592	13622
			1-1/2" INT'ALMED.		5.071	2.405	1.41/1.00		2745		5071		7731		11112
			2" HYD.		5.154	3.142	1.41/1.00		2577		5154		7731		10306
4	3/4"	3/8" TUBE OD (1-1/16-12 THD.)	1-1/4" STD.	12.566	10.141	2.405	1.34/1.00	6283	5080	12566	10161	19849	15241	25122	20322
			2" INT'ALMED.		9.424	3.142	1.33/1.00		4712		9424		14136		18448
			2-1/2" HYD.		7.444	4.900	1.44/1.00		3833		7666		11500		15322
5	3/4"	1" TUBE OD (1-5/16-12 THD.)	2" STD.	19.635	16.493	3.142	1.19/1.00	9818	8246	19635	16493	29453	24739	39270	32942
			2-1/2" INT'ALMED.		14.735	4.900	1.33/1.00		7367		14735		22107		29420
			3-1/2" HYD.		10.014	9.421	1.94/1.00		5007		10014		15021		20028
6	1"	1" TUBE OD (1-5/16-12 THD.)	2-1/2" STD.	28.274	23.374	4.900	1.21/1.00	14137	11447	28274	23374	42411	35541	56548	46741
			3-1/2" INT'ALMED.		18.653	9.421	1.52/1.00		9326		18653		27979		37306
			4" HYD.		15.708	12.566	1.80/1.00		7854		15708		23567		31414
7	1-1/4"	1-1/2" TUBE OD (1-7/8-12 THD.)	3" STD.	38.485	31.416	7.069	1.23/1.00	19242	15706	38485	31416	57728	47124	74770	62832
			4" INT'ALMED.		25.919	12.566	1.48/1.00		12939		25919		38478		51426
			5" HYD.		18.850	19.635	2.04/1.00		9425		18850		28275		37700
8	1-1/2"	1-1/2" TUBE OD (1-7/8-12 THD.)	3-1/2" STD.	50.265	40.644	9.421	1.24/1.00	25123	20322	50265	40644	75798	60966	100330	81288
			4-1/2" INT'ALMED.		34.341	15.904	1.44/1.00		17180		34361		51541		68722
			5-1/2" HYD.		26.507	23.758	1.90/1.00		13253		26507		39760		53014

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ประสบความสำเร็จได้ด้วยดีตามวัตถุประสงค์ด้วยความอนุเคราะห์จากหลายๆท่านที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาพร้อมทั้งให้ความช่วยเหลือด้านต่างๆ ซึ่งทางผู้จัดทำขอขอบคุณมา ณ. โอกาสนี้

1. อาจารย์ พิชิต กิตตินนท์
2. รศ. เกรียงศักดิ์ สุวรรณโพธิ์ศรี
3. เจ้าหน้าที่ประจำอาคารปฏิบัติการภาควิชาวิศวกรรมเกษตร
4. เพื่อนๆภาควิชาวิศวกรรมเกษตรทุกคน

ทางคณะผู้จัดทำหวังว่าปริญญานิพนธ์ฉบับนี้จะเป็นประโยชน์ต่อการศึกษาและวิจัยในภายภาคหน้า
คุณความดีที่เกิดจากปริญญานิพนธ์นี้ขอบแต่ ท่านอาจารย์ทุกท่านที่ประสิทธิ์ประสาทวิชาตราบ
จนวันสุดท้ายของการศึกษา

ผู้จัดทำ

นายวัลวิทย์ ปรางทอง

นายนธิ สิริมงคลกิตติ

นายประจันต์ ชุ่มใจหาญ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

1. ดร. วรวิทย์ อิงภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน “การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1”
บริษัทซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด(มหาชน),2537 ,หน้า 197-247
2. ดร. วรวิทย์ อิงภากรณ์,ชาญ ถนัดงาน “การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2”
บริษัทซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด(มหาชน),2536 ,หน้า 251-340รศ.
3. วีระศักดิ์ ทรัพย์วิเชียร, รศ. ชีระยุทธ สุวรรณประทีปและรศ. สมาน เจริญกิจพุดผล
“กลศาสตร์วิศวกรรม ฉบับเสริมประสบการณ์ ภาคสถิตศาสตร์ (Statics)”,
บริษัท ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด(มหาชน),2537 , หน้า 308-342
4. ขวัญชัย สันทิพย์สมบุญ, ปานเพชร ชนินทร “ไฮดรอลิกอุตสาหกรรม”
บริษัทซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด(มหาชน), 2539
5. Joseph Edward Shigley “MECHANICAL ENGINEERING DESIGN” ,
McGraw-Hill Book Company, First Metric Edition ,1986
6. ปริญญาพันธ์ เรื่องการออกแบบรถกระเช้าเก็บผลไม้ ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร
คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ประจำปีการศึกษา 2537
7. ปริญญาพันธ์ เรื่องการออกแบบระบบควบคุมรถกระเช้าเก็บผลไม้
ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า
เจ้าคุณทหารลาดกระบัง ประจำปีการศึกษา 2538

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้