

การพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนแบบพ่วงท้ายรถแทรกเตอร์

DEVELOPMENT OF TRACTOR MOUNTED CASSAVA HARVESTER FOR COMMUNITY



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนแบบพ่วงท้ายรถแทรกเตอร์

DEVELOPMENT OF TRACTOR MOUNTED CASSAVA HARVESTER FOR COMMUNITY



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2562

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DEVELOPMENT OF TRACTOR MOUNTED CASSAVA HARVESTER FOR COMMUNITY



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEER IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2019

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนแบบพวงทำยรถแทรกเตอร์

นางสาวทรงศนีย์ กัปตัน 59010521
นายธนวันต์ ห้องดอกไม้ 59010596
นายภัคพงศ์ นันทพรหมมา 59011027
ผศ.ดร. ณัฐวุฒิ เตไปวา อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2562

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนแบบพวงทำยรถแทรกเตอร์ เพื่อออกแบบกลไกต่าง ๆ ในเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังและคำนวณเลือกใช้ชิ้นส่วนที่เหมาะสม เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้มีหน้าที่ขูด ลำเลียง ยกมันสำปะหลังขึ้นสู่รถบรรทุก และพรวนดินให้มันสำปะหลังที่แตกหักอยู่ในดินขึ้นสู่ผิวหน้าดิน ในส่วนของกลไกการยกจะทำงานด้วยระบบไฮดรอลิก และเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้มีเพลาอำนวยการยกกำลังจากรถแทรกเตอร์ 50-55 แรงม้าเป็นต้นกำลัง โดยทำการศึกษาสมบัติทางกายภาพของมันสำปะหลังและดินขณะเก็บเกี่ยว ทำการออกแบบกลไก และคำนวณความเร็วที่เหมาะสมในกลไกต่าง ๆ จากนั้นดำเนินการสร้าง และทดสอบการใช้งาน ซึ่งพบว่าผลผลิตมันสำปะหลังสามารถขูดมันสำปะหลังได้โดยผลมีมุม 14 องศา ขุดพรวนดินทำงานได้ดีที่ความเร็วเฉลี่ย 3.56 เมตรต่อวินาที และขูดลำเลียงสามารถลำเลียงได้อย่างมีประสิทธิภาพที่ความเร็วเฉลี่ย 1.25 เมตรต่อวินาที จากการทดสอบการขูด ลำเลียง และร่อนดิน กลไกต่าง ๆ สามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง ซึ่งสามารถนำไปเป็นข้อมูลการพัฒนาต่อไปได้ในอนาคต

DEVELOPMENT OF TRACTOR MOUNTED CASSAVA HARVESTER FOR COMMUNITY

Tussanee	Captain	59010521
Tanawan	Hongdokmai	59010596
Phakpong	Nanthapromma	59011027
Asst.Prof. Dr.Nattawoot Depaiwa	Advisor	
Year 2562		

Abstract

This project presents about development of tractor mounted cassava harvester for community. The objective of this project is to design and calculate for choosing the suitable parts and to design the appropriate mechanism in the cassava harvester. This cassava harvester consists of digger, conveying unit, lifting unit and tiller. The lifting unit is worked by hydraulic system. This cassava harvester uses power take-off shaft from 50-55 horsepower tractor to be power source. This project will start with studying the physical property of the cassava and the soil, design the mechanism in the cassava harvester, design the appropriate velocity in each mechanism and then constructing the machine and testing, respectively. From the result, the digger with 14-degree angle can work. The tiller found to be working at 3.56 m/s of speed and the conveying unit can work effectively with 1.25 m/s of speed. From the digger tiller and conveying unit test which were designed, each mechanism is able to work continuously. This data can be used as information for further development.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาโทฉบับนี้สำเร็จจุล่งด้วยดี ด้วยความอนุเคราะห์เป็นอย่างดี ที่ได้รับคำแนะนำ และได้รับความช่วยเหลือในการดำเนินการต่าง ๆ ตลอดการทำปริญญาโทนี้ จาก ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ เตไพบวา อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาโท ซึ่งผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำปรึกษา คำแนะนำในการทำงานวิจัยฉบับนี้ มาโดยตลอด

ขอขอบพระคุณคุณโมเสส ชริชลัง ผู้ให้การช่วยเหลือในการสร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้ อีกทั้งยังให้ความรู้ และขอขอบพระคุณชาวบ้านตำบล หนองบัวระเหว จังหวัด ชัยภูมิ ที่ได้เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำงานวิจัย

ขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่เอื้อเฟื้ออุปกรณ์และสถานที่ในการทำงานวิจัยนี้

ขอขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่เป็นผู้สนับสนุนในการศึกษาและทำงานวิจัยนี้เป็นอย่างดี เสมอมา คุณูปการและคุณความดีจากการศึกษาวิจัยนี้ ผู้เขียนขอมอบให้แก่บิดา มารดา

และสุดท้ายนี้ หากมีสิ่งใดขาดตกบกพร่อง ผู้เขียนต้องขออภัยอย่างสูงมา ณ ที่นี้ และหวังเป็นอย่างยิ่งว่า งานวิจัยเล่มนี้จะเป็นประโยชน์ไม่มากนักน้อยสำหรับผู้ศึกษาท่านอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

ทรรศนีย์ กัปตัน
ธันวินต์ ห้องดอกไม้
ภคพงศ์ นันทพรหมา

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
รายการสัญลักษณ์.....	XIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ.....	3
1.3 ขอบเขตของการศึกษา.....	3
1.4 วิธีการดำเนินโครงการ.....	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
2.1 งานวิจัยพัฒนาเครื่องขุดมันสำปะหลังในประเทศไทย.....	5
2.2 กระท้อลำเลียง.....	10
2.2.1 กระท้อลำเลียงแบบจ่ายวัสดุด้วยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง.....	10
2.2.2 การออกแบบและคำนวณกระท้อลำเลียง.....	11
2.3 เฟือง.....	12
2.3.1 ชนิดของเฟือง.....	12
2.3.2 ชุดเฟือง (Gear train).....	13
2.4 เพลลา.....	13
2.5 ตลับลูกปืน.....	18
2.5.1 ชนิดตลับลูกปืน.....	18
2.5.2 อายุการรับโหลดของตลับลูกปืน.....	19
2.5.3 ความสัมพันธ์ระหว่างโหลด อายุ และความน่าเชื่อถือ.....	20

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.6 ระบบไฮดรอลิก.....	22
2.6.1 ส่วนประกอบเบื้องต้นของระบบไฮดรอลิก.....	22
2.6.2 คุณสมบัติของน้ำมันไฮดรอลิก.....	23
2.6.3 น้ำหนัก ความหนาแน่นและค่าความถ่วงจำเพาะ.....	23
2.6.4 แรง ความดันและเฮด.....	25
2.6.5 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันไฮดรอลิก.....	26
2.6.6 สมการที่เกี่ยวข้องกับระบบไฮดรอลิก.....	28
2.6.7 การสูญเสียจากแรงเสียดทานในท่อไฮดรอลิก.....	32
2.6.8 กำลัง (Power)	34
2.6.9 ปั๊มไฮดรอลิก (Hydraulic Pumps)	35
2.6.10 กระบอกลูกสูบไฮดรอลิก (Hydraulic Cylinders)	38
2.6.11 วาล์วไฮดรอลิก (Hydraulic Valves)	40
2.6.12 ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก.....	40
2.6.13 ท่อน้ำมันไฮดรอลิก.....	41
บทที่ 3 ทฤษฎีและการคำนวณเพื่อออกแบบเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง.....	42
3.1 หลักการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง.....	42
3.2 การออกแบบและการคำนวณ.....	42
3.2.1 การออกแบบและการคำนวณชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลัง.....	42
3.2.2 การออกแบบและการคำนวณชุดร่อนดิน.....	47
3.2.3 การออกแบบและการคำนวณชุดโซ่หนีบเหง้ามันสำปะหลัง.....	48
3.2.4 การออกแบบและการคำนวณชุดเฟืองทดในกลไกต่าง ๆ.....	50
3.2.5 การคำนวณความแข็งแรงของเพลลาและคาน.....	57
3.2.6 การออกแบบและการคำนวณตลับลูกปืน.....	85
3.2.7 การออกแบบและการคำนวณชุดกระบอกขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก.....	93
3.3 วิธีการทดสอบการใช้งานเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง.....	110
3.3.1 วิธีการทดสอบการใช้งานผลชุดมันสำปะหลัง.....	110
3.3.2 วิธีการทดสอบการใช้งานชุดร่อนดิน.....	110
3.3.3 วิธีการทดสอบการใช้งานชุดลำเลียง.....	110

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3.4 แนวทางการทดสอบการใช้ชุดกระเปาะรวมกอง.....	111
3.3.5 การวิเคราะห์ผลการทำงาน.....	111
บทที่ 4 ผลการดำเนินงานวิจัย.....	113
4.1 ผลการออกแบบและพัฒนาผลชุดมันสำปะหลัง.....	113
4.2 ผลการออกแบบและพัฒนาชุดร่อนดินเพื่อนำมันสำปะหลังที่หักอยู่ใต้ดินขึ้นสู่หน้าดินให้ง่ายต่อการเก็บของเกษตรกร.....	114
4.3 ผลการออกแบบและพัฒนาชุดลำเลียงแห้งมันสำปะหลังไปยังกระเปาะรวมกอง.....	116
4.4 ผลการออกแบบและพัฒนากระเปาะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก.....	119
4.5 ผลการทดสอบ และประเมินความสามารถในการทำงาน.....	120
4.6 ผลการเปรียบเทียบความสามารถในการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง กับความสามารถในการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องต้นแบบ.....	121
บทที่ 5 สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ.....	122
5.1 สรุปผลการศึกษา.....	122
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	123
บรรณานุกรม.....	125
ภาคผนวก.....	127
ภาคผนวก ก.....	128
ภาคผนวก ข.....	137
ภาคผนวก ค.....	152

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ความสามารถในการชุดมันสำปะหลังด้วยวิธีที่เกษตรกรนิยมใช้.....	9
3.1 แสดงข้อมูลของเฟืองทด.....	51
3.2 แสดงความเร็วรอบ แรงบิดที่ต้องการและกำลังที่แต่ละเฟืองต้องได้รับ.....	56
3.3 แสดงข้อมูลของเพลา.....	78
3.4 แสดงค่า Y_2 และ e	88
3.5 แสดงค่า Y_2 และ e	89
3.6 แสดง Roller Bearing.....	90
3.7 แสดง Ball Bearing.....	91
3.8 ขนาดท่อน้ำมันไฮดรอลิก.....	97
3.9 ขนาดท่อน้ำมันไฮดรอลิก.....	102
3.10 อุปกรณ์ไฮดรอลิก.....	107
3.11 กำลังของระบบไฮดรอลิก.....	109
4.1 แสดงผลการชุดมันสำปะหลังของผลผลิตที่ได้รูปแบบ.....	114
4.2 แสดงผลการทดสอบชุดร่อนดิน.....	116
4.3 แสดงผลการทดสอบอุปกรณ์หนีบมันสำปะหลัง.....	117
4.4 แสดงผลการทดสอบกระท้อลำเลียง.....	118
1.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากสูบ B ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิก.....	129
2.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากลูกสูบ A ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิก.....	130
3.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากสูบ C ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิก.....	131
4.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากลูกสูบ C ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิก.....	132
5.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากถังน้ำมันไฮดรอลิกถึงลูกสูบ A.....	133
6.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากถังน้ำมันไฮดรอลิกถึงสูบ B.....	134
7.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากถังน้ำมันไฮดรอลิกถึงลูกสูบ C.....	135
8.ก เหน็ดสูญเสียดังกล่าวจากถังน้ำมันไฮดรอลิกถึงสูบ C.....	136

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 แสดงเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังของ รศ.วิชา หมั่นทำการ และคณะ.....	1
1.2 แสดงเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่มีขายในประเทศไทย.....	2
1.3 แสดงเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังของ ผศ.ตวันวุฒ ทางดี.....	2
2.1 เครื่องขุดมันสำปะหลังพร้อมชุดลำเลียงเมื่อประกอบเข้ากับรถแทรกเตอร์.....	6
2.2 ชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลังขึ้น.....	7
2.3 ชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลังออก.....	7
2.4 เครื่องขุดมันสำปะหลัง มข.46.....	7
2.5 เครื่องขุดมันสำปะหลัง มข.48.....	8
2.6 เครื่องขุดมันสำปะหลัง.....	8
2.7 เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังโดยใช้กระพ้อลำเลียง.....	10
2.8 กระพ้อลำเลียง.....	11
2.9 ค่า a และ b เพื่อคำนวณแฟ็กเตอร์แก้ผิว.....	15
2.10 ผลกระทบของอุณหภูมิขณะทำงานในรูปของความต้านทานการดึงของเหล็ก.....	16
2.11 แสดงค่าแฟ็กเตอร์แก้ระดับความน่าเชื่อถือ(k_c).....	16
2.12ก แสดงค่า Notch sensitivity (q) สำหรับเหล็กและ UNS A92024-T อะลูมิเนียมอัลลอยที่ ถูกตัดหรือรับโหลดในแนวแกน.....	17
2.12ข แสดงค่า Notch sensitivity (q_{shear}) สำหรับวัสดุที่รับแรงบิด.....	18
2.13 แสดงค่า K_t และ K_{ts}	18
2.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างโหลดกับอายุการใช้งานของตัลบลูกปืน.....	20
2.15 กราฟแสดงความน่าเชื่อถือ.....	21
2.16 รูปแสดงการเพิ่มความดันของน้ำพื้นที่ 1 ตารางฟุต ทุก ๆ ความสูง 1 ฟุต.....	25
2.17 รูปแสดงเพิ่มความดันของน้ำมันพื้นที่ 1 ตารางฟุต ที่ความสูง 1 ฟุต และ 2 ฟุต.....	26
2.18 รูปแบบความเร็วของของไหลระหว่างแผ่นขนานที่มีผลมาจากความหนืด.....	27
2.19 แม่แรงน้ำมันไฮดรอลิก.....	29
2.20 รูปแสดงรูปแบบของพลังงานที่เกิดขึ้นจากความสูง ความดัน และความเร็ว.....	30
2.21 รูปแสดงอัตราการไหลของของไหล.....	31
2.22 รูปท่อสำหรับการพิสูจน์สมการเบอร์นูลลี.....	32
2.23 แสดงค่าความขรุขระของผนังท่อ.....	33
2.24 Moody Diagram.....	33

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.25 K factors.....	34
2.26 การแปลงกำลังขาเข้าจากกำลังงานไฟฟ้าสู่กำลังงานกล สู่กำลังงานไฮดรอลิก แปลงกำลังงานขาออกเป็นกำลังงานกล.....	34
2.27 รูปแสดงหลักการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองนอก.....	36
2.28 แสดงช่วงการยืดออกและหดกลับของกระบอกสูบ.....	39
3.1 โซ่ลำเลียง.....	43
3.2 ชุดลำเลียงในแนวตั้ง.....	43
3.3 กระบะรวมกอง.....	43
3.4 แสดงขนาดของกระพ้อและกระบะรวมกอง.....	46
3.5 แผนภาพวัตถุอิสระของการเคลื่อนที่ของมินส์ปะหลัง.....	46
3.6 ชุดร่อนดิน.....	47
3.7 แผนภาพวัตถุอิสระของโซ่หนีบหัวมินส์ปะหลัง.....	49
3.8 ชุดเฟืองทดและเพลลา.....	50
3.9 แสดงทิศทางการหมุนของเฟือง.....	53
3.10 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา HY.....	58
3.11 เพลลา HY.....	60
3.12 เพลลา S0.....	60
3.13 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S0.....	61
3.14 เพลลา S0 และขนาด.....	63
3.15 แสดงแผนภาพวัตถุอิสระที่กระทำบนเพลลา S1.....	64
3.16 แสดงแผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S1 ในแกน z.....	65
3.17 แสดงแผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S1 ในแกน y.....	65
3.18 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S1.....	66
3.19 แรงกระทำบนเฟือง.....	67
3.20 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2.....	67
3.21 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2 บนแกน z.....	68
3.22 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2 บนแกน x.....	68
3.23 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S2.....	69

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.24 เพลลา S3.....	70
3.25 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S3 บนแกน y.....	70
3.26 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S3 บนแกน x.....	70
3.27 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S3.....	71
3.28 เพลลา S4.....	72
3.29 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S4 บนแกน y.....	72
3.30 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S4 บนแกน x.....	72
3.31 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S4.....	73
3.32 เพลลา S5.....	74
3.33 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S5 บนแกน y.....	74
3.34 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S5 บนแกน x.....	74
3.35 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S5.....	75
3.36 เพลลา S6.....	76
3.37 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S6 บนแกน y.....	76
3.38 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S6 บนแกน x.....	76
3.39 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S6.....	77
3.40 เพลลา S1 และขนาด.....	78
3.41 เพลลา S2 และขนาด.....	79
3.42 เพลลา S3 และขนาด.....	79
3.43 เพลลา S4 และขนาด.....	79
3.44 เพลลา S5 และขนาด.....	80
3.45 เพลลา S6 และขนาด.....	80
3.46 เพลลาล้อหน้าของกระบะรวมกอง.....	80
3.47 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลาล้อหน้า.....	82
3.48 แผนภาพวัตถุอิสระของคานโซ่ดึงกระบะรวมกอง.....	83
3.49 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนคาน.....	84
3.50 แรงที่ล้อหน้าและล้อหลังรับ.....	91
3.51 วงจรไฮดรอลิก.....	93
3.52 แสดงการยกน้ำหนักของกระบะยก.....	94

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.53 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ B ขณะเคลื่อนที่ขึ้น.....	98
3.54 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ A ขณะเคลื่อนที่ลง.....	99
3.55 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ A ขณะเคลื่อนที่ขึ้น.....	99
3.56 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ B ขณะเคลื่อนที่ลง.....	100
3.57 แผนภาพวัตถุอิสระของกระบอกสูบ.....	100
3.58 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ C ขณะเคลื่อนที่ขึ้น.....	103
3.59 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบขณะอยู่จุดสูงสุด.....	103
3.60 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ C ขณะเคลื่อนที่ลง.....	104
4.1 ผาลชุดมันสำปะหลัง.....	113
4.2 รูปร่างลักษณะของชุดร่อนดิน.....	115
4.3 ชุดร่อนดินที่ได้สร้างแล้ว.....	115
4.4 ชุดลำเลียงแบบที่ 1.....	117
4.5 ชุดลำเลียงแบบที่ 2.....	118
4.6 ชุดขนย้ายมันสำปะหลัง.....	119
1ข. น้ำมันไฮดรอลิก.....	138
2ข. ขนาดท่อไฮดรอลิก.....	139
3ข. Hydraulic Filter.....	140
4ข. ปัมไฮดรอลิกแบบเฟืองนอก.....	141
5ข. Pressure relief valve.....	142
6ข. Pressure gauge.....	143
7ข. Check valve.....	144
8ข. Manual direction control valve.....	145
9ข. Pilot-operating check valve size 16.....	147
10ข. Counterbalance valve.....	148
11ข. 2-way flow control valve.....	149
12ข. Flow control valve.....	150
13ข. Standard 2080 Double Pitch Sprocket.....	151
1ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S0 ในแนวแกน y.....	153

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S0 ในแนวแกน x.....	155
3ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S1 ในแนวแกน z.....	156
4ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S1 ในแนวแกน y.....	157
5ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S2 ในแนวแกน z.....	158
6ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S2 ในแนวแกน x.....	159
7ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S3 ในแนวแกน y.....	160
8ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S3 ในแนวแกน x.....	161
9ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S4 ในแนวแกน y.....	163
10ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S4 ในแนวแกน x.....	164
11ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S5 ในแนวแกน y.....	165
12ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S5 ในแนวแกน x.....	166
13ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S6 ในแนวแกน y.....	167
14ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S6 ในแนวแกน x.....	168

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ชื่อ (ภาษาไทย)	ชื่อ (ภาษาอังกฤษ)	หน่วย
การคำนวณทางกลศาสตร์			
a	ค่าคงที่สำหรับชนิดของตลับลูกปืน	Various kinds of bearing	-
a	ค่าความเร่ง	Acceleration	m/s ²
a _f	แฟกเตอร์แก้ไขโหลดใช้งาน	Application factor	-
b	ปัจจัยรูปร่างที่ควบคุมความลาดเอียง	Shape parameter	-
C ₁₀	ความสามารถในการรับโหลด	Catalog load rating	kN
d	เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา	Shaft diameter	m
d	เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์	Pitch diameter	m
F _D	โหลดที่ออกแบบสำหรับการเลือกใช้ตลับลูกปืน	Desired radial load	kN
g	ค่าความเร่งโน้มถ่วง	Gravity acceleration	m/s ²
	แฟกเตอร์แก้ไขผิว	Surface factor	-
k _b	แฟกเตอร์แก้ไขขนาด	Size factor	-
k _c	แฟกเตอร์แก้ไขโหลด	Loading Factor	-
k _d	แฟกเตอร์แก้ไขอุณหภูมิขณะใช้งาน	Temperature Factor	-
k _e	แฟกเตอร์แก้ไขระดับความน่าเชื่อถือ	Reliability Factor	-
k _f	แฟกเตอร์แก้ไขค่าอิทธิพลอื่น ๆ	Miscellaneous-effects factor	-
K _f	แฟกเตอร์ความเค้นหนาแน่นเนื่องจากความล้า	Fatigue stress - concentration factor	-
K _{fs}	แฟกเตอร์ความเค้นหนาแน่นเนื่องจากความล้าของแรงเฉือน	Fatigue shear stress - concentration factor	-
m	มวล	Mass	kg
M _a	โมเมนต์ดัดสลับ	Midrange moment	N.m
M _m	โมเมนต์ดัดเฉลี่ย	Alternating moment	N.m
n	ความเร็วรอบในการหมุน	Rotational speed	rpm
n	ค่าความปลอดภัย	Safety factor	-
N	จำนวนฟันเฟือง	Number of teeth	teeth

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

q	ความไวของรอยบาก	Notch sensitivity	-
q_{shear}	ความไวของรอยบากสำหรับโหลดวัสดุที่รับโหลดโมเมนต์	Notch sensitivity for reversed torsion	-
r	ความยาวรัศมี	Radius	m
R_D	ความน่าเชื่อถือที่ออกแบบ	Bearing reliability	-
s	การกระจัด	Displacement	m
S_e	พิสัยการล้าของชิ้นงานจริง	Endurance limit	Pa
S_y	ความเค้นคราก	Yield stress	Pa
S'_e	ขีดจำกัดการล้า	The endurance limit	Pa
t	เวลา	Time	sec, s
T_a	โมเมนต์บิดสลัป	Midrange torque	N.m
T_m	โมเมนต์บิดเฉลี่ย	Alternating torque	N.m
u	ความเร็วตอนต้น	Initial velocity	m/s
v	ความเร็ว	Velocity	m/s
x_D	อัตราส่วนอายุการใช้งานที่ต้องการ	Multiple of rating life	-
x_0	ค่าต่ำสุดของการแปรผัน	Guaranteed	-
θ	คุณสมบัติการแปรผัน	Characteristic parameter	-
θ, β, γ	มุม	Angle	Degree, °
การคำนวณทางไฮดรอลิก			
A	พื้นที่หน้าตัดที่ถูกแรงกระทำ พื้นที่หน้าตัดของท่อ	Area	m ²
β	ค่าบัลก์โมดูลัส	Bulk Modulus	Pa
D	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	Pipe diameter	m
F	แรงที่กระทำบนพื้นที่	Force	N
f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	Friction factor	-
g	ค่าความเร่งโน้มถ่วง	Gravity acceleration	m/s ²
H	ความสูงของของเหลว	Head	m
H_L	เฮดสูญเสีย	Loss Head	m
H_p	เฮดของปั๊ม	Pump head	m
L	ความยาวของท่อ	Length of pipe	m

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

N	ความเร็วรอบ	Rotational speed	rev/min, rad/s
P	ความดันของของไหล	Pressure	Pa
Power, P	กำลัง	Power	Watt, W
Q	อัตราการไหลเชิงปริมาตร	Volume flow rate	m ³ /s, LPM
Re	เรย์โนลด์นัมเบอร์	Reynold's number	-
S _g	ค่าความถ่วงจำเพาะ	Specific gravity	-
T	แรงบิด	Torque	N.m
V	ปริมาตร	Volume	m ³
v	ความเร็วของของไหล	Fluid velocity	m/s
V _D	อัตราการกวาดน้ำมัน	Displacement volume	m ³ /rev,
W	น้ำหนัก	Weight	N
γ	น้ำหนักจำเพาะของของเหลว	Specific weight	N/m ³
μ	ความหนืดสมบูรณ์	Absolute Viscosity	kg.s/m ²
ρ	ความหนาแน่นของของเหลว	Mass Density	kg/m ³
ν	ความหนืดไคเนมาติก	Kinematic Viscosity	cm ² /s
ε	ความขรุขระของผนังท่อ	Absolute roughness	mm
η _v	ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร	Volumetric efficiency	-
η _m	ประสิทธิภาพเชิงกล	Mechanical efficiency	-
η _o	ประสิทธิภาพรวม	Overall efficiency	-

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของโครงการ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่ทำเกษตรกรรมมาตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน มันสำปะหลังเป็นหนึ่งในพืชเศรษฐกิจหลักที่ทำรายได้ให้กับประเทศไทยอย่างมาก โดยวิธีการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังดั้งเดิมของเกษตรกรไทยคือการใช้แรงงานคนในการเก็บเกี่ยวเป็นหลัก ซึ่งขั้นตอนการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังมีดังนี้ การตัดลำต้นมันสำปะหลัง, การใช้เครื่องมือขุดมันสำปะหลัง, การยกเหง้ามันสำปะหลังให้พ้นจากบริเวณที่ขุดไปรวมกอง, การตัดหัวมันสำปะหลังออกจากเหง้า และการขนหัวมันสำปะหลังใส่รถบรรทุก การเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังแบบดั้งเดิมนี้จะต้องใช้แรงงานคน ซึ่งไม่สามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง และมีความสามารถในการเก็บเกี่ยวต่ำ ประมาณ 2 ไร่/วัน ดังนั้นในหลายพื้นที่จึงได้พยายามใช้เครื่องจักรกลทางการเกษตรเข้ามาทดแทนแรงงานคนในกระบวนการเก็บเกี่ยว

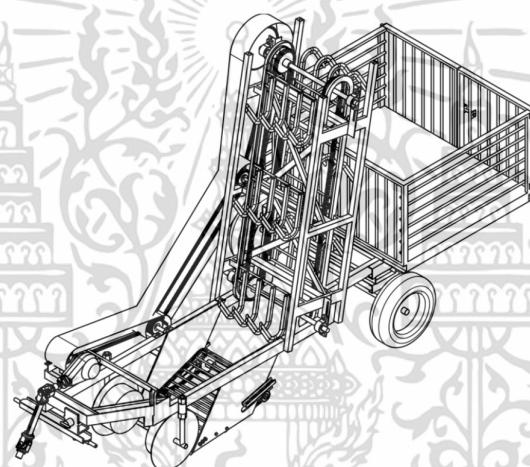
จากงานวิจัยที่ผ่านมาของ รศ.วิชา หมั่นทำการ และคณะ ดังรูปที่ 1.1 ได้สร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่ต่อพ่วงท้ายรถแทรกเตอร์ขึ้นมา โดยสามารถช่วยในขั้นตอนการขุดเหง้ามันสำปะหลังขึ้นมาบนดิน และดังรูปที่ 1.2 เป็นเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่มีขายในประเทศไทย สามารถช่วยในขั้นตอนการขุดเหง้ามันสำปะหลังขึ้นมาบนดินและช่วยในการรวมกอง และอีกเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่น่าสนใจ คือ เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังของ ผศ.คุณวัช ทางดี ซึ่งสามารถลดความยาวของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังให้ง่ายต่อการเลี้ยวหัวแปลง ดังรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.1 แสดงเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังของ รศ.วิชา หมั่นทำการ และคณะ



รูปที่ 1.2 แสดงเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่มีขายในประเทศไทย



รูปที่ 1.3 แสดงเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังของ ผศ.دنวัต ทางดี

จะเห็นได้ว่าเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่มีใช้อยู่โดยทั่วไปจะมีเพียงการดึงหัวมันขึ้นจากพื้นดินและการรวมกองเพียงเท่านั้น แต่ยังคงต้องอาศัยแรงงานคนในการขนหัวมันสำปะหลังใส่รถบรรทุก

ดังนั้น เพื่อให้เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนั้นสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่องและครอบคลุมในหลายขั้นตอนของการเก็บเกี่ยว และเพื่อให้ได้ความสามารถและประสิทธิภาพการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่ดีขึ้น ผู้จัดทำจึงได้ออกแบบกลไกในเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่สามารถขุดหัวมันสำปะหลัง ลำเลียงหัวมันสำปะหลังขึ้นสู่กระบะรวมกองและสามารถนำขึ้นรถบรรทุกได้ รวมทั้งมีกลไกชุดร่อนดินเพื่อหาเศษมันสำปะหลังที่เหลือค้างอยู่ในดิน โดยผู้จัดทำได้ทำการคำนวณหาขนาดของชิ้นส่วนต่าง ๆ และความเร็วของกลไกที่เหมาะสมสำหรับเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1. พัฒนาความสามารถของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังแบบพวงท้ายรถแทรกเตอร์ให้สามารถเก็บเกี่ยวและลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังได้อย่างต่อเนื่อง
2. สามารถออกแบบและคำนวณเพื่อเลือกใช้ชิ้นส่วนที่เหมาะสมในชุดลำเลียงเหง้ามันสำปะหลัง
3. สามารถออกแบบโครงสร้างและระบบไฮดรอลิกสำหรับชุดยกกระบะรวมกองขึ้นท้ายรถบรรทุก
4. ศึกษาและออกแบบความเร็วของกลไกให้เหมาะสมกับเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

1.3 ขอบเขตของการศึกษา

เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้เป็นเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชนิดต่อพวงท้ายรถแทรกเตอร์ขนาด 50-55 แรงม้า และใช้ได้กับไร่มันสำปะหลังที่มีระยะห่างระหว่างแถวอย่างน้อย 100 เซนติเมตร และระยะห่างระหว่างต้นอย่างน้อย 80 เซนติเมตร อายุของต้นมันสำปะหลังไม่เกิน 12 เดือน โดยไร่มันสำปะหลังที่ใช้ทดสอบนั้นตั้งอยู่ที่อำเภอหนองบัวระเหว จังหวัดชัยภูมิ โดยเครื่องที่ได้ออกแบบนั้นมีกลไกการขุดเหง้ามันสำปะหลัง การตีดินเพื่อหาเศษมันสำปะหลังที่ค้างอยู่ในดิน การลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังลงกระบะรวมกอง และการยกกระบะที่มีเหง้ามันสำปะหลังลงบนรถบรรทุก จากนั้นอาศัยแรงงานคนในการตัดเหง้ามันสำปะหลังบนรถบรรทุก และออกแบบสำหรับรถแทรกเตอร์ที่ให้ความเร็วรอบของเพลานำยวกำลังที่ 540 รอบต่อนาที เป็นต้นกำลังของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้ โดยการออกแบบนี้ไม่คำนึงถึงการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์และสร้างส่วนของชุดขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

1.4 วิธีการดำเนินโครงการ

1. ทำการศึกษาคุณสมบัติทางกายภาพของต้นและหัวมันสำปะหลังที่พร้อมเก็บเกี่ยวในพื้นที่ปลูกมันสำปะหลังในจังหวัดต่าง ๆ ในประเทศไทย ที่มีสภาพดินและความแข็งของดินแตกต่างกัน รวมทั้งมีขนาดและน้ำหนักของเหง้ามันสำปะหลังที่ต่างกัน
2. ออกแบบสร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง โดยมีกลไกดังนี้
 - 2.1 ชุดขุดเหง้ามันสำปะหลังขึ้นมาจากบริเวณใต้ดินโดยลดการขาดหรือตกค้างในดิน
 - 2.2 ชุดร่อนดินเพื่อหาเศษมันสำปะหลังที่ค้างอยู่ในดิน
 - 2.2 ชุดลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังไปสู่กระบะรวมกอง
 - 2.3 ชุดยกกระบะรวมกองมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก
3. คำนวณหาค่าอัตราเร็วของกลไกต่าง ๆ ให้สัมพันธ์กันในเครื่องขุดมันสำปะหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. คำนวณหาชิ้นส่วนที่เหมาะสมของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง เช่น เพลา ตลับลูกปืน อุปกรณ์ไฮดรอลิก เช่น ปัมไฮดรอลิก กระจบอกสูบไฮดรอลิก เป็นต้น
5. ทำการสร้างชิ้นส่วนแล้วนำมาประกอบตามที่ได้ออกแบบไว้
6. ทดสอบเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังในไร้ทดสอบที่ อ.หนองบัวระเหว จ.ชัยภูมิ และทำการปรับปรุงแก้ไขข้อบกพร่อง
7. สรุปผลการออกแบบการสร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

หลังจากการออกแบบและสร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังแล้ว คาดว่าเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้จะสามารถใช้งานได้จริงและเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังได้อย่างต่อเนื่อง โดยที่ชิ้นส่วนต่าง ๆ มีความแข็งแรง กลไกภายในเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพตามความเร็วที่ได้ออกแบบไว้ และสามารถเพิ่มความสามารถในการเก็บเกี่ยวและประสิทธิภาพของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังได้

บทที่ 2

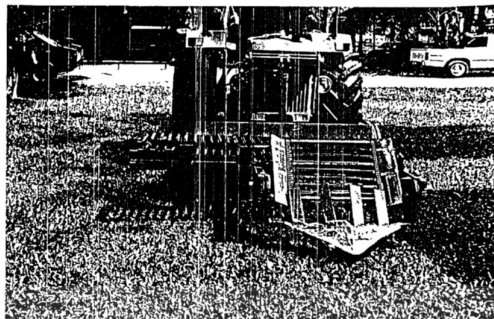
วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 งานวิจัยพัฒนาเครื่องขุดมันสำปะหลังในประเทศไทย

ในประเทศไทยมีการพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังขึ้นอย่างต่อเนื่องทั้งจากหน่วยงานภาครัฐ เอกชนและจากงานวิจัยของสถาบันการศึกษา เพื่อแก้ไขปัญหาต้นทุนการจ้างแรงงาน ปัญหาการขาดแคลนแรงงาน และต้องการที่จะลดระยะเวลาการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง แต่ยังคงมีข้อจำกัดในการใช้งานค่อนข้างมาก เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่ได้ศึกษาและรวบรวมข้อมูล พบว่าส่วนมากหลังการใช้ผลขุดมันที่ติดตั้งกับรถแทรกเตอร์แล้วยังคงต้องมีคนเก็บหัวมันสำปะหลังออกจากแนวการขุด และยังมีปัญหาที่ต้องใช้แรงงานคนทั้งการเก็บหัวมันหลังจากการขุดแล้วลงแข่งและการขนมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

1. สมนึก ชูศิลป์ และคณะ (2537) ได้ทำการศึกษาวิธีการปลูกลูกมันสำปะหลัง ทิศทางของหัวมันสำปะหลังที่แผ่ออกจากต้น แล้วออกแบบขุดเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง (รูปที่ 2.1) แบบขุดและลำเลียงออกทางด้านข้างซึ่งประกอบด้วย ฝาลูกขุดรูปสามเหลี่ยมขนาดกว้าง 80 เซนติเมตร โഴ้ลำเลียงมันสำปะหลังขึ้นจากดินยาว 100 เซนติเมตร ทำมุมเอียง 30 องศาในแนวนอน และมีโม่ลำเลียงมันสำปะหลังออกทางด้านข้างในแนวนอนยาว 200 เซนติเมตร ได้ทำการติดเครื่องยนต์เบนซินขนาด 8 แรงม้า สำหรับใช้ขับโม่ลำเลียงทั้งสองชุด เครื่องขุดมันสำปะหลังถูกออกแบบให้อยู่ด้านหน้าของรถแทรกเตอร์ และได้ทำการศึกษาการแพร่กระจายของหัวมันสำปะหลังในดิน พบว่า ใช้แรงในการดึงหัวมันสำปะหลังเฉลี่ย 81.19 กิโลกรัม หรือ 796.47 นิวตัน และสรุปได้ว่า ควรขุดมันสำปะหลังควรขุดลึก 25-27 เซนติเมตร และความกว้างในการขุด 65-70 เซนติเมตร สำหรับผลการทดสอบเครื่องขุดมันสำปะหลัง พบว่า ความสามารถในการขุดเป็น 0.834 ไร่ต่อชั่วโมง ใช้ความเร็วรถแทรกเตอร์เฉลี่ย 0.371 เมตร/วินาที

ข้อจำกัดของเครื่องขุดมันสำปะหลังนี้ คือ ที่ความเร็วรถแทรกเตอร์สูง โม่ลำเลียงไม่สามารถแยกดินออกจากหัวมันสำปะหลังได้ ทำให้เกิดการลื่นไถลระหว่างสายพานกับโม่ลำเลียง ขุดถ่ายทอดยังคงต้องการการปรับปรุง และยังคงต้องการการทดสอบในพื้นที่ดินแข็ง



รูปที่ 2.1 เครื่องขุดมันสำปะหลังพร้อมขุดลำเลียงเมื่อประกอบเข้ากับรถแทรกเตอร์

2. ศุภวัฒน์ ปากเมย (2540) ได้ทำการทดสอบการใช้หัวขุดรูปตัวยูและสี่เหลี่ยม พบว่ามีปัญหาเกี่ยวกับการขุดลึกที่สามารถทำได้ยาก ล้อหน้ายก มีวัชพืชติด และหัวมันสำปะหลังขาด อีกทั้งยังหลงเหลือในดินมาก และยังได้ศึกษาการแผ่กระจายของหัวมันสำปะหลังในดิน พบว่า การแผ่กระจายไปด้านข้างตั้งฉากกับแนวร่องเฉลี่ย 59 เซนติเมตร และในแนวขนานกับแนวร่อง 77 เซนติเมตร ความลึกของหัวมันสำปะหลังเฉลี่ย 21.5 เซนติเมตร และน้ำหนักของหัวมันสำปะหลังเฉลี่ย 3.35 กิโลกรัม จึงได้ออกแบบเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง ที่มีหัวขุดรูปสามเหลี่ยมมีหน้ากว้าง 100 เซนติเมตร และโครงเครื่องขุดมันกว้าง 200 เซนติเมตร พร้อมทั้งมีขุดลำเลียงขึ้น (รูปที่ 2.2) และขุดลำเลียงมันสำปะหลังออก (รูปที่ 2.3) ที่ใช้เครื่องยนต์ขนาด 7.46 กิโลวัตต์เป็นต้นกำลัง และใช้โซ่ขับอุปกรณ์ลำเลียง พบว่า มีความสามารถในการขุดโดยเฉลี่ย 0.74 ไร่ต่อชั่วโมง ร้อยละในการขุดมันสำปะหลังได้เฉลี่ยร้อยละ 92.51 ร้อยละการขาดโดยเฉลี่ยร้อยละ 3.86 และหลงเหลือในดินเฉลี่ยร้อยละ 3.63 และความเร็วในการเคลื่อนที่ที่เหมาะสมของเครื่องขุดมันสำปะหลังนี้ คือ 28 เมตรต่อนาที และความเร็วเชิงเส้นที่เหมาะสมของอุปกรณ์ลำเลียงอยู่ที่ 42 เมตรต่อนาที และศุภวัฒน์ยังคงทดสอบการขุดหัวมันสำปะหลังโดยใช้แรงงานคนพบว่า มีความสามารถ 0.035 ไร่ต่อคนต่อชั่วโมง ร้อยละในการขุดมันสำปะหลังได้เฉลี่ยร้อยละ 85.64 ร้อยละของการขาดโดยเฉลี่ยร้อยละ 7.39 และหลงเหลือในดินเฉลี่ยร้อยละ 6.96

มีข้อเสนอแนะในการศึกษาต่อไปว่า ควรปรับปรุงระบบต้นกำลังของขุดลำเลียงโดยใช้กำลังจากปั๊มไฮดรอลิกและมอเตอร์ไฮดรอลิกที่ต่อมาจากเพลลาอันวอยกำลัง (PTO) ของรถแทรกเตอร์ และควรเพิ่มอุปกรณ์การตัดต้น ยอดต้นมันสำปะหลังและอุปกรณ์ลำเลียงมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

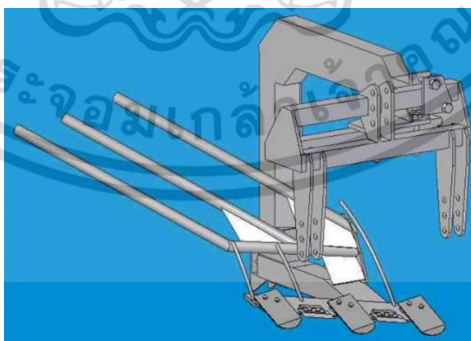


รูปที่ 2.2 ชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลังขึ้น



รูปที่ 2.3 ชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลังออก

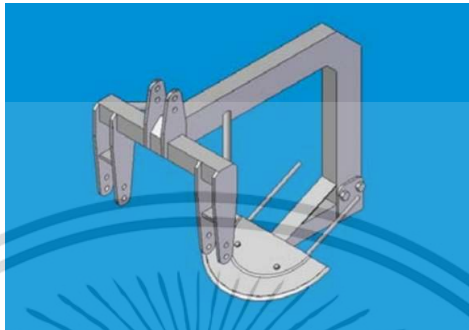
3. เสรีและสมนึก (2548) ได้พัฒนาเครื่องชุดมันสำปะหลังที่ชื่อว่า มข.46 (รูปที่ 2.4) โดยใช้ต่อพ่วงกับรถแทรกเตอร์ขนาด 65 แรงม้าแบบ 3 จุด เป็นอุปกรณ์ที่สามารถลำเลียงหัวมันสำปะหลังออกทางด้านข้างให้พื้นแนวล้อรถแทรกเตอร์ได้ระยะ 70-80 เซนติเมตร



รูปที่ 2.4 เครื่องชุดมันสำปะหลัง มข.46

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. เสรีและคำนึ่ง (2550) ได้พัฒนาเครื่องขุดมันสำปะหลังที่ชื่อว่า มข.48 (รูปที่ 2.5) ซึ่งสามารถใช้ได้กับแปลงมันสำปะหลังที่มีระยะระหว่างแถวมากกว่า 80 เซนติเมตรขึ้นไป โดยใช้รถแทรกเตอร์ต้นกำลัง 18-25 แรงม้า ผลผลิตลักษณะเป็นจานโค้ง



รูปที่ 2.5 เครื่องขุดมันสำปะหลัง มข.48

5. วิชา (2553) ได้ออกแบบและพัฒนาเครื่องขุดมันสำปะหลัง (รูปที่ 2.6) ที่มีการทำงานแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนขุดและส่วนลำเลียงติดตั้งกับรถแทรกเตอร์ด้วยวิธีพวง 3 จุด โดยใช้ผลขุดขุดมันสำปะหลังขึ้นมา จากนั้นใช้โซ่ลำเลียงตีบเห้งน้ำมันแล้วตั้งไปไว้ด้านหลัง โดยเครื่องขุดมันสำปะหลังนี้มีความสามารถในการทำงาน 0.5 ไร่ต่อชั่วโมง ด้วยการเคลื่อนที่ที่ความเร็ว 0.17 เมตรต่อวินาที

ข้อจำกัดของเครื่องขุดมันสำปะหลังชนิดนี้คือ สามารถใช้ได้เฉพาะกับแปลงปลูกมันสำปะหลังที่มีระยะห่างระหว่างแถว 1.2 เมตรขึ้นไปเท่านั้น (วงพิเชษฐ์, 2559)



รูปที่ 2.6 เครื่องขุดมันสำปะหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. ดนุวัต ทางดี (2554) ได้ศึกษาความสามารถถอนและรวมกองเหง้ามันสำปะหลังของเกษตรกร พบว่า เกษตรกรใช้วิธีการขุดมันสำปะหลังทั้งหมด 3 วิธี และมีความสามารถในการขุดดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ความสามารถในการขุดมันสำปะหลังด้วยวิธีที่เกษตรกรนิยมใช้

วิธีการเก็บเกี่ยว	ความสามารถในการขุด (ไร่/คน-ชั่วโมง)
วิธีที่ 1 ใช้คนถอนทั้งต้น	0.05
วิธีที่ 2 ใช้เครื่องมือจัด	0.07
วิธีที่ 3 ใช้เครื่องขุดแบบพ่วงท้ายรถแทรกเตอร์	1.28

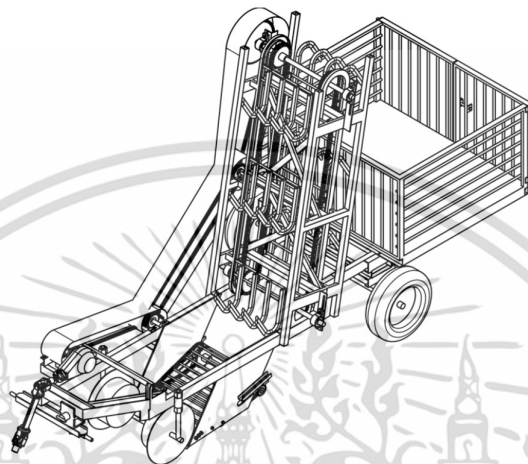
ที่มา : ดนุวัต ทางดี, 2554

และยังได้ศึกษาสมบัติทางกายภาพพื้นฐานของมันสำปะหลัง พบว่า มันสำปะหลังมีความกว้างอยู่ในช่วง 50-1069 มิลลิเมตร มีความยาวเหง้าอยู่ในช่วง 100-880 มิลลิเมตร และมีความลึกที่หัวมันสำปะหลังหยั่งลงดินอยู่ในช่วง 40-250 มิลลิเมตร และมันสำปะหลังมีน้ำหนักเหง้า 0.4-7.6 กิโลกรัม มีการทดสอบมุมเสียดทานสถิตของเหง้ามันสำปะหลังบนพื้นเหล็ก พบว่า มันสำปะหลังจะเริ่มไถลลงจากพื้นเอียงเมื่อทำมุม 10-36 องศา ยังทดสอบอีกว่าในกล่อง 1 ลูกบาศก์เมตรสามารถบรรจุมันสำปะหลังได้ตั้งแต่ 171-207 กิโลกรัม ซึ่งเป็นการบรรจุแบบสุ่มโยนไม่มีการจัดเรียงหัวมันสำปะหลัง และแรงต้านการทะลุของดินที่ศึกษาในแปลงทดสอบมีค่าอยู่ในช่วง 4-65 กิโลกรัม/ตารางเซนติเมตร แต่ไม่สามารถวัดค่าแรงต้านของดินที่ 25 เซนติเมตรเป็นต้นไปได้

ดนุวัตได้ทำการออกแบบเครื่องขุดมันสำปะหลัง (รูปที่ 2.7) โดยใช้ผาลขุดที่มีผนังด้านข้างเพื่อย่อยดินให้เป็นก้อนเล็ก ๆ และมีตะแกรงแยกดินที่ทำมุมเอียงเท่ากับมุมผาลขุดที่ด้านหลังของผาลขุด คือ 20 องศาและ 25 องศา และได้ออกแบบขุดลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังไปยังอุปกรณ์เก็บรวบรวมเหง้ามันสำปะหลังโดยใช้กระพ้อลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังขึ้นจากดินไปยังอุปกรณ์เก็บรวบรวมเหง้าเพื่อลดระยะทางในแนวราบของเครื่องขุดมันสำปะหลังจึงออกแบบให้ชุดกระพ้อลำเลียงมีมุม 10 องศากับแนวตั้งฉากเพื่อเพิ่มแรงเหวี่ยงให้กับกระพ้อให้มันสำปะหลังสามารถลงกระบะรวมกองได้พอดี

ข้อจำกัดของเครื่องขุดมันสำปะหลังนี้ คือ กระพ้อไม่สามารถแยกดินออกจากเหง้ามันสำปะหลังได้หมดเพราะดินยังคงมีความชื้นอยู่จึงตักดินขึ้นไปพร้อมกันเหง้ามันสำปะหลังทำให้กระบะ

รวมเหง้าเต็มเร็วและยังต้องขุดเหง้ามันแยกออกจากดิน อีกทั้งความสามารถในการทำงานของเครื่องขุดมันสำปะหลังยังต่ำ จำเป็นต้องเพิ่มความเร็วในการทำงานเพื่อให้ได้ความสามารถในการทำงานที่สูงขึ้น และยังคงต้องคำนวณออกแบบความแข็งแรงของชิ้นส่วนให้เหมาะสม



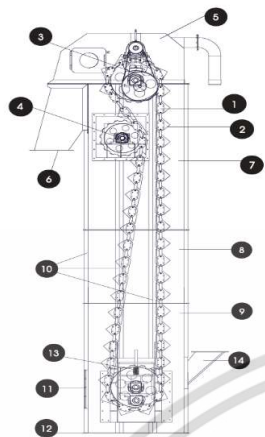
รูปที่ 2.7 เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังโดยใช้กระท้อลำเลียง

2.2 กระท้อลำเลียง

กระท้อลำเลียง (รูปที่ 2.8) คือ ลูกกระท้อที่ยึดติดกับโซ่หรือสายพานลำเลียงอย่างต่อเนื่อง โดยอาศัยแรงขับเคลื่อนจากที่ชุดล้อขับเคลื่อนเป็นต้นกำลัง การทำงานของกระท้อทำได้โดยการตักวัสดุที่ต้องการลำเลียง แล้วเคลื่อนที่ตามสายพานไปในแนวดิ่งหรือตามแนวที่ได้ออกแบบไว้

2.2.1 กระท้อลำเลียงแบบจ่ายวัสดุด้วยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง

กระท้อลำเลียงแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางจะจ่ายวัสดุด้วยแรงหนีศูนย์กลาง นิยมใช้กับวัสดุที่มีความแห้งและเคลื่อนไหวตัวได้อย่างอิสระ การจ่ายวัสดุด้วยแรงหนีศูนย์กลางต้องกระทำที่กระท้อมีความเร็วสูง อยู่ที่ 0.94-1.52 เมตรต่อวินาที การจ่ายวัสดุจะขึ้นอยู่กับ แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง แรงเสียดทานระหว่างวัสดุกับกระท้อ แรงจากน้ำหนักวัสดุ รวมถึงความเร็ว และระยะห่างของกระท้อ ยังมีผลต่อการจ่ายวัสดุอีกด้วย



- | | |
|-----------------|-------------------------------|
| 1. โช้ | 8. ซองบน |
| 2. กระท้อ | 9. ซองล่าง |
| 3. ชุดขับ | 10. ฉากรับแนวตั้ง (กระตุก) |
| 4. แบร์ริง | 11. ช่อง Service Door |
| 5. ฝาครอบด้านบน | 12. ฉากยึดพื้น |
| 6. ทางออกด้านบน | 13. Spring Load |
| 7. ซองบน | 14. ช่องบรรจุ (Loading Chute) |

รูปที่ 2.8 กระท้อลำเลียง (ที่มา : SILENGINEERING)

2.2.2 การออกแบบและคำนวณกระท้อลำเลียง

ความเร็วโช้ลำเลียงของกระท้อลำเลียงแบบจ่ายวัสดุด้วยแรงหนีศูนย์กลางโดยส่วนใหญ่แล้วจะอยู่ในช่วง 1 เมตรต่อวินาที ถึง 2 เมตรต่อวินาที เพื่อให้มั่นใจว่าจะสามารถวางผลิตภัณฑ์ได้ถึงกระบวนกองได้พอดี

การคำนวณเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อฟันเฟืองในชุดกระท้อลำเลียง ให้สมมติว่าข้างผลิตภัณฑ์ที่ด้านบนสุดของล้อฟันเฟือง ณ จุดนี้แรงหนีศูนย์กลางและแรงโน้มถ่วงจะเท่ากัน ได้สมการดังต่อไปนี้

$$\text{Centrifugal force} = mv^2 \left(\frac{\cos \beta}{r} \right) \quad (2.1)$$

โดยที่

m = มวล (kg)

v = ความเร็วของโช้ (m/s)

β = มุมจากจุดศูนย์กลางตาดบน

r = รัศมีของล้อฟันเฟือง (m)

$$\text{Gravity force} = mg$$

โดยที่

g = ค่าความเร่งโน้มถ่วง (m/sec²)

ดังนั้น

$$v^2 = gr(\cos \beta) \quad (2.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งที่จุดศูนย์ถ่วงบน $\cos\beta=1$ ดังนั้น $r = \frac{v^2}{g}$

การคำนวณให้ผลิตภัณฑ์ที่ถูกขนย้ายด้วยกระพ้อลำเลียงถูกโยนลงกระบะรวมพอดีสามารถคำนวณด้วยสมการการเคลื่อนที่พื้นฐาน ดังนี้

$$s = ut + 0.5at^2 \quad (2.3)$$

โดยที่ s = ระยะทาง (m)
 u = ความเร็วเริ่มต้น (m/s)
 t = เวลา (s)

การคำนวณหาความเร็วรอบของล้อฟันเฟืองสามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\text{RPM} = \frac{v}{2\pi r} \cdot 60 \quad (2.4)$$

2.3 เฟือง

2.3.1 ชนิดของเฟือง

เฟืองแบ่งออกเป็น 4 ประเภท ได้แก่ เฟืองตรง (Spur gear) เฟืองเฉียง (Helical gear) เฟืองดอกจอก (Bevel gear) และเฟืองหนอน (Worm gear)

1. เฟืองตรง (Spur gear) เป็นเฟืองที่มีฟันขนานกับแกนการหมุน และยังใช้เพื่อถ่ายทอดการเคลื่อนที่จากเพลาดตัวหนึ่งไปยังเพล่อีกตัวหนึ่งที่อยู่ขนานกัน

2. เฟืองเฉียงหรือ (Helical gear) เป็นเฟืองที่มีฟันเฉียงกับแกนการหมุน สามารถใช้งานด้วยคุณสมบัติเดียวกับเฟืองตรงแต่มีเสียงดังน้อยกว่า เนื่องจากการค่อย ๆ ขบกันของเฟือง 2 ตัว ฟันที่เอียงนั้นจะทำให้เกิดโหลดแรงผลึกและโมเมนต์คู่ควบซึ่งไม่เกิดขึ้นในเฟืองตรง ในบางครั้งเฟืองเฉียงถูกใช้เพื่อถ่ายทอดการเคลื่อนที่ระหว่างเพลาคี่ที่ไม่ขนานกันได้

3. เฟืองดอกจอก (Bevel gear) เป็นเฟืองที่มีฟันที่สร้างขึ้นบนพื้นผิวทรงกรวย นิยมใช้มากในการถ่ายทอดการเคลื่อนที่ระหว่างเพลาคี่ที่ตัดกัน

4. เฟืองหนอน (Worm gear) เป็นเฟืองที่คล้ายกับสกรู การเคลื่อนที่ของเฟืองหนอนจะขึ้นอยู่กับทิศทางของฟันเฟืองว่าหมุนซ้ายหรือหมุนขวา

2.3.2 ชุดเฟือง (Gear train)

เพื่อหาความเร็วของเฟืองขับ ให้พิจารณาที่พีเนียน 2 ที่ขับเฟือง 3 ได้สมการ ดังต่อไปนี้

$$n_3 = \left| \frac{N_2}{N_3} n_2 \right| = \left| \frac{d_2}{d_3} n_2 \right| \quad (2.4)$$

โดยที่

n = ความเร็วในการหมุน (rpm)

N = จำนวนฟัน

d = เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์

2.4 เพลลา

เพลลาเป็นชิ้นส่วนหนึ่งที่สำคัญในการออกแบบเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง ต้องพิจารณาการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ระยะการทรุดตัวของเพลลาที่เกิดจากแรงและโมเมนต์ที่กระทำ รวมทั้งแรงแบบวัฏจักรที่ทำให้เกิดการล้าโดยอ้างอิงหลักเกณฑ์การออกแบบของโซเดอเบิร์ก (soderburg) ที่พิจารณาเพลลาที่รับโหลดความเค้นดัด และความเค้นเฉือนเนื่องจากการบิด

ตามสมการความเค้นเฉลี่ยและความเค้นสลับของ Von mises คือ

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

สมการความเสียหายเนื่องจากความล้าของโซเดอเบิร์ก คือ

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \quad (2.7)$$

แทนสมการที่ 2.5 และ 2.6 ลงใน 2.7 จะได้

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (2.8)$$

หรือ

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (2.9)$$

โดยที่

n = ค่าความปลอดภัย

S_e = พิกัดการล้าของชิ้นงาน

S_y = ค่าความเค้นคราก

K_f = แฟกเตอร์ความเค้นหนาแน่นในกรณีรับโหลดแบบวัฏจักร

K_{fs} = แฟกเตอร์ความเค้นหนาแน่นในกรณีรับโหลดแบบวัฏจักร

T_a = โม่เมนต์บิด

M_a = โม่เมนต์ดัด

T_m = โม่เมนต์บิดสมบูรณ์

M_m = โม่เมนต์ดัดสมบูรณ์

จากผู้ผลิตเพลาส่วนใหญ่จะผลิตเพลอ้างอิงขนาดตามมาตรฐาน ISO โดยขนาดเพลที่เลือกจะมีขนาดเป็นไปตามมาตรฐาน ISO/R775-1969 เพื่อให้ง่ายต่อการสั่งซื้อ และความสอดคล้องกับการเลือกขนาดลูกปืน

แฟกเตอร์แก้ไขพิกัดการล้า (S'_e) ที่เกิดในชิ้นงานจริง สามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (2.10)$$

โดยที่

S_e = พิกัดการล้าของชิ้นงานจริง

S'_e = ซีตจำกัดการล้า

k_a = แฟกเตอร์แก้ไขผิว

k_b = แฟกเตอร์แก้ไขขนาด

k_c = แฟกเตอร์แก้ไขโหลด

k_d = แฟกเตอร์แก้ไขอุณหภูมิขณะใช้งาน

k_e = แฟกเตอร์แก้ไขระดับความน่าเชื่อถือ

k_f = แฟกเตอร์แก้ไขค่าอิทธิพลอื่น ๆ ที่เหลือ

แฟกเตอร์แก้ผิว (Surface factor, k_a) ขึ้นอยู่กับคุณภาพของพื้นผิวชิ้นงานและความต้านทานแรงดึงของชิ้นส่วนนั้น ๆ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ ดังต่อไปนี้

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.11)$$

โดยที่ S_{ut} = ค่าความต้านทานแรงดึงต่ำสุด
และ a และ b สามารถหาได้จากรูปที่ 2.9

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

รูปที่ 2.9 ค่า a และ b เพื่อคำนวณแฟกเตอร์แก้ผิว

แฟกเตอร์แก้ขนาด (Size factor, k_b) มีผลลัพธ์จากการตัดและการบิดสามารถแสดงได้ดังนี้

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in.} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in.} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm.} \\ 1.5d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm.} \end{cases} \quad (2.12)$$

สำหรับโหลดในแนวแกน $k_b = 1$

แฟกเตอร์แก้โหลด (Loading Factor, k_c) เป็นฟังก์ชันของความต้านทานแรงดึงสูงสุด ดังนั้นค่าเฉลี่ยแฟกเตอร์สูงสุดที่เหมาะสมของแฟกเตอร์แก้โหลดเป็นดังนี้

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases} \quad (2.13)$$

หมายเหตุ ให้ใช้แฟกเตอร์แก้โหลดการบิดสำหรับเพลลาที่มีโหลดการบิดอย่างเดียวเท่านั้น เมื่อเกิดโหลดการบิดขึ้นกับร่วมกับโหลดอื่น ๆ เช่น โหลดการตัด ให้ใช้ $k_c = 1$

แฟกเตอร์แก้อุณหภูมิขณะใช้งาน (Temperature Factor, k_d) สามารถหาได้จากรูปต่อไปนี้

Temperature, °C	S_T/S_{RT}	Temperature, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

รูปที่ 2.10 ผลกระทบของอุณหภูมิขณะทำงานในรูปของความต้านทานการดึงของเหล็ก

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (2.14)$$

โดยที่ S_T = ความต้านทานแรงดึงที่อุณหภูมิขณะทำงาน
 S_{RT} = ความต้านทานแรงดึงที่อุณหภูมิห้อง

แฟกเตอร์แก้ระดับความน่าเชื่อถือ (Reliability Factor, k_c) สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$k_c = 1 - 0.08z_a \quad (2.15)$$

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_c
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

รูปที่ 2.11 แสดงค่าแฟกเตอร์แก้ระดับความน่าเชื่อถือ (k_c)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขีดจำกัดการล้า (The endurance limit, S'_e) สามารถคำนวณโดยใช้สมการจากเงื่อนไขต่อไปนี้

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.16)$$

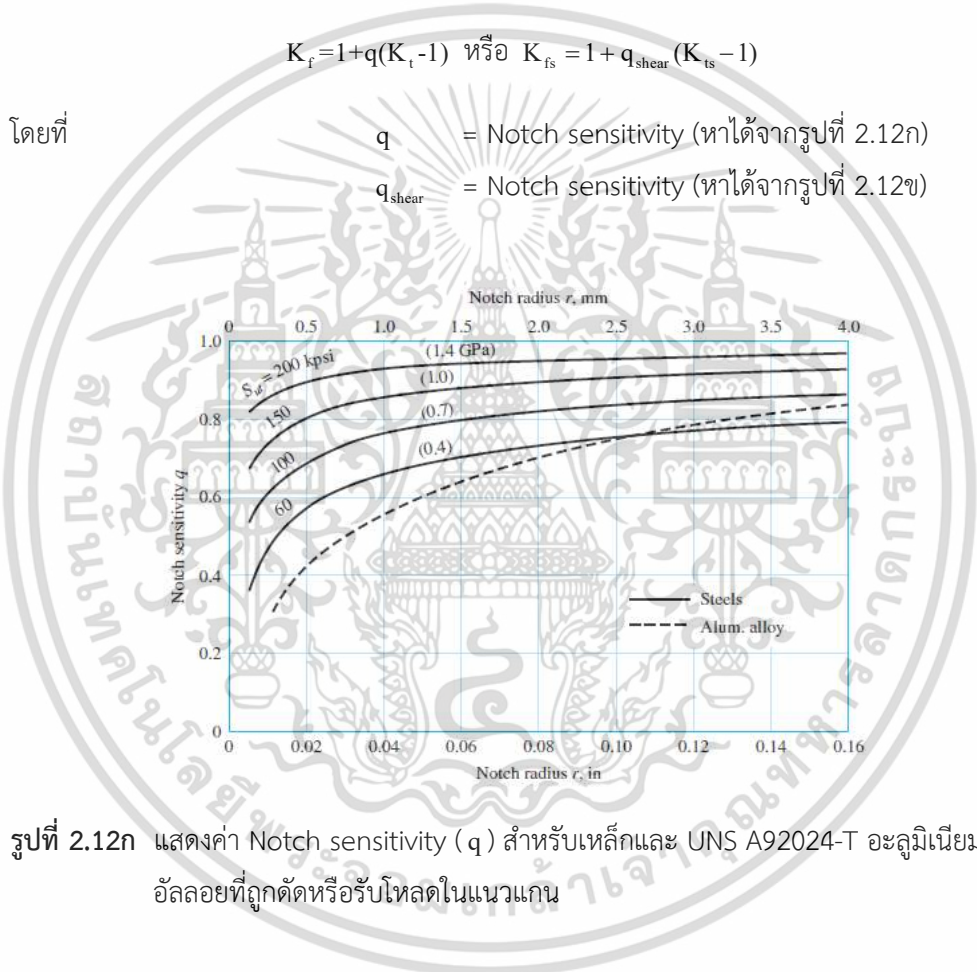
แฟกเตอร์ความเค้นหนาแน่นในกรณีรับโหลดแบบวิถึจักร (Stress Concentration and Notch Sensitivity, K_f, K_{fs})

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{หรือ} \quad K_{fs} = 1 + q_{shear}(K_{ts} - 1) \quad (2.17)$$

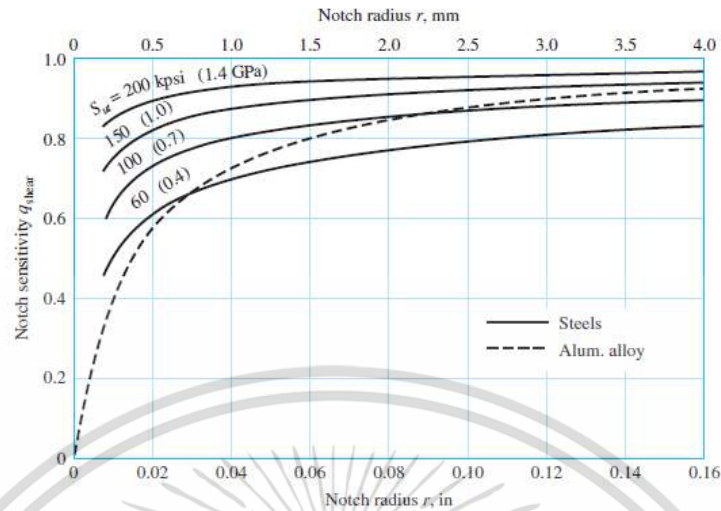
โดยที่

q = Notch sensitivity (หาได้จากรูปที่ 2.12ก)

q_{shear} = Notch sensitivity (หาได้จากรูปที่ 2.12ข)



รูปที่ 2.12ก แสดงค่า Notch sensitivity (q) สำหรับเหล็กและ UNS A92024-T อะลูมิเนียมอัลลอยที่ถูกตัดหรือรับโหลดในแนวแกน



รูปที่ 2.12ข แสดงค่า Notch sensitivity (q_{shear}) สำหรับวัสดุที่รับแรงบิด

	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

รูปที่ 2.13 แสดงค่า K_t และ K_{ts}

2.5 ตลับลูกปืน

2.5.1 ชนิดตลับลูกปืน

ตลับลูกปืนเป็นส่วนหนึ่งของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่รองรับการหมุนของเพลลาให้มีการหมุนที่เที่ยงตรงทั้งในแนวรัศมี และแนวแกน ทำหน้าที่ลดแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัส และลดการสึกหรอ ทำให้การบำรุงรักษาทำได้ง่าย โดยตลับลูกปืนสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ชนิดใหญ่ ๆ คือ

1. Ball Bearing เป็นตลับลูกปืนที่มีลักษณะลูกปืนเป็นเม็ดทรงกลม ทำหน้าที่รับแรงในแนวแกน และแนวรัศมี โดยภาระหลักอยู่ในแนวรัศมี ซึ่งรับภาระได้น้อยถึงปานกลาง และลดแรงเสียดทานระว่างชิ้นส่วนที่สัมผัสกัน
2. Roller Bearing เป็นตลับลูกปืนที่มีลักษณะลูกปืนเป็นรูปทรงกระบอก ทำหน้าที่รับแรงในแนวแกน และแนวรัศมี โดยเมื่อเทียบกับตลับลูกปืนแบบเม็ดกลม จะสามารถรับภาระได้มากกว่าที่ความเร็วปานกลางถึงสูง และลดแรงเสียดทานระว่างชิ้นส่วนที่สัมผัสกัน

3. Thrust Bearing เป็นตลับลูกปืนกันรุนที่มีลักษณะลูกปืนเป็นทั้งทรงกลม และทรงกระบอก ทำหน้าที่รองรับแรงในแนวแกนของเพลลาที่หมุน หรือแกว่งไปมา และลดแรงเสียดทานระวางชิ้นส่วนที่สัมผัสกัน

2.5.2 อายุการรับโหดของตลับลูกปืน

เมื่อทดสอบอายุการล้าของตลับลูกปืนกลุ่มหนึ่งที่โหดแตกต่างกันและนำมาเขียนกราฟได้ดังรูปที่ 2.14 โดยจะได้สมการถดถอยเชิงเส้น ดังนี้

$$FL^{1/a} = \text{ค่าคงที่} \quad (2.18)$$

จากผลการทดสอบของหลาย ๆ ชนิดของตลับลูกปืนได้ค่า a ดังนี้

$a = 3$ สำหรับตลับลูกปืนแบบเม็ดกลม

$a = 10/3$ สำหรับตลับลูกปืนแบบเม็ดทรงกระบอกและทรงกระบอกเรียว

โหดที่บอกมาตามแค็ตตาล็อกของตลับลูกปืนเป็นโหนดในแนวแกน โดยกำหนดให้อายุการใช้งานของตลับลูกปืนตามความสามารถในการรับโหนด แทนด้วยสัญลักษณ์ C_{10}

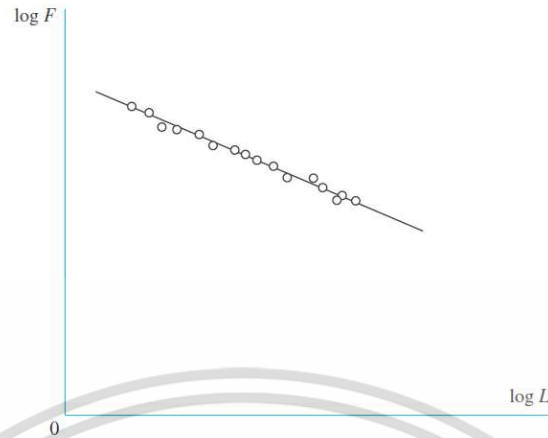
ในการเลือกตลับลูกปืนความสัมพันธ์ของโหนดที่กระทำและอายุการใช้งานที่ต้องการเป็นสิ่งสำคัญที่ต้องมีในแค็ตตาล็อก จากสมการที่ 2.18 สามารถเขียนได้ดังนี้

$$F_1 L_1^{1/a} = F_2 L_2^{1/a} \quad (2.19)$$

โดยที่ 1 และ 2 แสดงถึงชุดของเงื่อนไขโหนดและอายุ F_1 และ L_1 คือ โหนดและอายุการใช้งานจากแค็ตตาล็อก และ F_2 และ L_2 คือ โหนดและอายุการใช้งานที่ต้องการ สามารถแสดงสมการที่ 2.19 ได้ดังนี้

$$F_R L_R^{1/a} = F_D L_D^{1/a} \quad (2.20)$$

โดยที่ L_R และ L_D มีหน่วยเป็น รอบ



รูปที่ 2.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างโหลดกับอายุการใช้งานของตลับลูกปืน

สมการที่ 2.19 ยังสามารถแสดงอายุการใช้งานในหน่วยชั่วโมงที่ความเร็วต่าง ๆ ดังสมการต่อไปนี้

$$L = 60 \mathcal{L} n \quad (2.21)$$

โดยที่ \mathcal{L} ในหน่วยชั่วโมง n ในหน่วย rev/min และ 60 min/h

จากสมการที่ 2.19 และ 2.20 เขียนได้ว่า

$$F_R (\mathcal{L}_R n_R 60)^{1/a} = F_D (\mathcal{L}_D n_D 60)^{1/a} \quad (2.22)$$

เมื่อแก้สมการหา F_R พบว่า

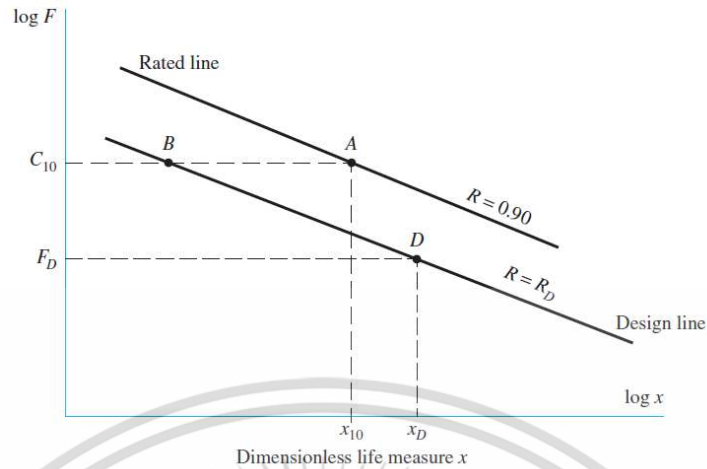
$$C_{10} = F_R = F_D \left(\frac{L_D}{L_R} \right)^{1/a} = F_D \left(\frac{\mathcal{L}_D n_D 60}{\mathcal{L}_R n_R 60} \right)^{1/a} \quad (2.23)$$

เพื่อให้ง่ายขึ้นจึงใช้ $x_D = L_D / L_R$

2.5.3 ความสัมพันธ์ระหว่างโหลด อายุ และความน่าเชื่อถือ

จากรูปที่ 2.15 แสดงถึงความไม่เท่ากันของโหลดที่ทดสอบจากผู้ผลิตกับโหลดจากการใช้งานจริง ผู้ออกแบบจึงต้องการออกแบบให้มีความน่าเชื่อถือมากกว่า 90 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งรูปที่ 2.15 จุด A แสดงข้อมูลจากเค้ตตาล็อกที่มีโคออร์ดิเนต C_{10} และ $x_{10} = L_{10} / L_{10} = 1$ ซึ่งจุดนี้มีความน่าเชื่อถือ 90 เปอร์เซ็นต์ และจุด D แสดงจุดที่ต้องการออกแบบที่มีโคออร์ดิเนต F_D และ x_D ซึ่งมีความน่าเชื่อถือ $R = R_D$ โดยที่ผู้ออกแบบต้องย้ายจากจุด D ไปจุด B ที่อยู่ระดับเดียวกับจุด A โดยที่ความน่าเชื่อถือคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.15 กราฟแสดงความน่าเชื่อถือ

จากสมการที่ 2.19 จะได้

$$F_B x_B^{1/a} = F_D x_D^{1/a}$$

ซึ่ง

$$F_B = F_D \left(\frac{x_D}{x_B} \right)^{1/a} \quad (2.24)$$

จากรูป พิจารณาที่เส้น AB ที่ไหลดคงที่ จะได้

$$R_D = \exp \left[- \left(\frac{x_B - x_0}{\theta - x_0} \right)^b \right]$$

โดยที่

R_D = ความน่าเชื่อถือที่ออกแบบ

x_0 = ค่าต่ำสุดของการแปรผัน

θ = คุณสมบัติการแปรผัน

จากสมการ 2.24 จะได้ว่า

$$F_B = F_D \left(\frac{x_D}{x_B} \right)^{1/a} = F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) [\ln(1/R_D)]^{1/b}} \right]^{1/a}$$

เนื่องจาก $F_B = C_{10}$ และรวมแฟกเตอร์แก้ไขโหลดใช้งานเพื่อความปลอดภัย จะได้ว่า

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0) [\ln(1/R_D)]^{1/b}} \right]^{1/a} \quad (2.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจาก $\ln \frac{1}{R_D} \approx 1 - R_D$ ซึ่งสามารถเขียนสมการที่ 2.25 ได้ดังนี้

$$C_{10} \approx a_f F_D \left[\frac{x_D}{x_0 + (\theta - x_0)(1 - R_D)^{1/b}} \right]^{1/a} \quad R \geq 0.9 \quad (2.26)$$

2.6 ระบบไฮดรอลิก

ระบบไฮดรอลิก เป็นระบบที่ใช้ของเหลวเป็นสารทำงานในการส่งถ่ายกำลังงาน โดยการเปลี่ยนแปลงกำลังงานของของไหลให้เป็นกำลังงานกล ตัวอย่างงานที่ใช้ระบบไฮดรอลิก ได้แก่ ระบบเลี้ยวและเบรกในรถยนต์ รถแทรกเตอร์ และเครื่องจักรในโรงงานอุตสาหกรรมต่าง ๆ โดยเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนนี้ใช้น้ำมันไฮดรอลิกเป็นของเหลวในการทำงาน

2.6.1 ส่วนประกอบเบื้องต้นของระบบไฮดรอลิก

ขวัญชัย (2555) ได้ทำการแบ่งไว้ว่าระบบไฮดรอลิกต้องมีอุปกรณ์พื้นฐาน 6 กลุ่ม ดังนี้

1. อุปกรณ์ต้นกำลังไฮดรอลิก ทำหน้าที่เป็นต้นกำลังในการขับเคลื่อนปั้มน้ำมันไฮดรอลิก เช่น มอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์สันดาป โดยในเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนนี้ อุปกรณ์ต้นกำลังไฮดรอลิก คือ เฟลาอำนาจกำลัง (Power take off , PTO) จากท้ายรถแทรกเตอร์
2. อุปกรณ์เก็บและปรับปรุงคุณภาพน้ำมันไฮดรอลิก ทำหน้าที่เป็นที่พักของน้ำมันไฮดรอลิก และช่วยระบายความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิก รวมถึงการกำจัดสิ่งสกปรกและฟองอากาศจากน้ำมันไฮดรอลิก อุปกรณ์ในกลุ่มนี้ประกอบไปด้วย ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก กรองน้ำมันไฮดรอลิก เป็นต้น
3. อุปกรณ์สร้างการไหล ทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลให้ระบบไฮดรอลิก ในที่นี้คือปั้มน้ำมันไฮดรอลิก
4. อุปกรณ์ควบคุมการทำงาน ในที่นี้หมายถึงวาล์วควบคุมต่าง ๆ ในระบบไฮดรอลิกที่จะคอยควบคุมให้ระบบไฮดรอลิกทำงานได้ตามต้องการ เช่น วาล์วควบคุมทิศทางการไหล วาล์วควบคุมความดันในระบบ เป็นต้น
5. อุปกรณ์การทำงาน ทำหน้าที่เปลี่ยนกำลังงานของของไหลให้เป็นกำลังงานกล ได้แก่ กระบอกสูบไฮดรอลิก หรือมอเตอร์ไฮดรอลิก
6. อุปกรณ์ในระบบท่อ ทำหน้าที่เป็นท่อในการขนส่งน้ำมันไฮดรอลิก อาจประกอบไปด้วย ท่อแป๊บ สายน้ำมันไฮดรอลิก ข้อต่อ ข้อต่อ เป็นต้น

2.6.2 คุณสมบัติของน้ำมันไฮดรอลิก

น้ำมันไฮดรอลิก หน้าที่หลักของน้ำมันไฮดรอลิกคือ

1. ส่งถ่ายกำลัง
- 2.หล่อลื่นชิ้นส่วนต่าง ๆ ที่เคลื่อนที่
3. ทำหน้าที่เป็นซีลตามช่องว่างของชิ้นส่วนต่าง ๆ
4. ระบายความร้อนในระบบไฮดรอลิก

เพื่อที่จะสามารถใช้ น้ำมันไฮดรอลิกให้ได้ตามวัตถุประสงค์ที่ได้กล่าวไปข้างต้น น้ำมันไฮดรอลิกควรมีคุณสมบัติดังนี้

1. มีการหล่อลื่นที่ดี
2. มีความหนืดใกล้เคียงอุดมคติ
3. มีความเสถียรต่อปฏิกิริยาเคมีและสิ่งแวดล้อม
4. สามารถเข้ากันได้กับวัสดุในระบบ หรือกล่าวคือไม่กัดกร่อนวัสดุในระบบ
5. ทนต่อการอัดตัวได้สูง
6. มีความทนไฟสูง
7. มีความจุทางความร้อนสูง
8. ความหนาแน่นต่ำ
9. ต้านทานการเกิดฟอง
10. ไม่เป็นพิษ
11. มีค่าการระเหยต่ำ
12. ราคาถูก
13. หาได้ง่าย

2.6.3 น้ำหนัก ความหนาแน่นและค่าความถ่วงจำเพาะ

น้ำหนัก (Weight) เป็นสิ่งที่วัตถุหรือสสารทั้งหมดไม่ว่าจะเป็นของแข็งหรือของเหลวจะต้องมี ซึ่งจะถูกดึงเข้าสู่ศูนย์กลางโลกด้วยแรงดึงดูด แรงนี้เรียกว่าน้ำหนักของวัตถุ สามารถหาได้โดย

$$F = W = mg \quad (2.27)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$F = \text{แรง (N)}$$

$$W = \text{น้ำหนัก (N)}$$

$$m = \text{มวล (kg)}$$

$$g = \text{ค่าความเร่งโน้มถ่วง} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

บางครั้ง น้ำหนักถูกเขียนในหน่วยของน้ำหนักของสสารในหนึ่งหน่วยปริมาตร

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad (2.28)$$

โดยที่

$$\gamma = \text{น้ำหนักจำเพาะของของเหลว (N/m}^3\text{)}$$

$$w = \text{น้ำหนัก (N)}$$

$$v = \text{ปริมาตร (m}^3\text{)}$$

ค่าความหนาแน่น (Mass Density) คือ ปริมาณมวลของสสารในหนึ่งหน่วยปริมาตร

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.29)$$

โดยที่

$$\rho = \text{ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m}^3\text{)}$$

$$m = \text{น้ำหนัก (kg)}$$

$$V = \text{ปริมาตร (m}^3\text{)}$$

แทนค่าสมการที่ (2.28) และ (2.29) ลงในสมการที่ (2.27)

สมการที่ (2.27)

$$W = mg$$

$$\gamma V = \rho V g$$

จะได้

$$\rho = \frac{\gamma}{g} \quad (2.30)$$

โดยที่

$$\rho = \text{ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m}^3\text{)}$$

$$\gamma = \text{น้ำหนักจำเพาะของของเหลว (N/m}^3\text{)}$$

$$g = \text{ค่าความเร่งโน้มถ่วง} = 9.81 \text{ m/s}^2$$

ค่าความถ่วงจำเพาะ (Specific gravity) เป็นการนำน้ำหนักของสสารกับน้ำหนักของน้ำมาเปรียบเทียบกัน ด้วยปริมาตรที่เท่ากัน

$$S_g = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{water}}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{water}}} \quad (2.31)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.4 แรง ความดันและเฮด

2.6.4.1 ความดัน (Pressure) และแรง (Force)

ความดัน คือ ปริมาณของแรงที่กระทำต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ เมื่อ

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.32)$$

โดยที่

P = ความดันของของไหล (N/m^2 หรือ Pa)

F = แรงที่กระทำบนพื้นที่ (N)

A = พื้นที่หน้าตัดที่ถูกแรงกระทำ (m^2)

2.6.4.2 ความดันสถิต (Pressure Head)

ความดันสถิต คือ ความดันที่มีผลมาจากน้ำหนักและความสูงของของไหล ซึ่งเราสามารถหาความดันสถิตได้ดังนี้

$$P = \gamma H = \rho g H \quad (2.33)$$

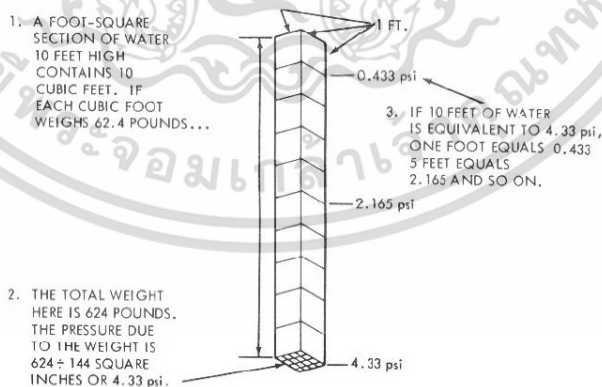
โดยที่

P = ความดันของของไหล (N/m^2 or Pa)

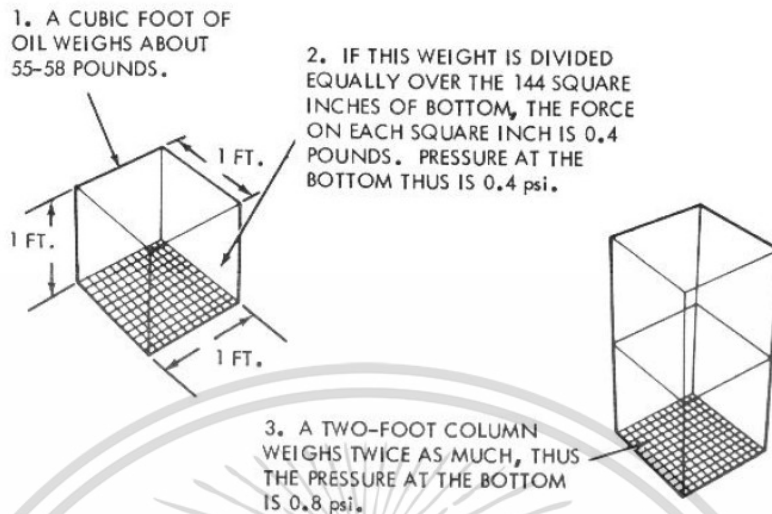
γ = น้ำหนักจำเพาะของของเหลว (N/m^3)

ρ = ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)

H = ความสูงของของเหลว (m)



รูปที่ 2.16 รูปแสดงการเพิ่มของความดันของน้ำพื้นที่ 1 ตารางฟุต ทุก ๆ ความสูง 1 ฟุต



รูปที่ 2.17 รูปแสดงเพิ่มความดันของน้ำมันพื้นที่ 1 ตารางฟุต ที่ความสูง 1 ฟุต และ 2 ฟุต

จากรูป 2.16 และรูป 2.17 พบว่า ระบบไฮดรอลิกที่มีอุปกรณ์ไฮดรอลิก เช่น กระจบอกสูบ หรือมอเตอร์ไฮดรอลิกที่อยู่สูงกว่าปั๊มไฮดรอลิกมาก ๆ จะทำให้ปั๊มไฮดรอลิกทำงานหนัก เพราะว่ามันจะต้องดันน้ำมันให้อุปกรณ์ไฮดรอลิกทำงานแล้ว ยังจะต้องเอาชนะความดันที่มีผลมาจากน้ำหนักหรือความสูงของของไหลอีกด้วย

2.6.5 คุณสมบัติทางกายภาพของน้ำมันไฮดรอลิก

2.6.5.1 ค่าโมดูลัสของแรงบีบอัด (Bulk Modulus)

ค่าบัลก์โมดูลัส เป็นค่าที่ใช้วัดความไม่สามารถอัดตัวได้ของน้ำมันไฮดรอลิก ยิ่งค่าบัลก์โมดูลัสมีค่ามากนั้นหมายถึงน้ำมันไฮดรอลิกสามารถอัดตัวได้น้อยหรือ จากสมการที่ (2.34) เครื่องหมายติดลบแสดงถึงความจริงที่ว่าความดันเพิ่มขึ้น ปริมาตรจะลดลง

$$\beta = \frac{-\Delta P}{\Delta V / V} \quad (2.34)$$

โดยที่

β = ค่าบัลก์โมดูลัส (Pa)

ΔP = การเปลี่ยนแปลงความดัน (Pa)

ΔV = การเปลี่ยนแปลงปริมาตร (m^3)

V = ปริมาตรเริ่มต้น (m^3)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Anthony (2003) กล่าวว่าค่าบัลก์โมดูลัสของน้ำมันไฮดรอลิกจะเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิและความดัน แต่โดยทั่วไปแล้วปัจจัยทั้งสองนี้สามารถไม่นำมาคิดได้ โดยปกติแล้วค่าบัลก์โมดูลัสของน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ที่ประมาณ 1,700 MPa

2.6.5.2 ความหนืด (Viscosity)

ความหนืดเป็นตัววัดการต้านการเคลื่อนที่ของของไหล เมื่อค่าความหนืดมีค่าน้อยของไหลจะง่ายต่อการเคลื่อนที่ ในทางกลับกันหากค่าความหนืดมีค่ามากของไหลก็จะยากต่อการเคลื่อนที่

ถ้าระบบไฮดรอลิกมีค่าความหนืดที่สูงจะส่งผลดังนี้

1. มีความต้านทานการไหลสูง เป็นเหตุให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลช้า
2. การใช้พลังงานในระบบเพิ่มขึ้น เนื่องจากการสูญเสียให้กับแรงเสียดทาน
3. ความดันลดในระบบเพิ่มขึ้น
4. อุณหภูมิในระบบสูงขึ้นเนื่องจากแรงเสียดทาน

ในทางกลับกัน ถ้าระบบไฮดรอลิกมีค่าความหนืดที่ต่ำจะส่งผลดังนี้

1. การรั่วในอุปกรณ์เพิ่มขึ้น
2. การสึกหรอของอุปกรณ์เพิ่มมากขึ้น เนื่องจากเกิดการแตกของแผ่นฟิล์มที่เคลือบชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่

แนวคิดของความหนืดได้มาจากการทดลองที่นำแผ่นเรียบสองแผ่นวางขนานกัน มีแผ่นฟิล์มน้ำมันที่หน้า y แทรกอยู่ระหว่างช่องว่าง โดยแผ่นเรียบด้านล่างอยู่กับที่ ในขณะที่แผ่นบนเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว v ด้วยการถูกผลักออกด้วยแรง F แสดงดังรูป

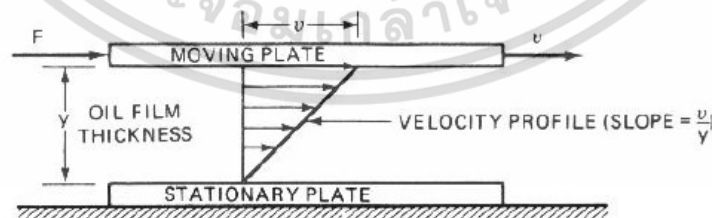


Figure 2-15. Fluid velocity profile between parallel plates due to viscosity.

รูปที่ 2.18 รูปแบบความเร็วของของไหลระหว่างแผ่นขนานที่มีผลมาจากความหนืด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลอง พบว่า ผลของความหนืดจะทำให้ความเร็วของของไหลในแต่ละชั้นมีค่าไม่เท่ากัน โดยของไหลที่ติดกับแผ่นเรียบที่อยู่กับที่มีค่าความเร็วเป็นศูนย์ และความเร็วของของไหลที่อยู่ติดกับแผ่นที่เคลื่อนที่มีค่าความเร็วเท่ากับ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า ผลของความเร็วนั้นเป็นฟังก์ชันเชิงเส้นที่มีความชันเป็น v/y ค่าความหนืดสมบูรณ์ (Absolute Viscosity) สามารถอธิบายได้ดังสมการนี้

$$\mu = \frac{\tau}{v/y} = \frac{F/A}{v/y} = \frac{\text{shear stress in oil}}{\text{slope of velocity profile}} \quad (2.35)$$

โดยที่

μ = ความหนืดสมบูรณ์ (kg.s/m²)

τ = ความเค้นเฉือนของของไหล (N/m²)

v = ความเร็วของแผ่นเรียบ (m/s)

y = ความหนาของแผ่นน้ำมัน (m)

F = แรงที่ให้กับแผ่นเคลื่อนที่ (N)

A = พื้นที่ของแผ่นเคลื่อนที่ที่สัมผัสกับน้ำมัน (m²)

ความหนืดนิยมใช้ในหน่วย CGS metric

$$\mu = \frac{\tau}{v/y} = \frac{\text{dyne/cm}^2}{(\text{cm/s})/\text{cm}} = \text{dyne} \cdot \text{s/cm}^2 \quad (2.36)$$

เมื่อ 1 N = 10⁵ dynes และค่าความหนืด 1 dyne.s/cm² เรียก 1 poise แต่เนื่องจาก poise เป็นหน่วยที่ใหญ่ เพื่อความสะดวกจึงนิยมใช้ centipoise หรือ cP

ระบบไฮดรอลิกนิยมใช้ค่าความหนืดไคเนมาติก (Kinematic Viscosity, ν) มากกว่าค่าความหนืดสมบูรณ์ (Absolute Viscosity, μ)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \text{cm}^2/\text{s} \quad (2.37)$$

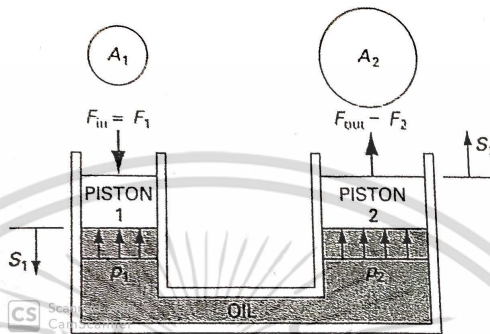
เมื่อ 1 cm²/s เรียก 1 stoke แต่เนื่องจาก stoke เป็นหน่วยที่ใหญ่ เพื่อความสะดวกจึงนิยมใช้ centistokes หรือ cS

2.6.6 สมการที่เกี่ยวข้องกับระบบไฮดรอลิก

กฎของปาสคาล (Pascal's Law) ความดันที่ป้อนให้กับของไหลในพื้นที่ปิดนั้น จะถูกส่งผ่านด้วยความดันที่เท่าเดิมไปในทุกทิศทางทั่วทั้งของไหล และกระทำตั้งฉากกับพื้นผิวที่สัมผัสกับของไหล จากกฎของปาสคาลนั้น สามารถนำมาประยุกต์ใช้ได้กับแม่แรงน้ำมันไฮดรอลิกดังรูปที่ 2.19

$$P_1 = P_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.38)$$



รูปที่ 2.19 แม่แรงน้ำมันไฮดรอลิก

กฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy) ได้กล่าวไว้ว่า พลังงานไม่สามารถสร้างและทำลายได้ ซึ่งหมายถึงพลังงานทั้งหมดของระบบ ณ สถานะที่ใด ๆ จะคงที่ พลังงานทั้งหมดของระบบรวมถึงพลังงานศักย์เนื่องจากความสูงและความดัน รวมถึงพลังงานจลน์เนื่องจากความเร็ว

1. พลังงานศักย์เนื่องจากความสูง (Potential energy due to elevation, EPE) จากรูป 2.20 แสดงของเหลวน้ำหนัก W (N) ที่ระดับความสูง Z (m) เมื่อเทียบกับระดับอ้างอิง น้ำหนักมีพลังงานศักย์ที่สัมพันธ์กับระดับอ้างอิงเนื่องจากจะต้องทำงานเพื่อยกของเหลวระยะทาง Z สามารถหาพลังงานศักย์เนื่องจากความสูงได้ดังนี้

$$EPE = WZ \quad (2.39)$$

2. พลังงานศักย์เนื่องจากความดัน (Potential energy due to pressure, PPE) ถ้าของเหลวน้ำหนัก W (N) ดังรูปที่ 2.20 มีความดัน P สามารถหาพลังงานศักย์เนื่องจากความดันได้ดังนี้

$$PPE = W \frac{P}{\gamma} \quad (2.40)$$

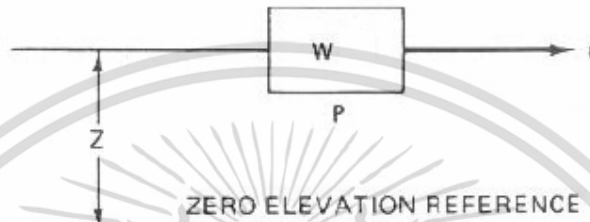
3. พลังงานจลน์ (Kinetic energy, KE) ถ้าของเหลวน้ำหนัก W (N) ดังรูปที่ 2.20 เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว v (m/s) สามารถหาพลังงานจลน์ได้ดังนี้

$$KE = \frac{1}{2} \frac{W}{g} v^2 \quad (2.41)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พลังงานรวมของระบบที่มีผลจากน้ำหนักของของไหลที่ไม่สามารถสร้างและทำลายได้ แต่สามารถเปลี่ยนจากพลังงานแบบหนึ่งไปเป็นพลังงานอีกแบบหนึ่งได้ พลังงานรวมของระบบ E_T จะมีค่าคงที่ ดังนี้

$$E_T = WZ + W \frac{P}{\gamma} + \frac{1}{2} \frac{W}{g} v^2 = \text{constant} \quad (2.42)$$



รูปที่ 2.20 รูปแสดงรูปแบบของพลังงานที่เกิดขึ้นจากความสูง ความดัน และความเร็ว

สมการความต่อเนื่อง (The Continuity Equation) สำหรับการไหลแบบสม่ำเสมอ (Steady Flow) ในท่อ อัตราการไหลของน้ำหนักจะสม่ำเสมอสำหรับทุก ๆ หน้าตัดของท่อ

รูปที่ 2.21 เป็นท่อที่แสดงอัตราการไหลของของไหลในหน่วยของน้ำหนัก w (N/s) ที่ท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดต่างกันสองขนาด ถ้าหากไม่มีการเพิ่มหรือลดของไหล อัตราการไหลของน้ำหนักรวมที่จุดที่ 1 และจุดที่ 2 จะมีค่าเท่ากัน

$$w_1 = w_2$$

$$\gamma_1 A_1 v_1 = \gamma_2 A_2 v_2 \quad (2.43)$$

โดยที่ γ = น้ำหนักจำเพาะของของเหลว (N/m^3)

A = พื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)

v = อัตราการไหลของของไหล (m/s)

สมมติให้ ของไหลเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ เราสามารถตัดตัวแปรน้ำหนักจำเพาะของของไหลได้ เมื่อ $\gamma_1 = \gamma_2$ ดังนั้นสมการความต่อเนื่องสำหรับน้ำมันไฮดรอลิกที่มีคุณสมบัติใกล้เคียงความสามารถอัดตัวไม่ได้แสดงดังนี้

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad (2.44)$$

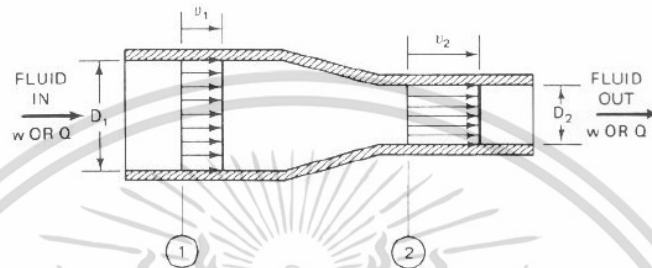
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น สำหรับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ อัตราการไหลเชิงปริมาตร Q (m^3/s) จะมีค่าคงที่ในท่อ

$$Q = Av = A_1v_1 = Q_1 = A_2v_2 = Q_2$$

หรือ

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \quad (2.45)$$



รูปที่ 2.21 รูปแสดงอัตราการไหลของของไหล

สมการของเบอร์นูลลี (Bernoulli's Equations) เป็นหนึ่งในสมการที่มีประโยชน์สำหรับการวิเคราะห์ท่วงจรไฮดรอลิก ซึ่งช่วยให้สามารถกำหนดขนาดส่วนประกอบที่เหมาะสมในการทำงานของระบบไฮดรอลิกได้ เช่น ปั๊มไฮดรอลิก วาล์ว และท่อต่าง ๆ สมการของเบอร์นูลลีนั้นได้มาจากการประยุกต์ใช้การอนุรักษ์พลังงานกับระบบไฮดรอลิก

Daniel Bernoulli (ศตวรรษที่ 18) ได้กล่าวไว้ว่า ผลรวมของพลังงานในระบบที่จุดต่าง ๆ จะมีค่าคงที่ ถ้าไม่คิดผลของการสูญเสียแรงเสียดทาน โดยพลังงานรวม ณ จุดที่ 1 มีค่าเท่ากับพลังงานรวม ณ จุดที่ 2

$$WZ_1 + W \frac{P_1}{\gamma} + \frac{Wv_1^2}{2g} = WZ_2 + \frac{WP_2}{\gamma} + \frac{Wv_2^2}{2g} \quad (2.46)$$

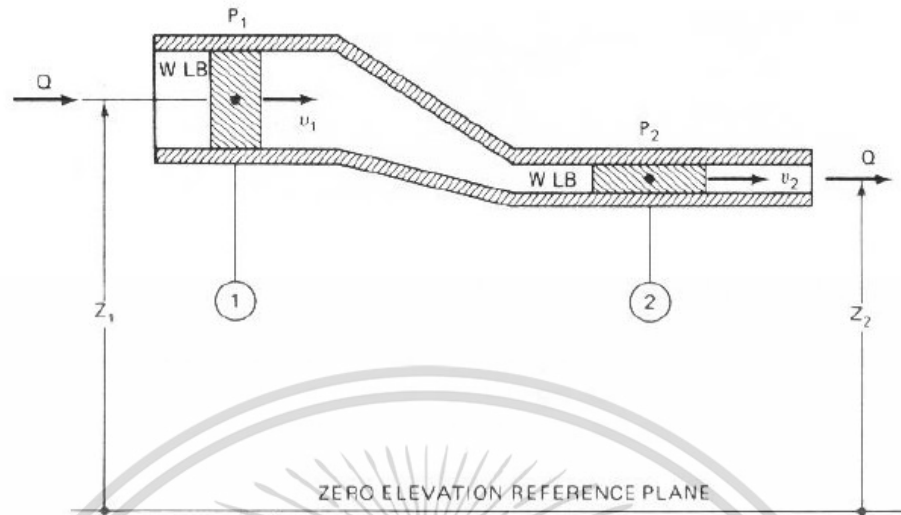
สำหรับระบบที่ไร้แรงเสียดทาน ต่อ 1 หน่วยน้ำหนักของของไหล

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.47)$$

เราสามารถแก้ไขสมการ (2.46) ด้วยการคำนึงถึงการสูญเสียแรงเสียดทาน (H_L) ที่เกิดขึ้นระหว่างจุด 1 และจุดที่ 2 ที่แสดงในรูปที่ 2.22 รวมทั้งคำนึงถึงปั๊ม (H_p) และมอเตอร์ไฮดรอลิก (H_m) ที่อยู่ระหว่างจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ซึ่งนำไปสู่สมการเบอร์นูลลีที่สมบูรณ์ ที่มีพื้นฐานบนสมการอนุรักษ์พลังงานต่อหนึ่ง กิโลกรัมของของไหล

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m + H_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (2.48)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.22 รูปท้อสำหรับการพิสูจน์สมการเบอร์นูลี

2.6.7 การสูญเสียจากแรงเสียดทานในท่อไฮดรอลิก

เรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynold's number, Re) เป็นตัวแปรไร้มิติที่บ่งบอกถึงลักษณะการไหลของของเหลวในท่อตรงว่าจะเป็นการไหลแบบราบเรียบหรือการไหลแบบปั่นป่วน ในทางปฏิบัติพบว่า ถ้าค่า Re น้อยกว่า 200 การไหลในท่อตรงจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ แต่ถ้าค่า Re มากกว่า 2000 มาก ๆ จะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เกิดจากอัตราส่วนของแรงที่เคลื่อนที่ของมวลกับแรงเฉือนเนื่องจากความหนืดของของเหลว

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (2.49)$$

โดยที่

ρ = ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)

v = ความเร็วของของเหลว (m/s)

D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อตรง (m)

μ = ความหนืดสมบูรณ์ ($\text{kg}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)

ν = ค่าความหนืดไคเนมาติก (m^2/s)

แรงเสียดทานเป็นเหตุผลหลักของการสูญเสียพลังงานในระบบของไหลส่งกำลัง พลังงานสูญเสียเกิดจากแรงเสียดทานที่เปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อน เฮดสูญเสีย (H_L) ในระบบเกิดจากสองสาเหตุ คือ การสูญเสียในท่อ และการสูญเสียในวาล์วและข้อต่อ

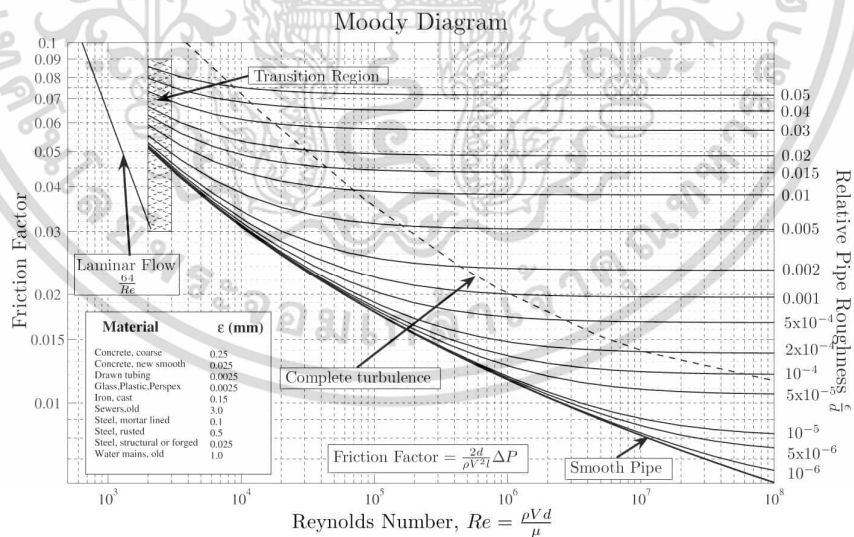
การสูญเสียในท่อ เสดของการสูญเสียในท่อสามารถหาได้จากสมการของดาร์ซี

$$H_L = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (2.50)$$

สมการนี้สามารถใช้ได้ทั้งการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อ f = แฟกเตอร์ของความเสียดทาน (friction factor) ถ้าเป็นการไหลแบบราบเรียบ $f = \frac{64}{Re}$ แต่ถ้าเป็นการไหลแบบปั่นป่วน f จะเป็นฟังก์ชันของค่า Re และความขรุขระของผนังท่อ (ϵ) ซึ่งหาได้จากกราฟที่ได้จากการทดลองของ Lewis F. Moody ที่เรียกว่า Moody Diagram ดังรูปที่ 2.24

TYPE OF PIPE	ABSOLUTE ROUGHNESS	
	ϵ (in)	ϵ (mm)
GLASS OR PLASTIC	SMOOTH	SMOOTH
DRAWN TUBING	0.00006	0.0015
COMMERCIAL STEEL OR WROUGHT IRON	0.0018	0.046
ASPHALTED CAST IRON	0.0048	0.12
GALVANIZED IRON	0.006	0.15
CAST IRON	0.0102	0.26
RIVETED STEEL	0.072	1.8

รูปที่ 2.23 แสดงค่าความขรุขระของผนังท่อ



รูปที่ 2.24 Moody Diagram

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสูญเสียในวาล์วและข้อต่อ นอกจากการสูญเสียพลังงานในท่อตรงแล้ว ยังมีการสูญเสียพลังงานที่มีผลมาจากวาล์วและอุปกรณ์ เช่น ข้อต่อสามทาง และข้อต่ออง 90° เป็นต้น สำหรับในระบบของไหลส่งกำลัง การสูญเสียพลังงานส่วนใหญ่มักเกิดจากวาล์วและอุปกรณ์ที่เกิดจากการเปลี่ยนพื้นที่หน้าตัดของท่อและการเปลี่ยนทิศทางการไหล จากการทดลองสามารถหาค่าการสูญเสียได้จาก

$$H_L = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (2.51)$$

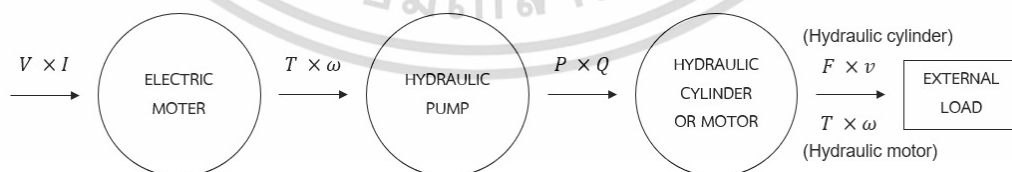
เมื่อ K คือ K factor หรือ loss coefficient หาได้จากรูปที่ 2.25

VALVE OR FITTING	K FACTOR
GLOBE VALVE: WIDE OPEN	10.0
1/2 OPEN	12.5
GATE VALVE: WIDE OPEN	0.19
3/4 OPEN	0.90
1/2 OPEN	4.5
1/4 OPEN	24.0
RETURN BEND	2.2
STANDARD TEE	1.8
STANDARD ELBOW	0.9
45° ELBOW	0.42
90° ELBOW	0.75
BALL CHECK VALVE	4.0

รูปที่ 2.25 K factors

2.6.8 กำลัง (Power)

จากรูปที่ 2.26 จะพบว่ามีกำลังงานอยู่ 3 แบบ คือ กำลังงานไฟฟ้า กำลังงานกล และกำลังงานของของไหล



รูปที่ 2.26 การแปลงกำลังขาเข้าจากกำลังงานไฟฟ้าสู่กำลังงานกล สู่กำลังงานไฮดรอลิก แปลงกำลังงานขาออกเป็นกำลังงานกล

กำลังไฟฟ้า (Electric power)

$$\text{Power (W)} = \text{Voltage (V)} \times \text{Electric current (I)} \quad (2.52)$$

กำลังเชิงกล (Mechanical Power)

$$\text{กำลังเชิงเส้น} \quad \text{Power (W)} = \text{Force (N)} \times \text{Linear velocity (m/s)} \quad (2.53)$$

$$\text{กำลังเชิงมุม} \quad \text{Power (W)} = \text{Torque (N.m)} \times \text{Angular velocity (rad/s)} \quad (2.54)$$

กำลังงานไฮดรอลิก (Hydraulic power)

$$\text{Power (W)} = \text{Pressure (Pa)} \times \text{Volume flow rate (m}^3\text{/s)} \quad (2.55)$$

2.6.9 ปั๊มไฮดรอลิก (Hydraulic Pumps)

ปั๊มไฮดรอลิก ทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลเป็นพลังงานไฮดรอลิก พลังงานกลที่ใช้ขับปั๊มในเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนนี้คือเพลลาอำนาจกำลัง (Power take off : PTO) หลักการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกคือ สร้างสุญญากาศที่ทางเข้าของปั๊มไฮดรอลิกเพื่อให้ น้ำมันที่มีความดันบรรยากาศจากถังพักน้ำมัน ไหลเข้าสู่ปั๊มไฮดรอลิกทางด้านดูดและผลักของไหลสู่ระบบไฮดรอลิก

ปั๊มไฮดรอลิกสามารถจำแนกออกเป็น 2 ประเภทหลัก ๆ คือ

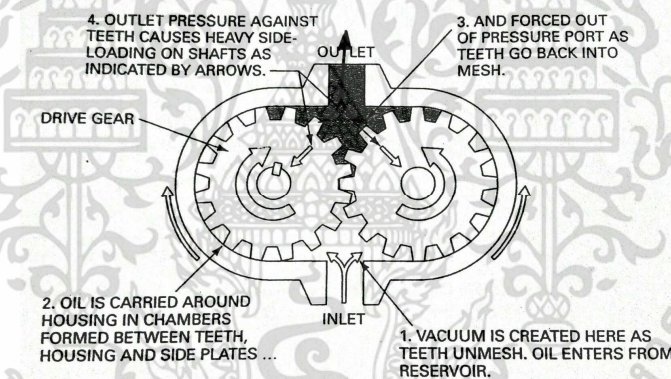
1. Dynamics (nonpositive displacement) pumps ปั๊มประเภทนี้ โดยทั่วไปใช้สำหรับระบบที่มีความดันต่ำและต้องการอัตราการไหลที่สูง เนื่องจากไม่สามารถทนการใช้งานที่ความดันสูงได้ ความดันสูงสุดที่ทนได้คือ 250 – 300 psi ประเภทแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal) และแบบใบพัดไหลตามแนวแกน (Axial flow propeller) ก็จัดอยู่ในปั๊มประเภทนี้
2. Positive displacement pumps ปั๊มประเภทนี้นิยมใช้กันอย่างแพร่หลาย โดยปั๊มประเภทนี้จะผลักของไหลจำนวนหนึ่งเข้าสู่ระบบไฮดรอลิกต่อการหมุนของเพลลาปั๊ม ปั๊มประเภทนี้สามารถเอาชนะความดันที่เกิดจากแรงทางกล รวมถึงความต้านต่อการไหลเนื่องจากแรงเสียดทาน ปั๊มประเภทนี้มีข้อดีกว่าปั๊มแบบ nonpositive displacement pumps ดังนี้

- ทนความดันได้สูง (สูงถึง 12000 psi)
- มีขนาดเล็กกว่า
- ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรสูงกว่า

- ประสิทธิภาพของปั๊มเปลี่ยนแปลงน้อยเมื่อใช้งานในช่วงที่ออกแบบ
- สามารถใช้งานได้หลากหลายตามความดันที่ต้องการและหลากหลายช่วงความเร็ว

ปั๊มประเภทเฟือง (Gear) ใบพัด (Vane) และลูกสูบ (Piston) ก็จัดอยู่ในปั๊มประเภทนี้

ปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองนอก (External gear pump) ดังรูปที่ 2.27 แสดงการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองนอก โดยที่เฟืองตัวหนึ่งมีเพลลาขับเชื่อมต่ออยู่เรียก เฟืองขับ (driver gear) เพื่อขับเฟืองตัวที่สอง (driven gear) น้ำมันจะไหลผ่านช่องน้ำมันที่เกิดขึ้นระหว่างฟันเฟืองและตัวเรือนปั๊ม ที่ด้านดูดเมื่อฟันเฟืองหลุดออกจากการขบกัน ปริมาตรตรงส่วนนี้จะเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความดันลดลงต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ทำให้น้ำมันจากถังพักที่มีความดันบรรยากาศถูกผลักเข้ามายังช่องว่างด้วยผลต่างของความดัน เมื่อเพลลาขับหมุนต่อน้ำมันจะถูกขังอยู่ระหว่างช่องฟันเฟืองและตัวเรือนปั๊ม ที่ด้านปล่อยเมื่อฟันเฟืองเริ่มขบกัน ปริมาตรจะลดลงทำให้ความดันเพิ่มขึ้น น้ำมันที่มีความดันสูงจึงถูกปล่อยออกสู่ระบบไฮดรอลิก



รูปที่ 2.27 รูปแสดงหลักการทำงานของปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองนอก

อัตราการไหลเชิงทฤษฎี (Theoretical flow rate)

$$Q_T = V_D \times N \quad (2.56)$$

โดยที่

Q_T = อัตราการไหลเชิงทฤษฎี (m^3/min)

V_D = อัตราการกวาดน้ำมัน (m^3/rev)

N = ความเร็วรอบ (rev/min , rpm)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมรรถนะของปั๊ม (Pump Performance)

ประสิทธิภาพของปั๊ม (Pump efficiencies)

ผู้ผลิตปั๊มจะนำปั๊มไปทดสอบสมรรถนะโดยการปรับตัวแปรต่าง ๆ ในการทดสอบตามลักษณะของปั๊มแต่ละชนิด โดยประสิทธิภาพรวมของปั๊มนั้นเป็นสิ่งแรกที่ต้องคำนึงถึง ซึ่งสามารถหาได้จากการเปรียบเทียบกำลังไฮดรอลิกที่ได้จากปั๊มกับกำลังเชิงกลที่ให้แก่ปั๊ม ประสิทธิภาพรวมของปั๊มอาจหาได้จากผลคูณระหว่างประสิทธิภาพเชิงปริมาตรกับประสิทธิภาพเชิงกล

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency, η_v)

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรบ่งชี้ถึงปริมาณการรั่วที่เกิดขึ้นของน้ำมันภายในปั๊ม การรั่วภายในปั๊มอาจเกิดจากฟิสิกส์ความเค้นจากผู้ผลิต รวมถึงการทำงานที่ความดันสูงอาจทำให้เกิดการรั่วเพิ่มขึ้นได้

$$\eta_v = \frac{\text{actual flow} - \text{rate produce by pump}}{\text{theoretical flow} - \text{rate pump should produce}} = \frac{Q_T}{Q_A} \quad (2.57)$$

โดยปกติแล้วประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มแบบเฟือง 80% - 90% , ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มแบบใบพัด 82% - 92% และประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊มแบบลูกสูบ 90% - 98%

ประสิทธิภาพเชิงกล (Mechanical efficiency, η_m)

ประสิทธิภาพเชิงกลบ่งชี้ถึงพลังงานสูญเสียที่เกิดจากแรงเสียดทานในลูกสูบ และอุปกรณ์ต่าง ๆ รวมถึงพลังงานสูญเสียที่เกิดจากการไหลแบบปั่นป่วนของของไหล โดยทั่วไปประสิทธิภาพเชิงกลอยู่ที่ 90% - 95%

$$\eta_m = \frac{\text{pump output power assuming no leaking}}{\text{actual power delivered to pump}} = \frac{P Q_T}{T_A \omega} \quad (2.58)$$

โดยที่

P = ความดันดันปล่อยของปั๊ม (Pa)

Q_T = อัตราการไหลเชิงทฤษฎี (m^3/s)

T_A = แรงบิดจริงที่ต้องให้กับปั๊ม ($\text{N} \cdot \text{m}$)

N = ความเร็วรอบของปั๊ม (rad/s)

ประสิทธิภาพเชิงกลสามารถคำนวณได้ในรูปของแรงบิด

$$\eta_m = \frac{\text{theoretical torque required to operate pump}}{\text{actual torque delivered to pump}} = \frac{T_T}{T_A} \quad (2.59)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อแรงบิดตามทฤษฎีที่ต้องการขับเคลื่อนคือแรงบิดที่ต้องการเมื่อไม่มีการรั่วภายในปั๊ม

$$\text{Theoretical Torque: } T_T (\text{N}\cdot\text{m}) = \frac{V_D (\text{m}^3) \times P (\text{Pa})}{2\pi} \quad (2.60)$$

$$\text{Actual Torque: } T_A = \frac{\text{actual power delivered to pump (W)}}{N (\text{rad/s})} \quad (2.61)$$

ประสิทธิภาพรวม (Overall efficiency, η_o)

$$\text{overall efficiency} = \frac{\text{actual power delivered by pump}}{\text{actual power delivered to pump}} \quad (2.62)$$

$$\eta_o = \eta_v \times \eta_m \quad (2.63)$$

$$\eta_o = \frac{PQ_A}{T_A N} \quad (2.64)$$

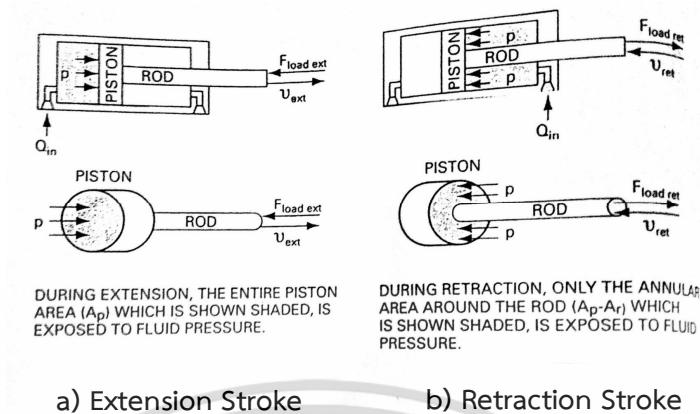
2.6.10 กระบอกลูกสูบไฮดรอลิก (Hydraulic Cylinders)

กระบอกลูกสูบไฮดรอลิกจะได้รับพลังงานของของไหลจากของไหล และเปลี่ยนเป็นพลังงานกลเพื่อใช้ในการทำงาน กระบอกลูกสูบไฮดรอลิกยึดและหัดก้านสูบเพื่อออกแรงดึงหรือผลักแกว่งไหลดภายนอกตามแนวเชิงเส้น

แรงในกระบอกลูกสูบ ความเร็วและกำลัง

สำหรับกระบอกลูกสูบแบบสองทาง (double-acting cylinders) แรงและความเร็วของกระบอกลูกสูบทางด้านยืดออก (extension strokes) และด้านหดกลับ (retraction strokes) นั้นมีค่าไม่เท่ากัน เนื่องจากความไม่เท่ากันของพื้นที่ที่ของไหลกระทำ โดยช่วงที่กระบอกลูกสูบยืดออก ของไหลจะกระทำบนพื้นที่ด้านลูกสูบ (Head end or Blank end, A_p) ในขณะที่ช่วงกระบอกลูกสูบหดกลับ ของไหลจะกระทำบนพื้นที่ด้านก้านสูบ (Rod end, $A_p - A_r$) โดยที่ A_p คือพื้นที่ของลูกสูบ และ A_r คือพื้นที่ของก้านสูบ เมื่อ A_p มีค่ามากกว่า $A_p - A_r$ ดังนั้นความเร็วของช่วงการหดกลับจะมีค่ามากกว่าความเร็วของช่วงการยืดออก ด้วยอัตราการไหลของของไหลที่เท่ากัน

ในขณะเดียวกัน เมื่อ A_p มีค่ามากกว่า $A_p - A_r$ แรงของช่วงการยืดออกจะมีค่ามากกว่าแรงของช่วงการหดกลับ ด้วยความดันของของไหลที่เท่ากัน



a) Extension Stroke

b) Retraction Stroke

รูปที่ 2.28 แสดงช่วงการยืดออกและหดกลับของกระบอกสูบ

ช่วงการยืดออกของกระบอกสูบ (Extension Stroke)

$$F_{\text{ext}} (\text{N}) = P (\text{Pa}) \times A_p (\text{m}^2) \quad (2.65)$$

$$v_{\text{ext}} (\text{m/s}) = \frac{Q_{\text{in}} (\text{m}^3/\text{s})}{A_p (\text{m}^2)} \quad (2.66)$$

ช่วงการหดกลับของกระบอกสูบ (Retraction Stroke)

$$F_{\text{ret}} (\text{N}) = P (\text{Pa}) \times (A_p - A_r) (\text{m}^2) \quad (2.67)$$

$$v_{\text{ret}} (\text{m/s}) = \frac{Q_{\text{in}} (\text{m}^3/\text{s})}{(A_p - A_r) (\text{m}^2)} \quad (2.68)$$

กำลัง (Power)

กำลังงานของกระบอกสูบไฮดรอลิกทั้งขณะยืดออกและหดกลับสามารถหาได้จาก

$$\text{Power (kW)} = v_p (\text{m/s}) \times F (\text{kN}) = Q_{\text{in}} (\text{m}^3/\text{s}) \times P (\text{kPa}) \quad (2.69)$$

สมการนี้สำหรับกำลังงานของของไหลขาเข้าและกำลังงานกลขาออกมีค่าเท่ากัน หรือประสิทธิภาพของกระบอกสูบมีค่า 100%

2.6.11 วาล์วไฮดรอลิก (Hydraulic Valves)

วาล์วสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ประเภทหลัก ๆ คือ

1. วาล์วควบคุมทิศทาง (Directional control valves) ใช้สำหรับการควบคุมทิศทางของไหลในวงจรไฮดรอลิก ตัวอย่างวาล์วในประเภทนี้ เช่น วาล์วกันกลับ (Check valve) วาล์วสามทาง (Three-way valves) เป็นต้น

2. วาล์วควบคุมความดัน (Pressure control valves) ใช้เพื่อปกป้องระบบไฮดรอลิกจากการที่มีความดันเกินที่เกิดจากโหลดที่มากเกินไปหรือเกิดจากการปิดวาล์วทำให้ของไหลไหลผ่านไม่ได้จนเกิดความดันที่สูงขึ้น ตัวอย่างวาล์วในประเภทนี้ เช่น วาล์วปลดความดัน (Pressure relief valve) วาล์วลดความดัน (Pressure reducing valve) วาล์วจัดลำดับ (Sequence valve) วาล์วกันตก (Counterbalance valve) เป็นต้น

3. วาล์วควบคุมอัตราการไหล (Flow control valves) ใช้เพื่อควบคุมอัตราการไหลของของไหลก่อนเข้าอุปกรณ์ต่าง ๆ เช่น มอเตอร์ไฮดรอลิก หรือกระบอกสูบไฮดรอลิก เพื่อให้อุปกรณ์สามารถทำงานได้ตามความเร็วที่ต้องการ ตัวอย่างวาล์วในประเภทนี้ เช่น วาล์วทรี (Needle valve) เป็นต้น

2.6.12 ถังพักน้ำมันไฮดรอลิก

1. ทำหน้าที่เป็นที่พักน้ำมันไฮดรอลิก โดยจะต้องมีขนาดใหญ่เพียงพอสำหรับจ่าน้ำมันไฮดรอลิกแก่ระบบไฮดรอลิกทั้งหมด

2. ทำหน้าที่กำจัดสิ่งสกปรกต่าง ๆ ที่ปนมากับน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อป้องกันไม่ให้อุปกรณ์ไฮดรอลิกเกิดความเสียหาย

3. ทำหน้าที่เป็นแหล่งระบายความร้อนของน้ำมันไฮดรอลิก เนื่องจากเมื่ออุปกรณ์ในวงจรทำงานจะเกิดการถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำมันไฮดรอลิก ดังนั้นเมื่อน้ำมันไหลกลับลงสู่ถังพักน้ำมันที่ทำงานแล้วก็จะเกิดการถ่ายเทความร้อนกับน้ำมันในถังพักน้ำมัน โดยอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกควรอยู่ที่ประมาณ 50 องศาเซลเซียส

4. ทำหน้าที่ในการกำจัดฟองอากาศที่เกิดจากการกลับสู่ถังพักของน้ำมันไฮดรอลิกที่ทำงานแล้ว ถังพักไฮดรอลิกควรมีพื้นที่เหนือน้ำมันเพื่อให้อากาศสามารถแยกตัวออกจากน้ำมันไฮดรอลิก

2.6.13 ท่อน้ำมันไฮดรอลิก

ขนาดของท่อน้ำมันไฮดรอลิกสามารถหาได้จากสมการที่ (39)

$$v_{\text{avg}} \text{ (m/s)} = \frac{Q \text{ (m}^3 \text{/s)}}{A \text{ (m}^2\text{)}} \quad \text{หรือ} \quad D \text{ (mm)} = 2000 \sqrt{\frac{Q \text{ (m}^3 \text{/s)}}{\pi v \text{ (m/s)}}} \quad (2.70)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีและการคำนวณเพื่อออกแบบเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

3.1 หลักการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

หลักการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่ได้ออกแบบนั้น ได้ออกแบบสำหรับการทำงานของเพลาอำนาจกำลัง (Power Take Off, PTO) จากท้ายรถแทรกเตอร์ที่มีความเร็วรอบในการหมุน 540 รอบต่อนาที เมื่อรถแทรกเตอร์เคลื่อนที่ไปข้างหน้า เคลื่อนที่ผ่านแห่งมันสำปะหลังที่ถูกตัดลำต้นไปแล้ว การทำงานก็จะเริ่มขึ้น โดยผลชุดจะชุดแห่งมันสำปะหลังที่อยู่ใต้ดินขึ้นมา แล้วถูกหนีบขึ้นไปโดยโซ่หนีบ จากนั้นถูกลำเลียงต่อด้วยกระพ้อลำเลียงเพื่อกำจัดดินที่ติดมากับแห่งมันสำปะหลังออกแล้วตกลงสู่กระบะรวมกอง เมื่อกระบะรวมกองเต็มแล้วสามารถใช้ระบบไฮดรอลิกในการขนแห่งมันสำปะหลังขึ้นสู่รถบรรทุกได้ ส่วนมันสำปะหลังที่ขาดและตกค้างในดินจะถูกร่อนโดยชุดพรวนดินที่ต่อกับผลชุดเพื่อให้เศษมันสำปะหลังที่ขาดขึ้นสู่ผิวหน้าดิน

3.2 การออกแบบและการคำนวณ

การออกแบบและสร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่สามารถชุดและลำเลียงมันสำปะหลังสู่กระบะรวมกอง รวมทั้งขนส่งมันสำปะหลังขึ้นท้ายรถบรรทุกได้ภายในเครื่องเดียวนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อเพิ่มความสามารถในการเก็บเกี่ยวและเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง รวมทั้งเพื่อออกแบบและสร้างเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังต้นแบบที่มีกลไกและความเร็วของกลไกที่เหมาะสมสำหรับการใช้งาน รวมถึงออกแบบชิ้นส่วนต่าง ๆ ให้มีความแข็งแรงและสามารถใช้งานได้จริง ซึ่งการออกแบบและสร้าง ประกอบไปด้วย 2 ส่วน ได้แก่ การออกแบบและการคำนวณชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลัง และการออกแบบและการคำนวณชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

3.2.1 การออกแบบและการคำนวณชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลัง

การออกแบบชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลังนี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบให้สามารถขนย้ายมันสำปะหลังภายหลังจากการชุดด้วยผลชุดมันสำปะหลังลงไปสู่กระบะรวมกองได้อย่างต่อเนื่อง โดยการลำเลียงนั้นแบ่งออกเป็น 2 ช่วง คือ การลำเลียงด้วยโซ่หนีบและการลำเลียงด้วยกระพ้อลำเลียง โดยการลำเลียงด้วยโซ่หนีบมีลักษณะเป็นโซ่ 2 ชุดที่ใช้หนีบมันสำปะหลังขึ้นเพื่อให้ดินส่วนหนึ่งหลุดออกจากหัวมันสำปะหลัง และกระพ้อลำเลียงมีลักษณะเป็นเหล็กซี่เพื่อร่อนดินออกจากแห่ง

มันสำปะหลังอีกครั้ง โดยชุดลำเลียงหัวมันสำปะหลังนี้ใช้เฟลาอำนวยการกำลังเป็นต้นกำลังในการขับเคลื่อนการออกแบบและคำนวณสายพานลำเลียง ดังนี้

3.2.1.1 การออกแบบชุดลำเลียง

จากงานวิจัยของธนุวัต ทางดี ซึ่งศึกษาลักษณะทางกายภาพของมันสำปะหลัง พบว่า มันสำปะหลังมีความกว้างอยู่ในช่วง 50 - 1069 มิลลิเมตร มีความยาวเหง้าอยู่ในช่วง 100 - 880 มิลลิเมตร มันสำปะหลังมีน้ำหนักเหง้า 0.4 - 7.6 กิโลกรัม จึงได้ออกแบบโซ่ลำเลียงช่วงแรก (รูปที่ 3.1) ที่มีความยาว 0.70 เมตร รองรับหัวมันสำปะหลังจากผลชุดรูปวงกลม และกระพ้อลำเลียง ในช่วงที่สอง (รูปที่ 3.2) ซึ่งมีลักษณะเป็นซี่เหล็กยื่นออกจากตัวสายพานเพื่อรองรับหัวมันสำปะหลัง จากนั้นลำเลียงขึ้นไปยังกระบะรวมกอง (รูปที่ 3.3)



รูปที่ 3.1 โซ่ลำเลียง



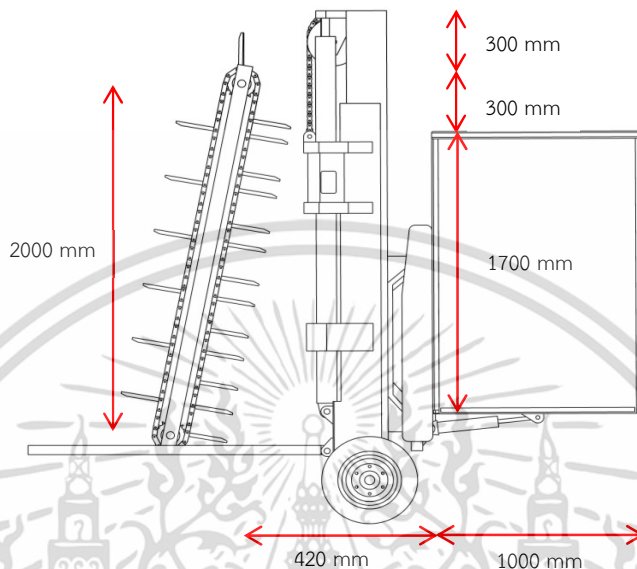
รูปที่ 3.2 กระพ้อลำเลียง



รูปที่ 3.3 กระบะรวมกอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.1.2 การคำนวณหาความเร็วของกระท้อลำเลียง



รูปที่ 3.4 แสดงขนาดของกระท้อและกระบะรวมกอง

เนื่องจากความเร็วของกระท้อลำเลียงต้องไม่เร็วเกินไปจนทำให้มันสำปะหลังเคลื่อนที่เลยกระบะรวมกอง และต้องไม่ช้าเกินไปจนทำให้มันสำปะหลังตกก่อนถึงกระบะรวมกอง จาก Feed Forward Republic ได้กล่าวไว้ว่า กระท้อลำเลียงด้วยแรงเหวี่ยง โดยทั่วไปมีความเร็วอยู่ที่ 1-2 เมตรต่อวินาที

จากสมการที่ 2.1 $\text{Centrifugal force} = \frac{mV^2 \cos \beta}{r}$ และ $W = mg$

จากสมการที่ 2.3 $S_y = U_y t + 0.5gt^2$

$$S_{\max} = 420 + 1000 - 300 = 1120 \text{ mm}$$

$$S_y = 1700 + 300 + 300 = 2300 \text{ mm}$$

$$1.12 = U_x t$$

$$t = \frac{1.12}{U_x}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$S_y = U_y t + 0.5gt^2$$

$$2.3 = 0 + (0.5)(9.81) \left(\frac{1.12}{U_x} \right)^2$$

$$U_{\max} = 1.636 \text{ m/s}$$

จากสมการที่ 2.3

$$S_y = U_y t + 0.5gt^2$$

$$S_{\min} = 420 + 300 = 720 \text{ mm}$$

$$S_y = 1700 + 300 + 300 = 2300 \text{ mm}$$

$$0.72 = U_x t$$

$$t = \frac{0.72}{U_x}$$

$$S_y = U_y t + 0.5gt^2$$

$$2.3 = 0 + (0.5)(9.81) \left(\frac{0.72}{U_x} \right)^2$$

$$U_{\min} = 1.051 \text{ m/s}$$

ดังนั้น ความเร็วที่เหมาะสมของกระพ้อลำเลียงจะต้องอยู่ในช่วง $1.051 \leq V \leq 1.636$ เมตรต่อวินาที

ถ้าต้องการให้มันสำปะหลังร่วงลงตรงกลางกระบะรวมกองพอดิ $S_x = 420 + 500 = 920 \text{ mm}$

จากสมการ

$$S_x = U_x t$$

$$t = S_x / U_x = 0.92 / U_x$$

$$S_y = U_y t + \frac{1}{2}gt^2$$

$$2.3 = 0 + \frac{1}{2}(9.81) \left(\frac{0.92}{U_x} \right)^2$$

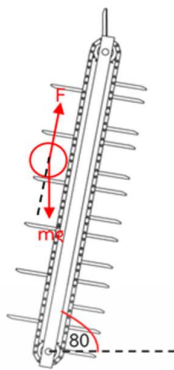
$$U_x = 1.344 \text{ m/s}$$

ซึ่งความเร็วที่ 1.344 เมตรต่อวินาทีอยู่ในช่วงความเร็วที่เหมาะสมของกระพ้อลำเลียง

3.2.1.3 การคำนวณเลือกโช้ลำเลียงและขนาดล้อฟันเฟือง

จากการงานวิจัยของธนุวัต ทางดี พบว่า เหน้้ำมันสำปะหลัง 1 หัวมีน้ำหน้กประมาณ 0.4-7.6 กิโลกรัม โดยในการออกแบบนั้นจะทำการคำนวณน้ำหน้กมันสำปะหลังที่ 10 กิโลกรัม โดยในการลำเลียงมันสำปะหลังบนกระพ้อลำเลียง มันสำปะหลังจะสามารถอยู่บนกระพ้อลำเลียง มากสุดพร้อมกัน 3 ต้น และเหล็กที่ใช้ทำกระพ้อลำเลียง 1 ชุดมีน้ำหน้ก 2.866 กิโลกรัม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 แผนภาพวัตถุอิสระของการเคลื่อนที่ของม้าน้ำสำหรับหลัง

$$\sum F = 0$$

$$F - mg \cos \theta = 0$$

$$F - [(10 \times 3) + (2.866 \times 3)](9.81 \cos 10^\circ) = 0$$

$$F = 372.89 \text{ N}$$

เพื่อคำนวณถึงความปลอดภัยจึงใช้ $F \times 2 = 372.89 \times 2 = 745.78 \text{ N}$

เพื่อคำนวณเลือกโซ่จึงใช้สมการจากแค็ตตาล็อก MISUMI ดังต่อไปนี้

$$\text{แรงดึงสูงสุดที่โซ่ยอมรับได้} = \text{แรงดึงสูงสุดที่กระทำต่อโซ่} \times \text{สัมประสิทธิ์การใช้งาน} \times \text{สัมประสิทธิ์}$$

ความเร็ว

$$= 745.78 \times 1.3 \times 1.6 = 1551 \text{ N} = 1.55 \text{ kN}$$

ดังนั้น จึงเลือกโซ่ C2080H 50.80 Pitch ซึ่งสามารถทนแรงดึงได้สูงสุด 1.77 kN

เพื่อคำนวณหาขนาดของล้อฟันเฟือง จากสมการความเร่งสู่ศูนย์กลาง

$$\frac{V^2}{r} = g$$

$$\frac{1.344^2}{r} = 9.81$$

$$r = 0.184 \text{ m}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางล้อฟันเฟืองมีขนาด 0.368 เมตร ซึ่งมีขนาดใหญ่เกินไป

สำหรับล้อฟันเฟืองที่ใช้กับโซ่เบอร์ C2080H คือ Standard Double pitch Sprocket 2080B ที่มี

จำนวนฟัน 15 ฟัน, $D_p = 124.9 \text{ mm}$, $D_o = 135 \text{ mm}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{V^2}{0.135/2} = 9.81$$

$$V = 0.814 \text{ m/s}$$

ซึ่งพบว่า เฟืองที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 135 มิลลิเมตร ต้องใช้ความเร็วในการหมุนที่มากกว่า 0.814 เมตรต่อวินาที เพื่อให้มันสำปะหลังหลุดออกจากกระพ้อลำเลียง ดังนั้นเฟืองนี้สามารถใช้ได้

หาความเร็วรอบของล้อฟันเฟือง

จากสมการที่ 2.4

$$\text{RPM} = \frac{V}{2\pi r} \times 60$$

$$= \frac{1.344}{2\pi(0.135/2)} \times 60$$

$$= 190.14 \text{ RPM}$$

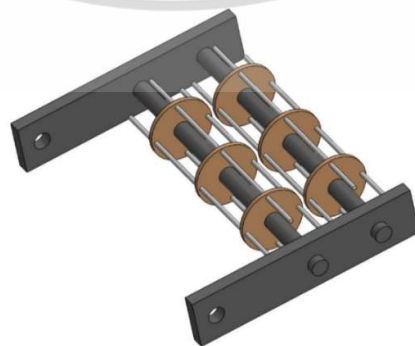
ดังนั้น ล้อฟันเฟืองนี้ต้องมีความเร็วรอบ 190.14 รอบต่อนาที

3.2.2 การออกแบบและการคำนวณชุดร่อนดิน

การออกแบบชุดร่อนดิน มีวัตถุประสงค์เพื่อร่อนดินที่ติดขึ้นมาอยู่กับเหง้ามันสำปะหลังให้หลุดออก รวมไปถึงให้หัวมันสำปะหลังที่แตกหักค้างอยู่ใต้กินให้ขึ้นมาอยู่บนพื้นดินเพื่อให้ง่ายต่อการเก็บของเกษตรกร โดยชุดร่อนดินนี้ใช้เพลลาอันยาวกำลังเป็นต้นกำลังในการขับ มีการออกแบบและคำนวณกลไก ดังต่อไปนี้

3.2.2.1 การออกแบบชุดร่อนดิน

การออกแบบชุดร่อนดินได้ออกแบบให้ชุดร่อนดินเป็นเพลลาสองเพลลาขนานกัน มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 150 มิลลิเมตร ดังรูป 3.6



รูปที่ 3.6 ชุดร่อนดิน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2.2 การคำนวณหาเลือกโซ่และขนาดของล้อฟันเฟืองในชุดร่อนดิน

จากเครื่องไถพรวนดินที่ใช้กันในปัจจุบันของ TOPSUN รุ่น TS-CL650 ทำงานแรงบิดสูงสุดที่ 11 นิวตันเมตร ที่ 2500 รอบต่อนาที โดยมีขนาดใบมีดที่มีเส้นผ่าศูนย์กลาง 6 นิ้ว และระยะพรวนดินลึก 300 mm

เพื่อหาแรงในการใช้พรวนดิน

จากสมการ
$$F = \frac{T}{r} = \frac{11}{(6/2 \times 0.0254)} = 114.35 \text{ N}$$

ดังนั้นจึงออกแบบให้ใช้แรงในการร่อนดินที่ $F = 228.7 \text{ N}$

เพื่อคำนวณเลือกโซ่จึงใช้สมการจากแค็ตตาล็อก MISUMI ดังต่อไปนี้

แรงดึงสูงสุดที่โซ่ยอมรับได้ = แรงดึงสูงสุดที่กระทำต่อโซ่ × สัมประสิทธิ์การใช้งาน × สัมประสิทธิ์

ความเร็ว

$$= 228.7 \times 1.3 \times 1.6 = 476 \text{ N} = 0.48 \text{ kN}$$

จากแค็ตตาล็อก MISUMI จึงเลือกโซ่ CHE60 19.03 Pitch

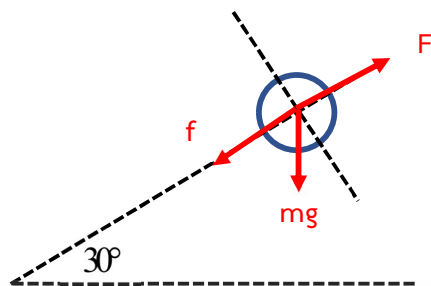
และเลือกใช้ล้อฟันเฟือง SP60B-14 teeth ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอก 95 มิลลิเมตร

3.2.3 การออกแบบและการคำนวณชุดโซ่หนีบหม้อน้ำสำหรับล้าง

อุปกรณ์หนีบหม้อน้ำสำหรับล้างนี้ประกอบด้วย โซ่ลำเลียงซึ่งใช้ในการหนีบทั้งหมด 2 ชุด

- บนอุปกรณ์หนีบรับหม้อน้ำสำหรับล้างได้สูงสุด 2 หัว = 20 kg = 200 N
- โซ่ลำเลียงจำนวน 2 ชุด มีน้ำหนัก 5.76 kg = 58 N

ซึ่งเป็นน้ำหนักรวมทั้งหมด 258 N หรือประมาณ 400 N



$$mg \sin 30^\circ + f = F$$

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน $\mu = 0.70$

$$\frac{mg}{2} \sin 30^\circ + \mu \frac{mg}{2} \cos 30^\circ = F$$

$$200 \sin 30^\circ + 0.7 \times 200 \cos 30^\circ = F$$

$$F = 221.2 \text{ N} \approx 250 \text{ N}$$

รูปที่ 3.7 แผนภาพวัตถุอิสระของโซ่หนีบหัวมัน

สำหรับหัวมันสำหรับหลัง

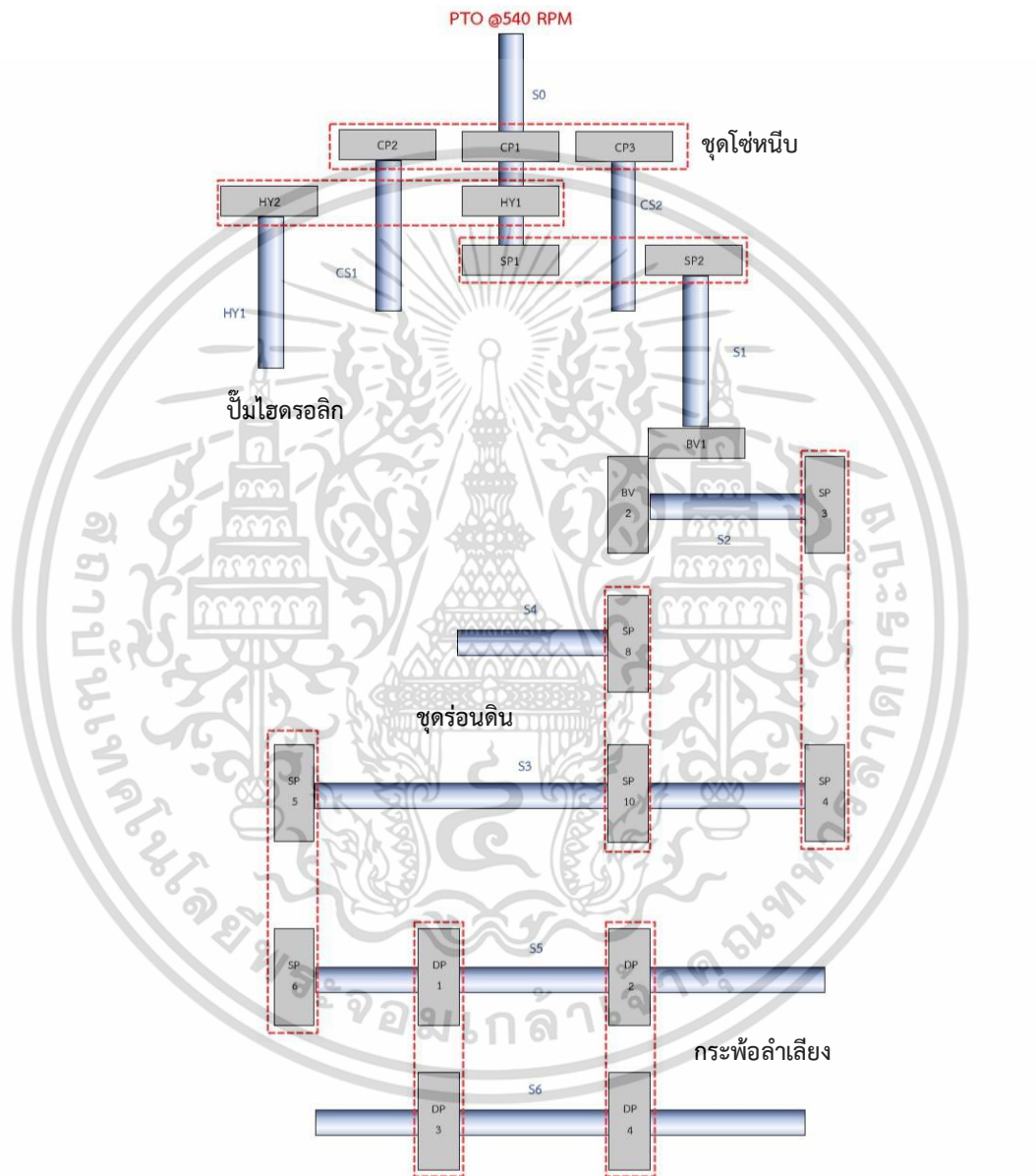
ออกแบบให้ความเร็วของอุปกรณ์หนีบเท่ากับความเร็วของกระพ้อลำเลียง คือ เฟือง $D_o = 135 \text{ mm}$ มีความเร็วรอบ 211 RPM หรือที่ความเร็ว 1.49 m/s

$$\begin{aligned} T &= Fr \\ &= (250)(0.0675) \\ &= 16.9 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.4 การออกแบบและการคำนวณชุดเฟืองทดในกลไกต่าง ๆ

เฟืองทดในเครื่องชุดมันสำปะหลังนี้ถูกออกแบบให้ทำงานอย่างต่อเนื่องซึ่งใช้เพลลาอำนาจกำลังขนาด 540 รอบต่อนาทีเป็นต้นกำลัง โดยรูปแบบของเฟืองทดเป็นไปดังรูปต่อไปนี้



รูปที่ 3.8 ชุดเฟืองทดและเพลลา

เพื่อใช้โซ่ขนาดเดียวกัน ดังนั้นเฟืองทดทั้งหมดจึงใช้ชนิด CHE60 ยกเว้นในส่วนของกระพ้อลำเลียงที่ใช้โซ่ C2080H

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.1 แสดงข้อมูลของเฟืองทด

สัญลักษณ์	ชนิด	จำนวนฟัน	D (mm)	น้ำหนัก (g)	เพลลา	
SP1	Sprockets- 60B	15	101	1100	S0	
SP2		9	63	400	S1	
SP3		9	63	400	S2	
SP4		15	101	1100	S3	
SP5		9	63	400	S3	
SP6		23	156	2600	S5	
SP8		14	95	960	S4	
SP10		14	95	960	S3	
BV1		Bevel Gear	20	100	3800	S1
BV2		K-std m5	20	100	3800	S2
DP1	Sprockets- 80B	15	135	2340	S5	
DP2		15	135	2340	S5	
DP3		15	135	2340	S6	
DP4		15	135	2340	S6	
HY1		Spur Gear	40	253	5300	S0
HY2	NK60B	10	70	490	HY	
CP1	Sprockets- 60B	9	63	400	S0	
CP2		23	150	2600	CS1	
CP3		23	150	2600	CS2	

เฟือง SP6

แรงที่ต้องใช้ในการดึงกระท้อ $F = 1551 \text{ N}$ และ $D = 135 \text{ mm}$

แรงบิดของกระท้อ

$$T = Fr$$

$$= 1551 \times \frac{0.135}{2} = 104.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

จากสมการ 2.1 จะได้

ความเร็วรอบที่กระท้อ

$$N = \left(\frac{15}{9}\right) \left(\frac{9}{15}\right) \left(\frac{9}{23}\right) \times 540$$

$$= 211 \text{ RPM หรือ } 22.1 \text{ rad/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \text{กำลังในการขับเคลื่อน} &= (104.7)(22.1) \\ &= 2316.8 \text{ W} = 2.32 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{สมมติให้ประสิทธิภาพใช้งานเป็น 1.3} \quad P_{\text{actual}} &= 1.3 \times 2316.8 \text{ W} \\ P_{\text{actual}} &= 3011.8 \text{ W} = 3.01 \text{ kW} \end{aligned}$$

ดังนั้นที่ความเร็วรอบ 211 RPM หรือ 22.1 rad/s และ $P_{\text{actual}} = 3011.8 \text{ W}$

$$\text{จะได้} \quad T_{\text{SP6}} = 136.28 \text{ N} \cdot \text{m}$$

เฟือง SP10

แรงที่ใช้ในการร่อนดิน $F = 288.7 \text{ N}$ และ Sprocket 14 teeth เส้นผ่านศูนย์กลาง 95 mm

กรงกระรอกที่ใช้ร่อนดินเส้นผ่านศูนย์กลาง 150 mm

$$\begin{aligned} \text{แรงบิดของชุดร่อนดิน} \quad T &= Fr \\ &= 288.7 \times \frac{0.15}{2} = 21.65 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

จากสมการ 2.1 จะได้

$$\begin{aligned} \text{ความเร็วรอบที่ชุดร่อนดิน} \quad N &= \left(\frac{15}{9}\right) \left(\frac{9}{15}\right) \times 540 \\ &= 540 \text{ RPM หรือ } 56.5 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{กำลังในการร่อนดิน} \quad P &= T\omega \\ &= (21.65)(56.5) \\ &= 1223.2 \text{ W} = 1.22 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{สมมติให้ประสิทธิภาพใช้งานเป็น 1.3} \quad P_{\text{actual}} &= 1.3 \times 1223.2 \text{ W} \\ P_{\text{actual}} &= 1590.2 \text{ W} = 1.59 \text{ kW} \end{aligned}$$

ดังนั้นที่ความเร็วรอบ 540 RPM หรือ 56.5 rad/s และ $P_{\text{actual}} = 1590.2 \text{ W}$

$$\text{จะได้} \quad T_{\text{SP10}} = 28.15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เฟือง SP5 ขับ SP6

เฟือง SP6 ต้องการกำลัง $3011.8 \text{ W} = 3.01 \text{ kW}$

สมมติให้ประสิทธิภาพการใช้งานเป็น 1.3

เฟือง SP5 ต้องให้ $P_{\text{actual}} = 1.3 \times 3011.8 \text{ W}$

$$P_{\text{actual}} = 3915.3 \text{ W} = 3.91 \text{ kW}$$

ที่ความเร็วรอบ 540 RPM หรือ 56.5 rad/s

จะได้ $T_{\text{SP5}} = 69.30 \text{ N}\cdot\text{m}$

บนเพลลา S3

$$\Sigma T = 0; \quad 136.28 + 28.15 + T_{\text{SP4}} = 0$$

$$T_{\text{SP4}} = 164.43 \text{ N}\cdot\text{m}$$

เฟือง SP4 ต้องการแรงบิด 164.43 N.m

ที่ความเร็วรอบ 540 RPM หรือ 56.5 rad/s

ดังนั้นจะได้

$$\begin{aligned} P &= T\omega \\ &= (164.43)(56.45) \\ &= 9290.3 \text{ W} = 9.29 \text{ kW} \end{aligned}$$

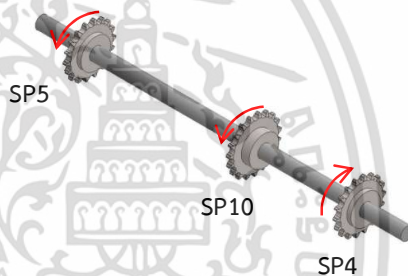
เฟือง SP3 ขับ SP4

เฟือง SP4 ต้องการกำลัง $9290.3 \text{ W} = 9.29 \text{ kW}$

สมมติให้ประสิทธิภาพการใช้งานเป็น 1.3

เฟือง SP3 ต้องให้ $P_{\text{actual}} = 1.3 \times 9290.3 \text{ W}$

$$P_{\text{actual}} = 12077.4 \text{ W} = 12.1 \text{ kW}$$



รูปที่ 3.9 แสดงทิศทางการหมุนของเฟือง

ที่ความเร็วรอบ $N = 900 \text{ RPM}$ หรือ 94.2 rad/s

จะได้ $T_{SP3} = 128.21 \text{ N}\cdot\text{m}$

เฟือง BV1 ขับ BV2

เนื่องจากเฟือง BV2 อยู่บนเพลาเดียวกับเฟือง SP3 ดังนั้น เฟือง BV2 ต้องการกำลัง $12077.4 \text{ W} = 12.1 \text{ kW}$

สมมติให้ประสิทธิภาพการใช้งานเป็น 1.3

เฟือง BV1 ต้องให้ $P_{\text{actual}} = 1.3 \times 12077.4 \text{ W}$

$$P_{\text{actual}} = 15700.6 \text{ W} = 15.7 \text{ kW}$$

ที่ความเร็วรอบ $N = 900 \text{ RPM}$ หรือ 94.2 rad/s

จะได้ $T_{BV1} = 166.67 \text{ N}\cdot\text{m}$

เฟือง SP1 ขับ SP2

เนื่องจากเฟือง SP2 อยู่บนเพลาเดียวกับเฟือง BV1 ดังนั้น เฟือง SP2 ต้องการกำลัง $15700.6 \text{ W} = 15.7 \text{ kW}$

สมมติให้ประสิทธิภาพการใช้งานเป็น 1.3

เฟือง SP1 ต้องให้ $P_{\text{actual}} = 1.3 \times 15700.6 \text{ W}$

$$P_{\text{actual}} = 20410.8 \text{ W} = 20.4 \text{ kW}$$

ที่ความเร็วรอบ 540 RPM หรือ 56.5 rad/s

จะได้ $T_{SP1} = 361.25 \text{ N}\cdot\text{m}$

เฟือง CP 2 และ CP3

อุปกรณ์หนีบต้องการแรงบิดข้างละ $16.9 \text{ N}\cdot\text{m}$

สมมติให้สัมประสิทธิภาพการใช้งานเป็น 1.3 เนื่องจากผ่านเฟืองทดแบบ 1:1 แต่เปลี่ยนทิศทางการหมุน

ดังนั้น $T_{CP2} = T_{CP3} = 1.3 \times 16.9 = 21.97 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$P = T\omega = (21.97)(22.13) = 486.20 \text{ W} = 0.49 \text{ kW}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เฟือง CP1 ขับเฟือง CP2 และ CP3

$$\text{กำลังที่ต้องขับเฟือง CP2 และ CP3 คือ } 486.20 + 486.20 = 972.40 \text{ W}$$

สมมติสัมประสิทธิ์การใช้งานเป็น 1.3

$$\text{เฟือง CP1 ต้องให้ } P_{\text{actual}} = 1.3 \times 972.40 \text{ W}$$

$$P_{\text{actual}} = 1264.11 \text{ W} = 1.26 \text{ kW}$$

ที่ความเร็วรอบ $N = 540 \text{ RPM}$ หรือ 56.5 rad/s

$$\text{จะได้ } T_{\text{CP1}} = 22.37 \text{ N}\cdot\text{m}$$

เพลลา HY

บีมไฮดรอลิกต้องการแรงบิด $49.3 \text{ N}\cdot\text{m}$ ที่ความเร็วรอบ 2160 RPM เนื่องจากเฟือง HY2 อยู่บนเพลลาเดียวกับบีมไฮดรอลิก ดังนั้นเฟือง HY2 ต้องการกำลัง

$$P = T\omega = (49.3 \times 226.194) = 11151.4 \text{ W}$$

สมมติสัมประสิทธิ์การใช้งานเป็น 1.3

$$\text{เฟือง HY1 ต้องให้ } P_{\text{actual}} = 1.3 \times 11151.4 \text{ W}$$

$$P_{\text{actual}} = 14496.82 \text{ W} = 14.5 \text{ kW}$$

ที่ความเร็วรอบ $N = 540 \text{ RPM}$ หรือ 56.5 rad/s

$$\text{จะได้ } T_{\text{HY1}} = 256.36 \text{ N}\cdot\text{m}$$

บนเพลลา S0

เพลลาอำนวยการกำลังต้องออกแรงบิด

$$T_{\text{PTO}} = T_{\text{CP1}} + T_{\text{HY1}} + T_{\text{SP1}}$$

$$= 22.37 + 256.36 + 361.25$$

$$T_{\text{PTO}} = 639.98 \text{ N}\cdot\text{m}$$

ตารางที่ 3.2 แสดงความเร็วรอบ แรงบิดที่ต้องการและกำลังที่แต่ละเฟืองต้องได้รับ

เฟือง	เพลลา	ความเร็วรอบ (RPM)	แรงบิดที่ต้องการ (N.m)	Power (Watt)
DP3	S6	211	52.35	1158.4
DP4	S6	211	52.35	1158.4
DP1	S5	211	68.14	1505.9
DP2	S5	211	68.14	1505.9
SP6	S5	211	136.28	3011.8
SP5	S3	540	69.30	3915.3
SP8	S4	540	21.65	1223.2
SP10	S3	540	28.15	1590.2
SP4	S3	540	164.43	9290.3
SP3	S2	900	128.21	12077.4
BV2	S2	900	128.21	12077.4
BV1	S1	900	166.67	15700.6
SP2	S1	900	166.67	15700.6
SP1	S0	540	361.25	20410.8
CP2	CS1	211	21.97	486.2
CP3	CS2	211	21.97	486.2
CP1	S0	540	22.37	972.4
HY2	HY	2160	49.30	11151.4
HY1	S0	540	256.36	14496.8
PTO	-	540	639.98	36158.9

ดังนั้น รถแทรกเตอร์ขนาด 54.5 แรงม้า ที่ให้กำลังของเพลลาอันนวยกำลังขนาด 48.9 แรงม้า สามารถนำมาใช้ทดสอบเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้ได้

3.2.5 การคำนวณความแข็งแรงของเพลาลูกคาน

เพลาลูกคาน HY

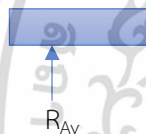
มีไฮดรอลิกต้องการแรงบิด 49.3 N.m ที่ความเร็วรอบ 2160 RPM

จึงเลือกใช้ Sprocket NK60B 10 teeth ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง $D_o = 70$ mm

$$F = \frac{T}{r} = \frac{49.3}{0.035} = 1408.6 \text{ N}$$

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลาลูกคาน HY ในแนวแกน y

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0; \quad R_{Ay} - 4.9 + 356.25 &= 0 \\ R_{Ay} &= 361.15 \text{ N} \end{aligned}$$



$$\Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - V = 0$$

$$V = 361.15 \text{ N}$$

$$\Sigma M; \quad R_{Ay}(0.15) - Vx + M = 0$$

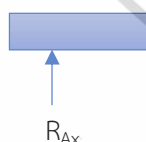
$$361.15(0.15) - 361.15x + M = 0$$

$$M = 361.15x - 54.1725$$

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลาลูกคาน HY ในแนวแกน x

$$\Sigma F_x = 0; \quad R_{Ax} - 1362.8 = 0$$

$$R_{Ax} = 1362.8 \text{ N}$$



$$\Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - V = 0$$

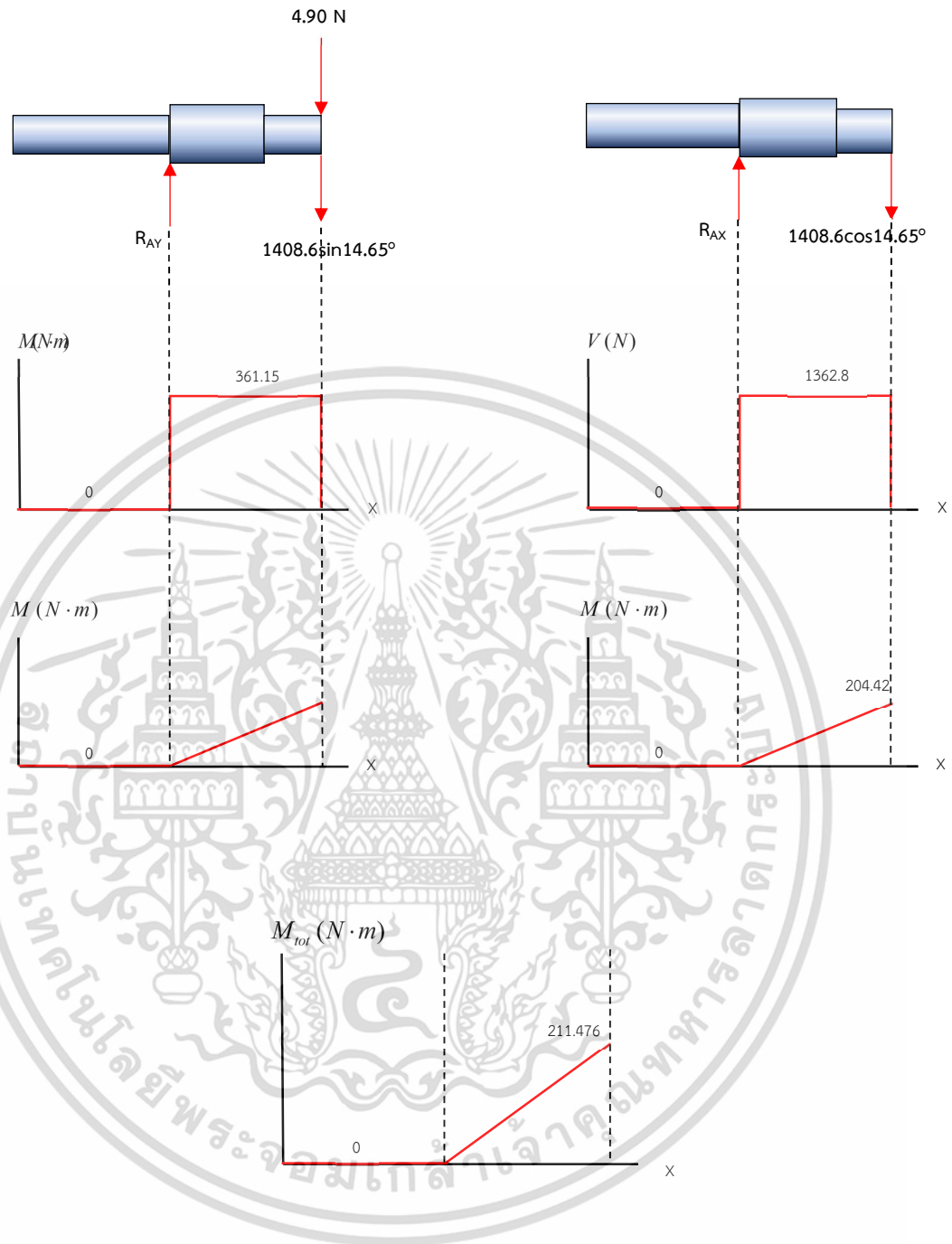
$$V = 1362.8 \text{ N}$$

$$\Sigma M; \quad R_{Ax}(0.15) - Vx + M = 0$$

$$1362.8(0.15) - 1362.8x + M = 0$$

$$M = 1362.8x - 204.42$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.10 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลา HY

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น จึงเลือกเหล็ก SUS440 C ที่มีอุณหภูมิขณะทำงานที่ 260 องศาเซลเซียส ค่าแรงต้านทานการดึงสูงสุด (S_{ut}) 2030 MPa และ ค่าความต้านทานคราก (S_y) 1900 MPa

คำนวณหาพิสัยการล้าของเพลลา (S_e) ได้จากสมการ 2.10

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

โดยที่

แฟกเตอร์แก้ผิว (Surface factor, k_a) $k_a = aS_{ut}^b$

จากรูปที่ 2.9 เนื่องจากเลือกใช้ชิ้นงานที่มีพื้นผิวเป็นแบบขึ้นรูปเย็น $a = 4.51$ และ $b = -0.265$ จะได้

$$k_a = 4.51(2030)^{-0.265} = 0.5994$$

แฟกเตอร์แก้ขนาด (Size factor, k_b) สมมติให้ เป็น 0.9

$$k_b = (d/7.62)^{-0.107} = 0.9$$

แฟกเตอร์แก้โหลด (Loading Factor, k_c) เนื่องจากเพลลาได้รับแรงบิด

$$k_c = 0.59$$

แฟกเตอร์แก้อุณหภูมิขณะใช้งาน (Temperature Factor, k_d)

จากรูปที่ 2.10 ที่อุณหภูมิ 250 องศาเซลเซียส

$$k_d = 1$$

แฟกเตอร์แก้ระดับความน่าเชื่อถือ (Reliability Factor, k_e)

$$k_e = 1 - 0.08z_a \text{ (ให้ความน่าเชื่อถือ 99 เปอร์เซนต์ } z_a = 2.326)$$

$$k_e = 1 - (0.08)(2.326) = 0.814$$

ขีดจำกัดการล้า (The endurance limit, S'_e)

เนื่องจากความต้านทานดึงสูงสุด (S_{ut}) มีค่า 2030 MPa ซึ่งมากกว่า 1400 MPa ดังนั้น

$$S'_e = 700 \text{ MPa}$$

แทนค่า $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S'_e$ ลงในสมการ 2.10

$$S_e = (0.5994)(0.9)(0.59)(1)(1)(1)(700) \\ = 222.8 \text{ MPa}$$

เพื่อหาแฟกเตอร์ความปลอดภัย (Safety factor, n) จากสมการ 2.8

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

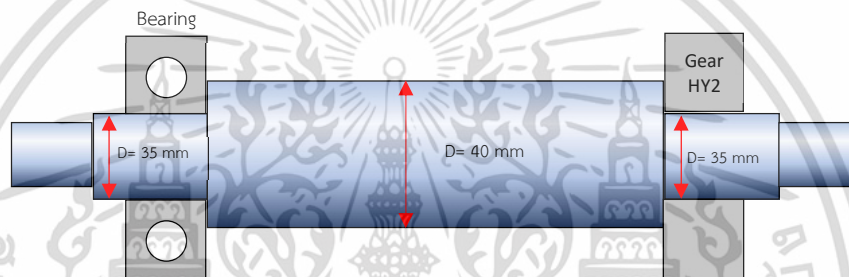
สมมติให้ $K_f = K_t$ และ $K_{fs} = K_{ts}$ เนื่องจาก จะได้ $K_f = 2.7$ และ $K_{fs} = 2.2$

กำหนดให้ $M_m = T_a = 0$ (โมเมนต์การตัดและแรงบิดคงที่) $M_a = 211.476 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_m = 49.3 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(d)^3} \left\{ \frac{1}{222.8 \times 10^6} \left[4 \times (2.7 \times 211.476)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{1900 \times 10^6} \left[3(2.2 \times 49.3)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

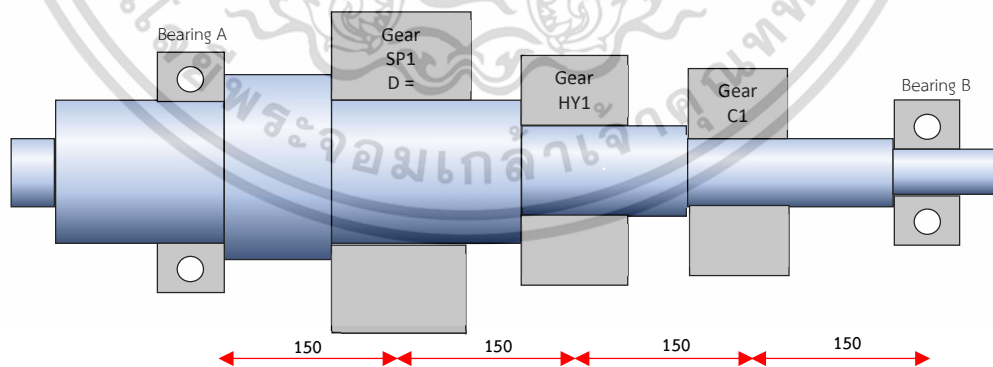
$$d = 0.0342 \text{ m} = 34.2 \text{ mm}$$

เลือกเพลลาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 35 มิลลิเมตร ทำให้ $k_b = 0.849$ และ $S_e = 210.29 \text{ MPa}$ ส่งผลให้ $n = 1.52$ ดังนั้น เพลลาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 35 มิลลิเมตร สามารถใช้งานได้



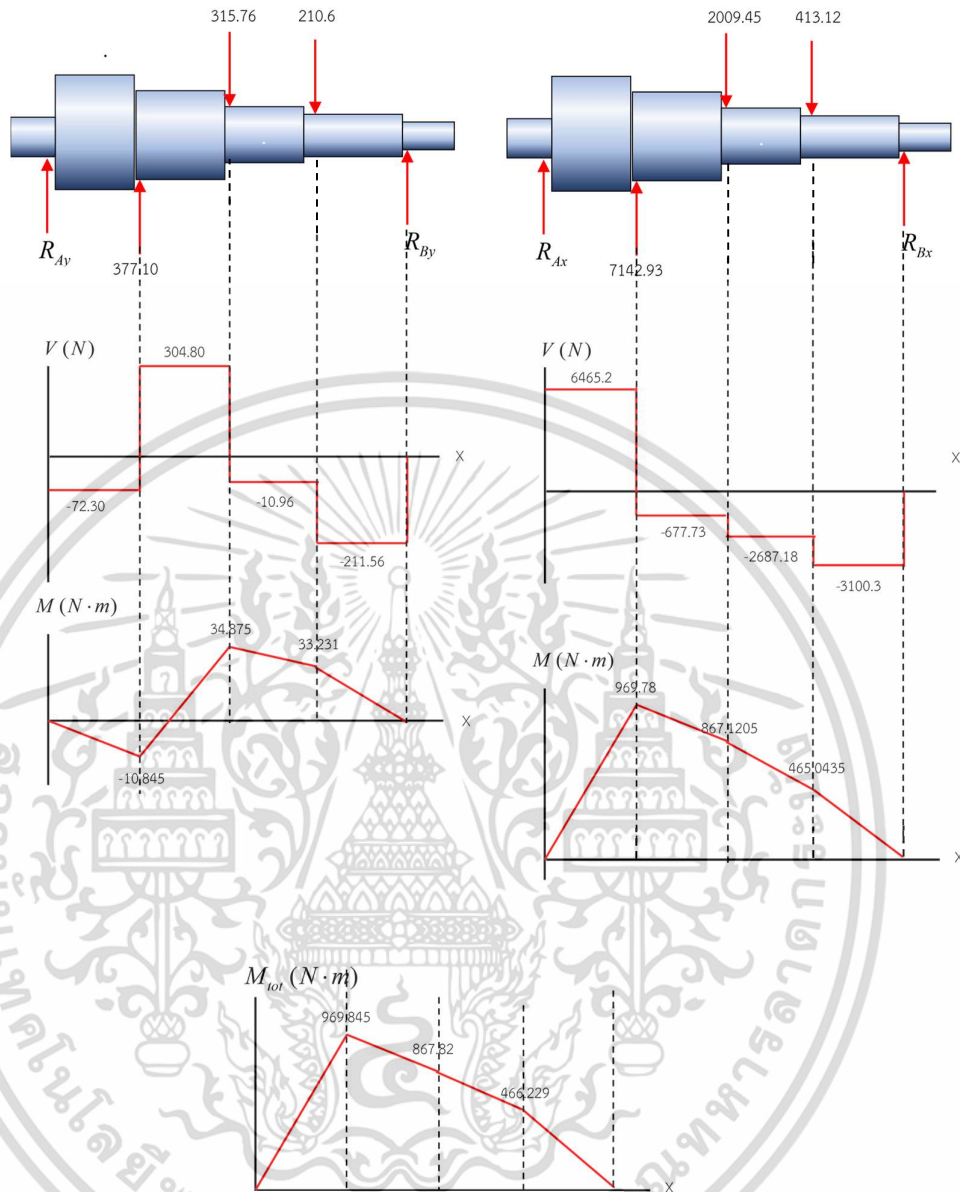
รูปที่ 3.11 เพลลา HY

2. เพลลา S0



รูปที่ 3.12 เพลลา S0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.13 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S0

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลือกเหล็ก SUS440 C ที่มีอุณหภูมิขณะทำงานที่ 260 องศาเซลเซียส ค่าแรงต้านทานการดึงสูงสุด (S_{ut}) 2030 MPa และ ค่าความต้านทานคราก (S_y) 1900 MPa

คำนวณหาพิสัยการล้าของเพลลา (S_e) ได้จากสมการ 2.10

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

โดย

แฟกเตอร์แก้ผิว (Surface factor, k_a) $k_a = aS_{ut}^b$

จากรูปที่ 2.9 เนื่องจากเลือกใช้ชิ้นงานที่มีพื้นผิวเป็นแบบขึ้นรูปเย็น $a=4.51$ และ $b=-0.265$ จะได้ว่า

$$k_a = 4.51(2030)^{-0.265} = 0.5994$$

แฟกเตอร์แก้ขนาด (Size factor, k_b) สมมติ เป็น 0.9

$$k_b = (d/7.62)^{-0.107} = 0.9$$

แฟกเตอร์แก้โหลด (Loading Factor, k_c) เนื่องจากเพลลานี้รับแรงบิด

$$k_c = 0.59$$

แฟกเตอร์แก้อุณหภูมิขณะใช้งาน (Temperature Factor, k_d)

จากรูปที่ 2.10 ที่อุณหภูมิ 250 องศาเซลเซียส

$$k_d = 1$$

แฟกเตอร์แก้ระดับความน่าเชื่อถือ (Reliability Factor, k_e)

$$k_e = 1 - 0.08z_u \text{ (ให้ความน่าเชื่อถือ 99 เปอร์เซนต์ } z_u = 2.326)$$

$$k_e = 1 - (0.08)(2.326) = 0.814$$

ขีดจำกัดการล้า (The endurance limit, S_e')

เนื่องจากความต้านทานดึงสูงสุด (S_{ut}) มีค่า 2030 MPa ซึ่งมากกว่า 1400 MPa ดังนั้น

$$S_e' = 700 \text{ MPa}$$

แทนค่า $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f, S_e'$ ลงในสมการ 2.10

$$S_e = (0.5994)(0.9)(0.59)(1)(1)(1)(700)$$

$$= 222.8 \text{ MPa}$$

เพื่อหาแฟกเตอร์ความปลอดภัย (Safety factor, n) จากสมการ 2.8

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_y} \left[4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมมติให้ $K_f = K_t$ และ $K_{fs} = K_{ts}$ เนื่องจาก จะได้ $K_f = 2.7$ และ $K_{fs} = 2.2$

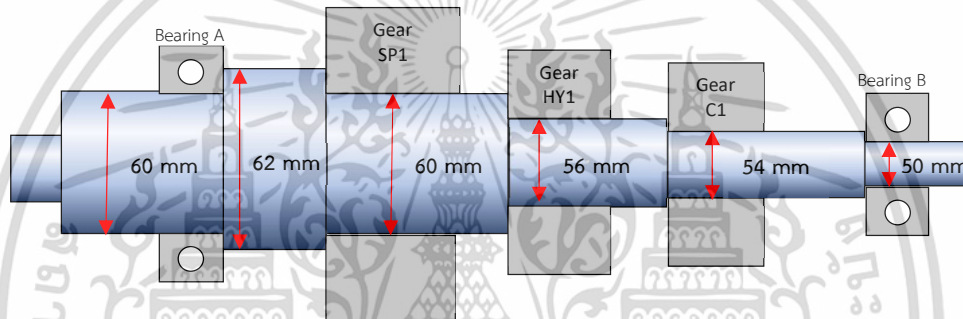
กำหนดให้ $M_m = T_a = 0$ (โมเมนต์การดัดและแรงบิดคงที่) $M_a = 969.845 \text{ N}\cdot\text{m}$, $T_m = 632.16 \text{ N}\cdot\text{m}$

เพื่อหาเส้นผ่าศูนย์กลางของเพลลา โดยกำหนดให้ $n=1.5$ เพื่อความปลอดภัย

$$\frac{1}{1.5} = \frac{16}{\pi(d/2)^3} \left\{ \frac{1}{222.8 \times 10^6} [4 \times (2.7 \times 969.845)^2]^{1/2} + \frac{1}{1900 \times 10^6} [3(2.2 \times 632.16)^2]^{1/2} \right\}$$

$$d = 0.0567 \text{ m} = 57.6 \text{ mm}$$

เลือกเพลลาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 60 มิลลิเมตร ทำให้ $k_b = 0.802$ และ $S_e = 198.45 \text{ MPa}$ ทำให้ $n = 1.71$ ดังนั้น เพลลาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางขนาด 60 มิลลิเมตรสามารถใช้ได้



รูปที่ 3.14 เพลลา S0 และขนาด

3. คำนวณเพลลา S1

เลือกใช้เฟืองดอกจอกที่มีมุมกด 20° , จำนวน 20 ฟัน และ $D_p = 100 \text{ mm}$

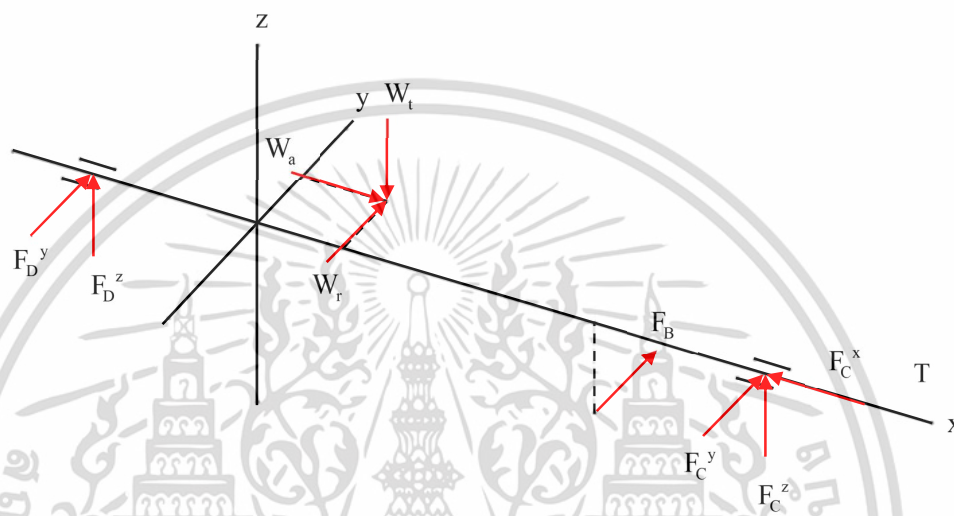
$$W_t = \frac{T}{r_{av}} = \frac{166.67}{0.05} = 3333.4 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} W_r &= W_t \tan \phi \cos \gamma \\ &= 3333.4 \tan(45) \cos(45) \\ &= 2357.1 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_a &= W_t \tan \phi \sin \gamma \\ &= 3333.4 \tan(45) \sin(45) \\ &= 2357.1 \text{ N} \end{aligned}$$

ระยะจากจุด D

$$\begin{aligned} R_G &= 0.15\vec{i} + 0.05\vec{j} \\ R_B &= 0.30\vec{i} - 0.0315\vec{k} \\ R_C &= 0.40\vec{i} \end{aligned}$$



รูปที่ 3.15 แสดงแผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S1

จากรูป 3.15

$$\begin{aligned} (R_G \times W) + (R_C \times F_C) + (R_B \times F_B) + T &= 0 \\ [(0.15\vec{i} - 0.05\vec{j}) \times (2357.1\vec{i} + 2357.1\vec{j} - 3333.4\vec{k})] + [(0.4\vec{j}) \times (-F_C^x\vec{i} + F_C^y\vec{j} + F_C^z\vec{k})] \\ + [(0.30\vec{i} - 0.0315\vec{k}) \times (5292.1\vec{i})] + T\vec{j} &= 0 \\ (-166.7\vec{i} + 500\vec{j} + 353.6\vec{k} - 117.9\vec{k}) + (0.4F_C^y\vec{k} - 0.4F_C^z\vec{i}) \\ + (-1221.06\vec{i} + 128.21\vec{j}) + T\vec{j} &= 0 \\ (-166.7 - 166.7 + T)\vec{i} + (500 - 0.4F_C^z)\vec{j} \\ + (353.6 - 117.9 + 0.4F_C^y + 1587.6)\vec{k} &= 0 \end{aligned}$$

$$500 - 0.4F_C^z = 0$$

$$F_C^z = 1250 \text{ N}$$

$$-166.7 + 166.7 + T = 0$$

$$T = 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$353.6 - 117.9 + 0.4F_c^y + 15876 = 0$$

$$F_c^y = -4558.25 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0; \quad W_a + F_c^x = 0$$

$$F_c^x = W_a = 2357.1 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0; \quad F_D^y + W_r + F_B - F_c^y = 0$$

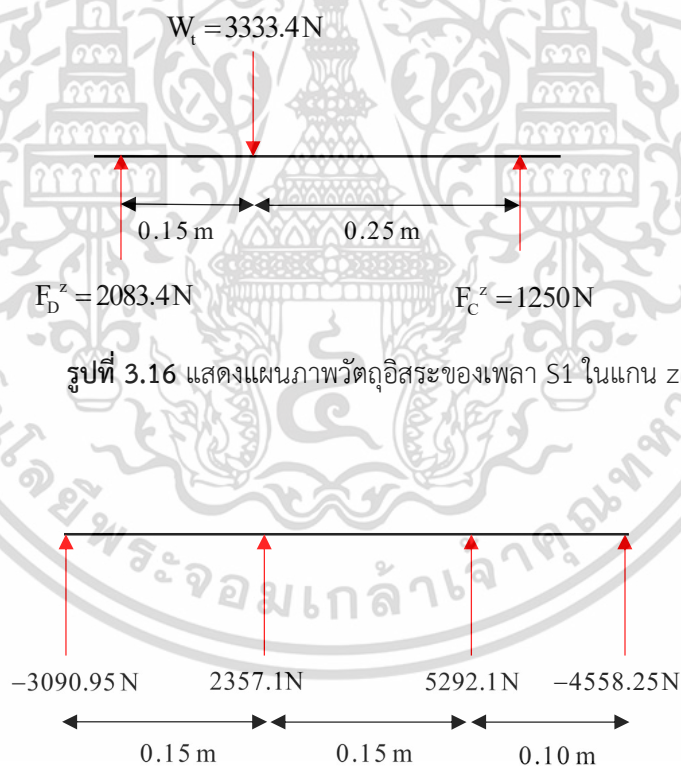
$$F_D^y + 2357.1 + 5292.1 - 4558.25 = 0$$

$$F_D^y = -3090.95 \text{ N}$$

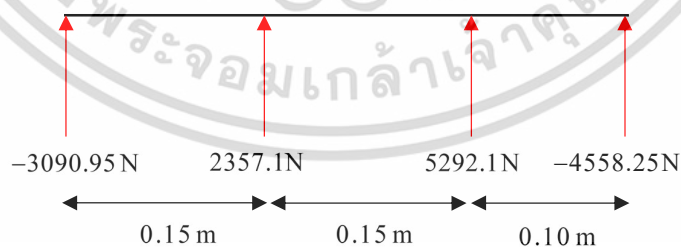
$$\Sigma F_z = 0; \quad F_D^z + W_t - F_c^z = 0$$

$$F_D^z + 1250 - 3333.4 = 0$$

$$F_D^z = 2083.4 \text{ N}$$



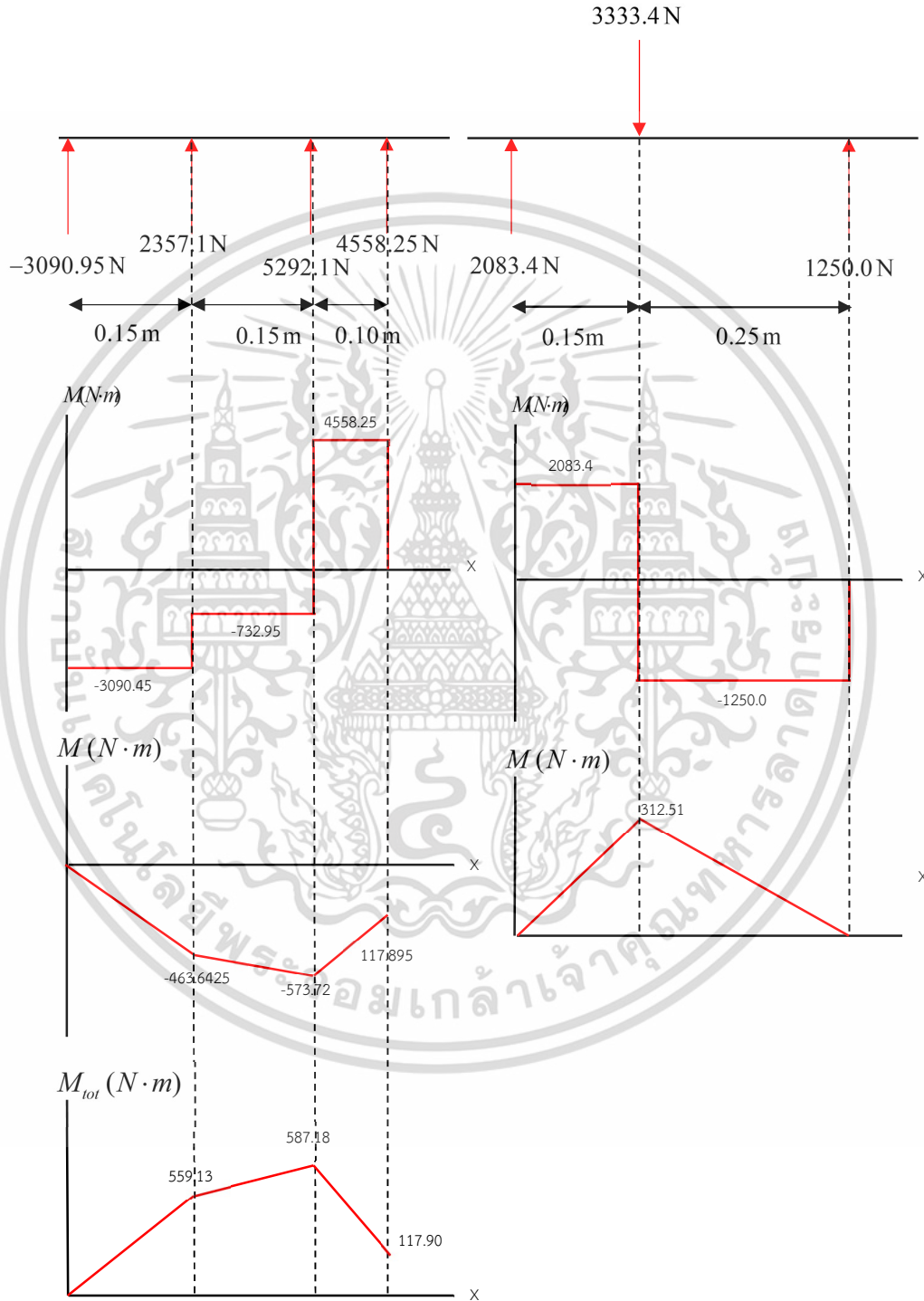
รูปที่ 3.16 แสดงแผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S1 ในแกน z



รูปที่ 3.17 แสดงแผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S1 ในแกน y

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการคำนวณทางกลศาสตร์ และการตัดคาน ทำให้ได้แผนภาพแรงเฉือน และแผนภาพ
โมเมนต์ดัด ดังรูปที่ 3.18

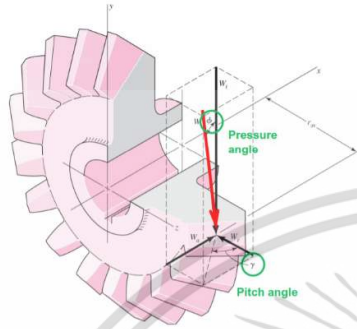


รูปที่ 3.18 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลา S1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. คำนวณเพลลา S2

เลือกใช้เฟืองดอกจอกที่มีมุมกด 20° , จำนวน 20 ฟัน และ $D_p = 100$ mm



$$W_t = \frac{T}{r_{av}} = \frac{128.21}{0.05} = 2564.2 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} W_r &= W_t \tan \phi \cos \gamma \\ &= 2564.2 \tan(45) \cos(45) \\ &= 1813.6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_a &= W_t \tan \phi \sin \gamma \\ &= 2564.2 \tan(45) \sin(45) \\ &= 1813.62 \text{ N} \end{aligned}$$

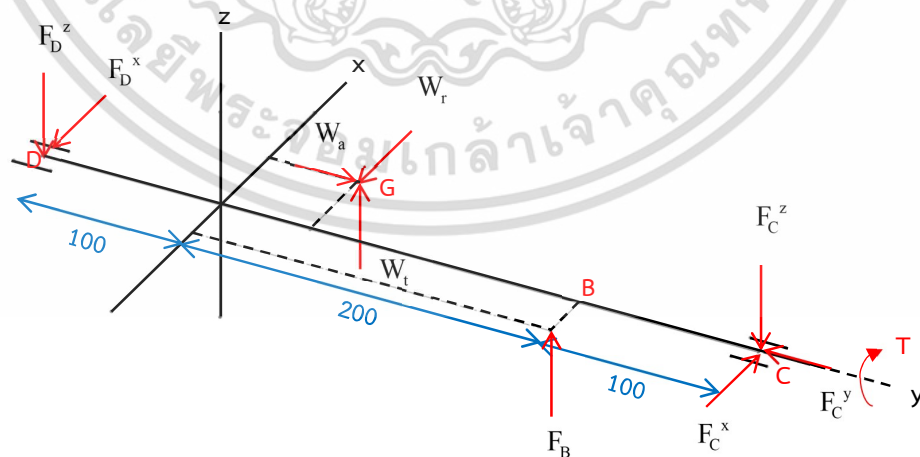
รูปที่ 3.19 แรงกระทำบนเฟือง

ระยะจากจุด D

$$R_G = 0.05\mathbf{i} - (0.1 + 0.05)\mathbf{j} = 0.05\mathbf{i} - 0.15\mathbf{j}$$

$$R_C = -(0.1 + 0.2 + 0.1)\mathbf{j} = -0.4\mathbf{j}$$

$$R_B = -0.0315\mathbf{i} - (0.1 + 0.2)\mathbf{j} = -0.0315\mathbf{i} - 0.3\mathbf{j}$$



รูปที่ 3.20 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 & (R_G \times W) + (R_C \times F_C) + (R_B \times F_B) + T = 0 \\
 & [(0.05\vec{i} - 0.15\vec{j}) \times (-1813.2\vec{i} - 1813.2\vec{j} + 2564.2\vec{k})] + [(0.4\vec{j}) \times (F_c^x\vec{i} + F_c^y\vec{j} - F_c^z\vec{k})] \\
 & + [(-0.0315\vec{i} - 0.3\vec{j}) \times (4070.2\vec{k})] + T\vec{j} = 0 \\
 & (-384.63\vec{i} - 128.21\vec{j} - 90.66\vec{k} - 271.98\vec{k}) + (0.4F_c^x\vec{k} + 0.4F_c^z\vec{i}) \\
 & + (-1221.06\vec{i} + 128.21\vec{j}) + T\vec{j} = 0 \\
 & (-384.63 + 0.4F_c^z - 1221.06)\vec{i} + (128.21 - 128.21 + T)\vec{j} \\
 & + (-90.66 - 271.98 + 0.4F_c^x)\vec{k} = 0
 \end{aligned}$$

$$-384.63 + 0.4F_c^z - 1221.06 = 0$$

$$F_c^z = 4014.225 \text{ N}$$

$$128.21 - 128.21 + T = 0$$

$$T = 0 \text{ N}$$

$$-90.66 - 271.98 + 0.4F_c^x = 0$$

$$F_c^x = 906.6 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0;$$

$$-F_D^x - W_r + F_c^x = 0$$

$$-F_D^x - 1813.2 + 906.6 = 0$$

$$F_D^x = -906.6 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$-W_a + F_c^x = 0$$

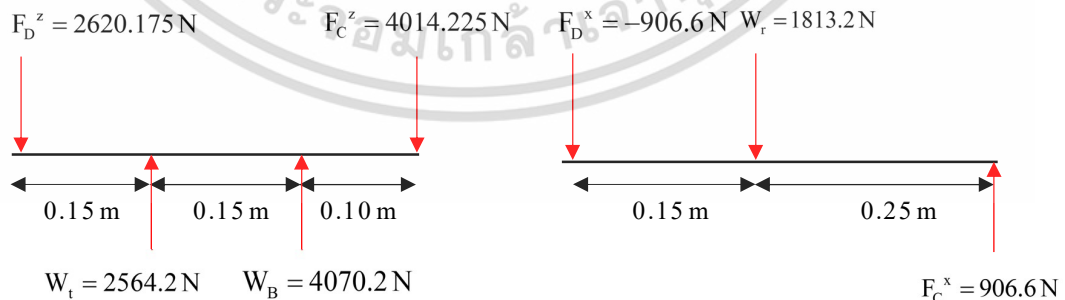
$$F_c^x = W_a = 1813.2 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0;$$

$$-F_D^z + W_t + F_B - F_c^z = 0$$

$$-F_D^z + 2564.2 + 4070.2 - 4014.225 = 0$$

$$F_D^z = 2620.175 \text{ N}$$



รูปที่ 3.21 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2

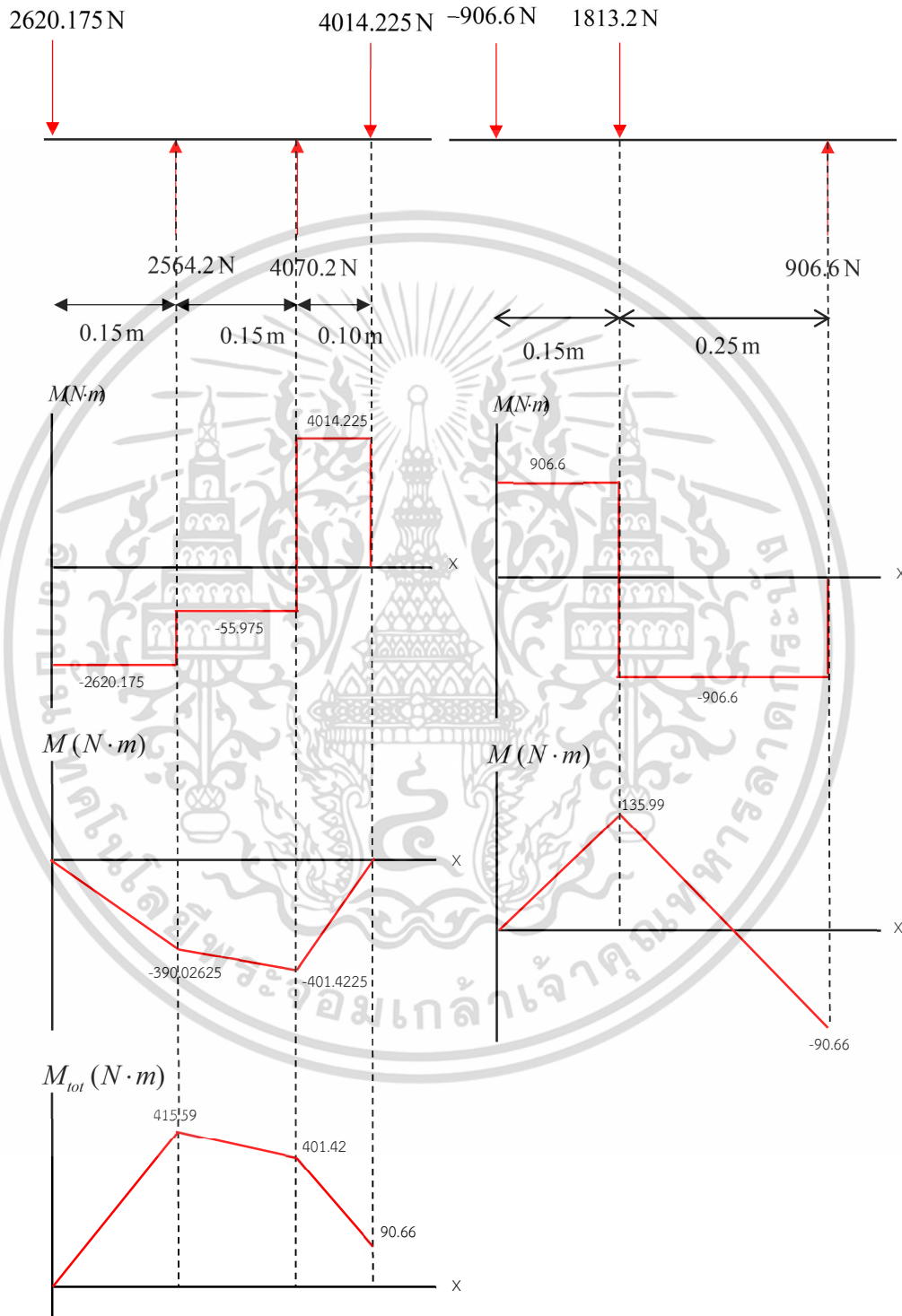
บนแกน z

รูปที่ 3.22 แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2

บนแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

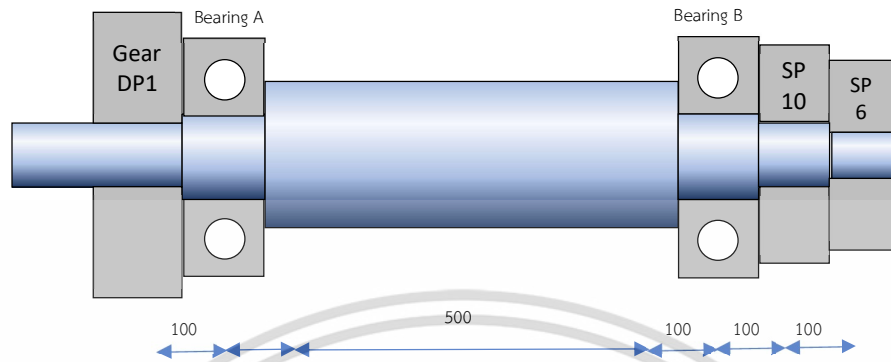
จากการคำนวณทางกลศาสตร์ และการตัดคาน ทำให้ได้แผนภาพแรงเฉือน และแผนภาพ
โมเมนต์ตัดของเพลา S2 ดังรูป



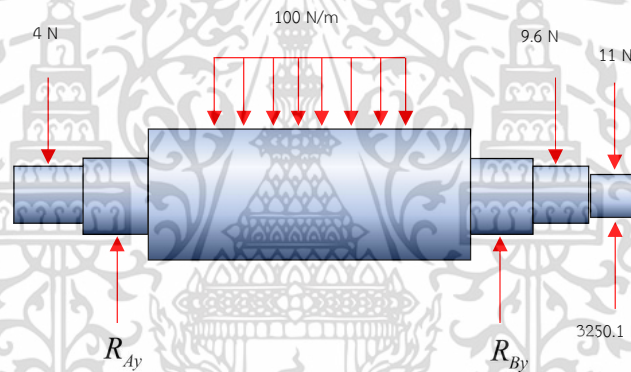
รูปที่ 3.23 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลา S2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

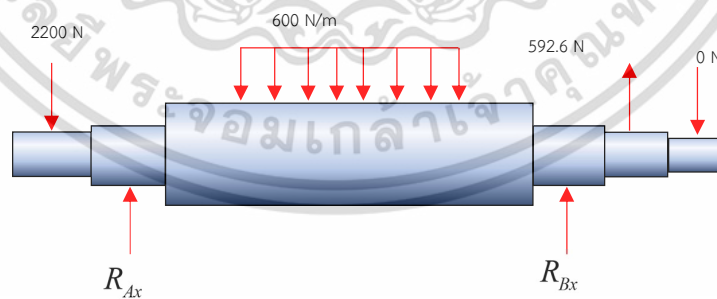
5. เฟลา S3



รูปที่ 3.24 เฟลา S3



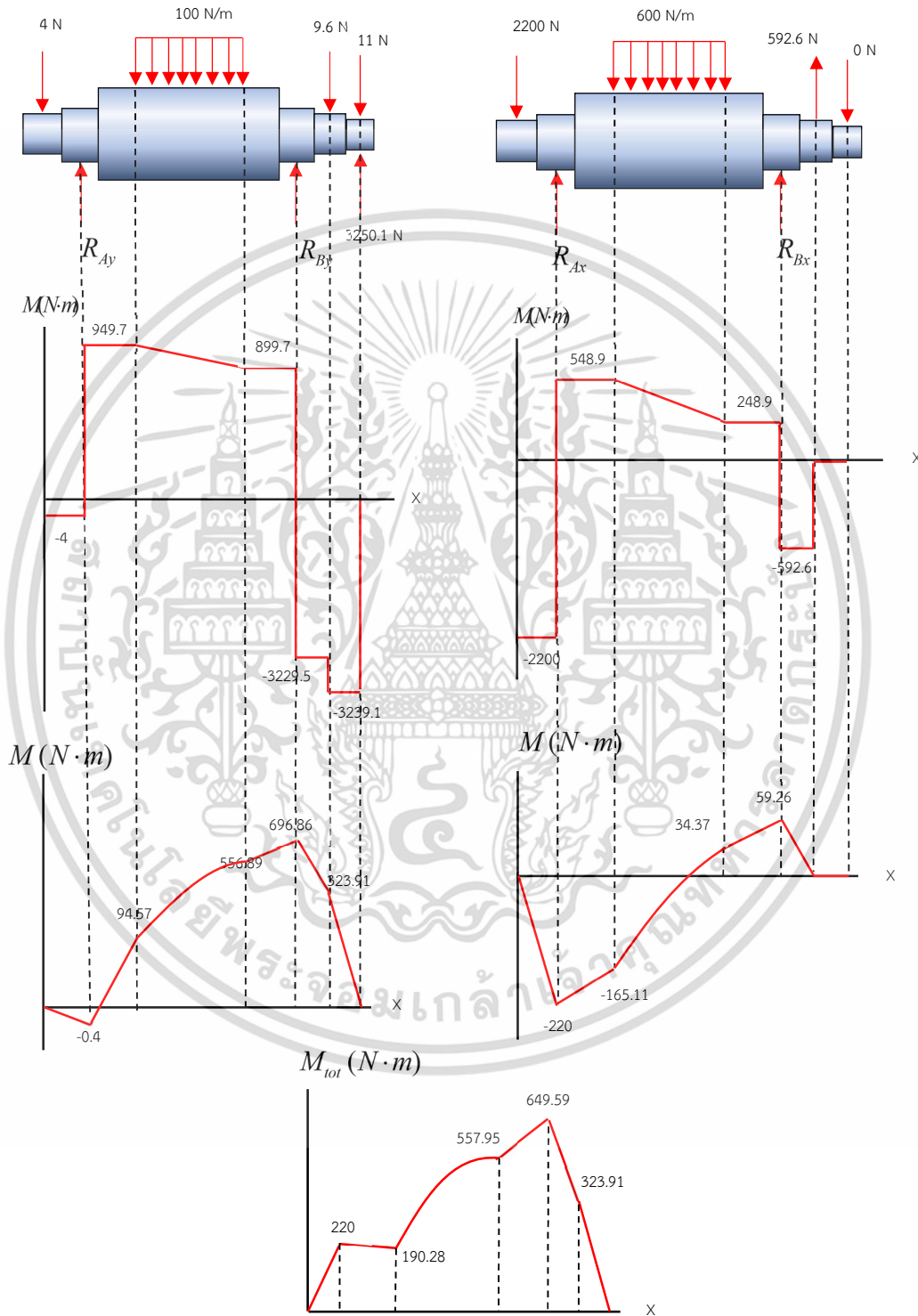
รูปที่ 3.25 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S3 บนแกน y



รูปที่ 3.26 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S3 บนแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

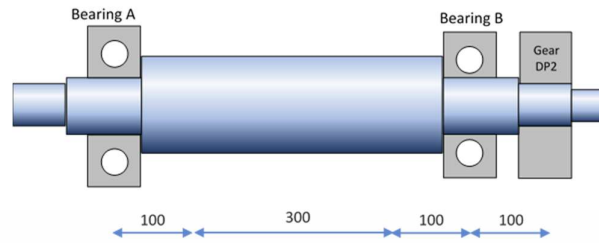
จากการคำนวณทางกลศาสตร์ และการตัดคาน ทำให้ได้แผนภาพแรงเฉือน และแผนภาพโมเมนต์ตัดของเพลลา S3 ดังรูป



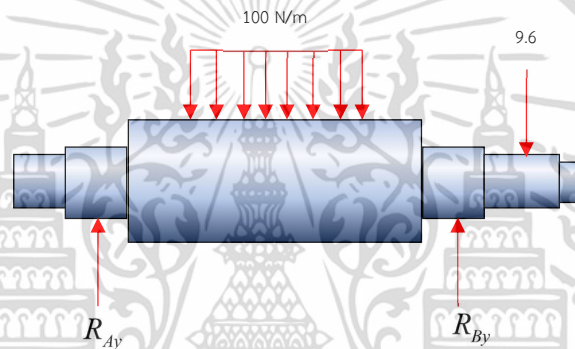
รูปที่ 3.27 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

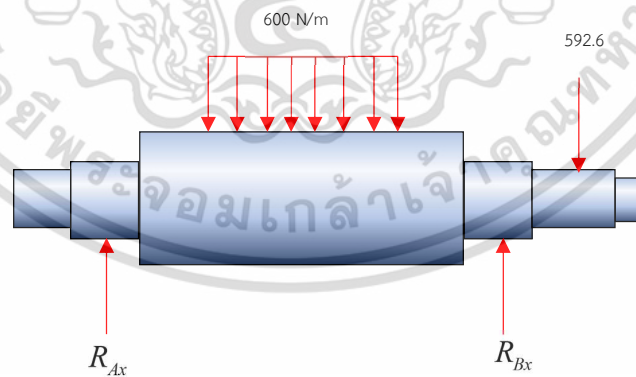
6. เฟลา S4



รูปที่ 3.28 เฟลา S4



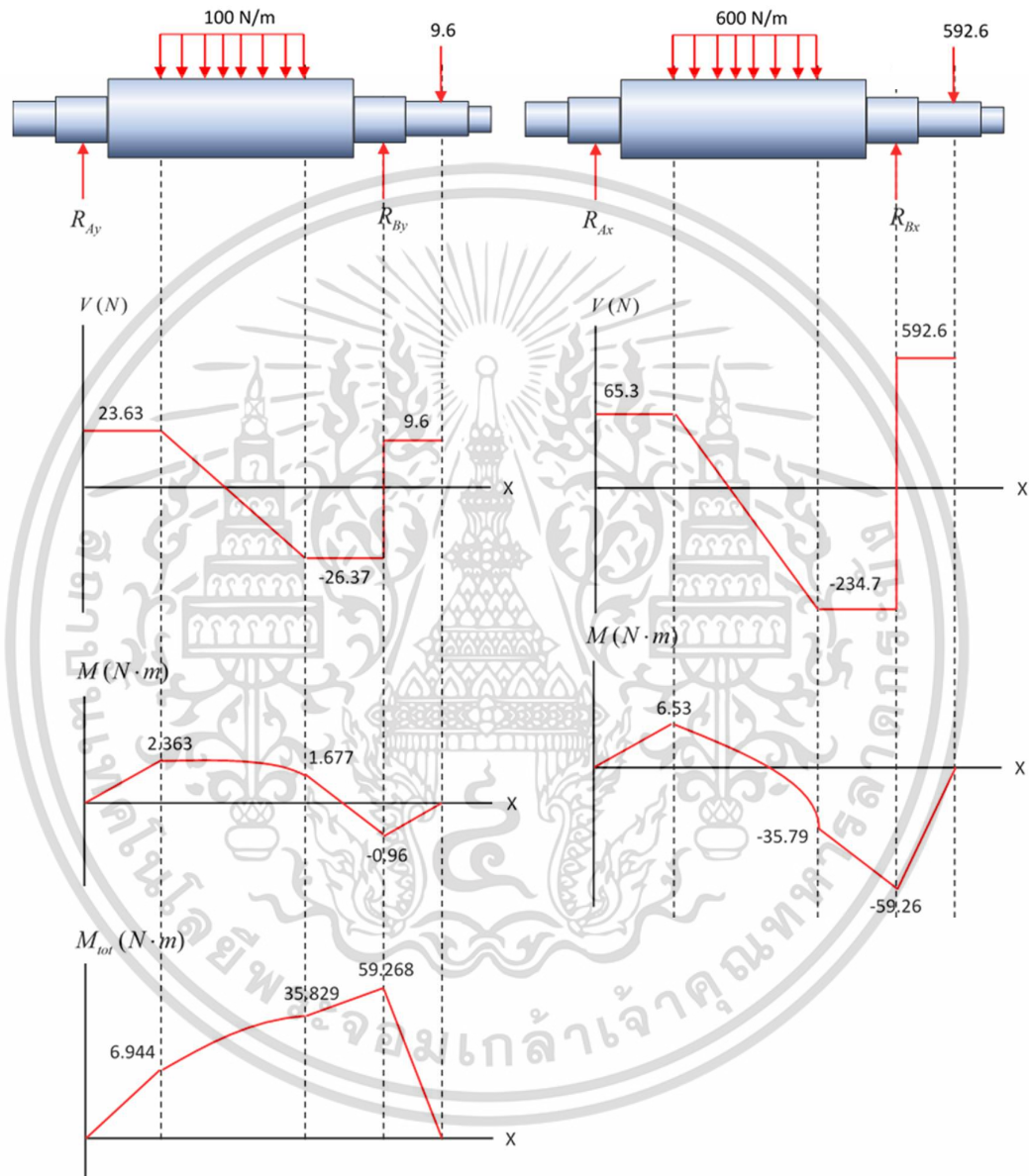
รูปที่ 3.29 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S4 บนแกน y



รูปที่ 3.30 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S4 บนแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

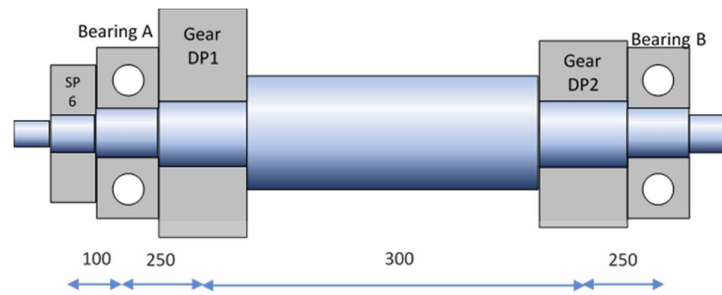
จากการคำนวณทางกลศาสตร์ และการตัดคาน ทำให้ได้แผนภาพแรงเฉือน และแผนภาพโมเมนต์ตัดของเพลลา S4 ดังรูป



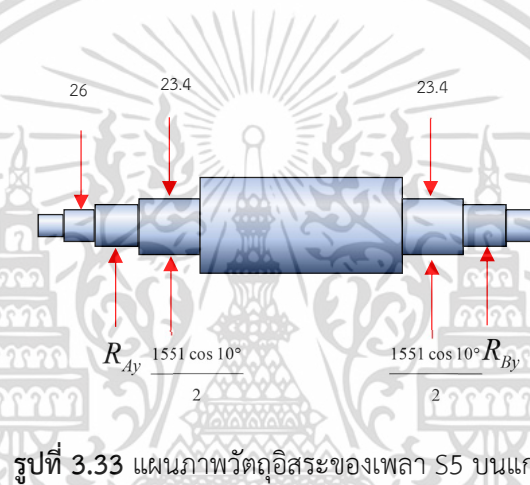
รูปที่ 3.31 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

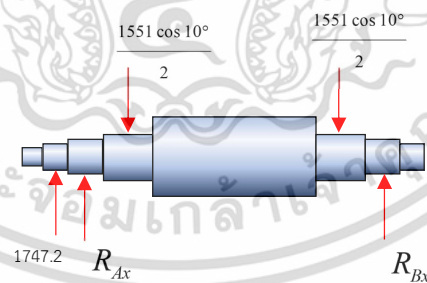
7. เฟลา S5



รูปที่ 3.32 เฟลา S5



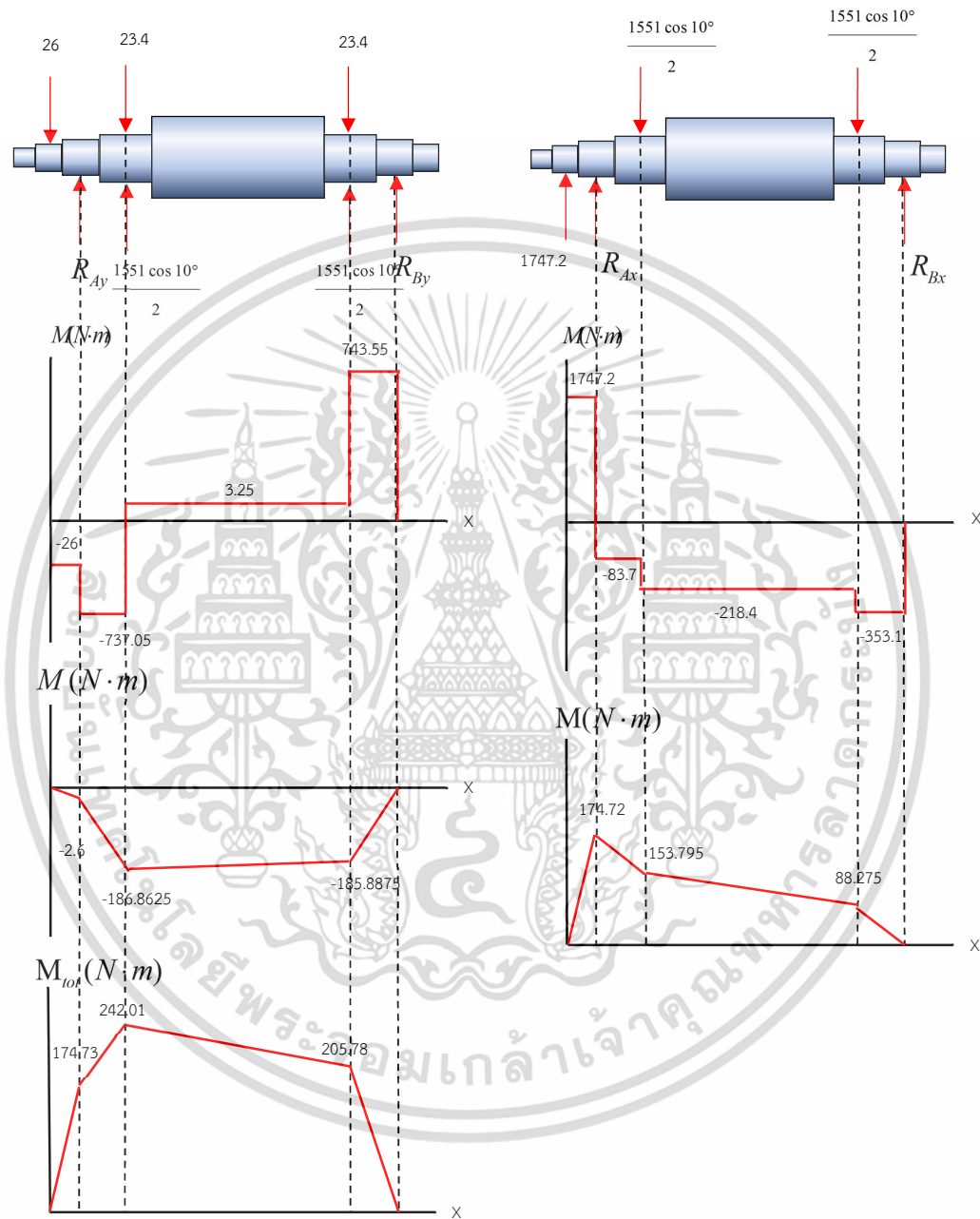
รูปที่ 3.33 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S5 บนแกน y



รูปที่ 3.34 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S5 บนแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

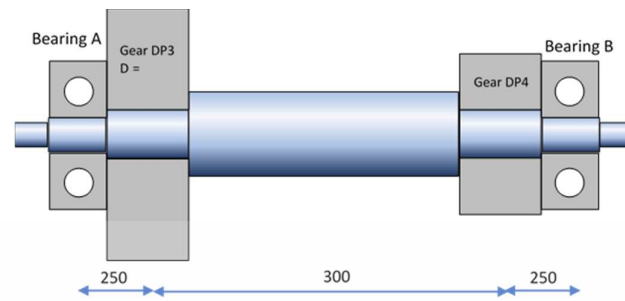
จากการคำนวณทางกลศาสตร์ และการตัดคาน ทำให้ได้แผนภาพแรงเฉือน และแผนภาพ
โมเมนต์ตัดของเพลา S5 ดังรูป



รูปที่ 3.35 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลา S5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. เฟลา S6

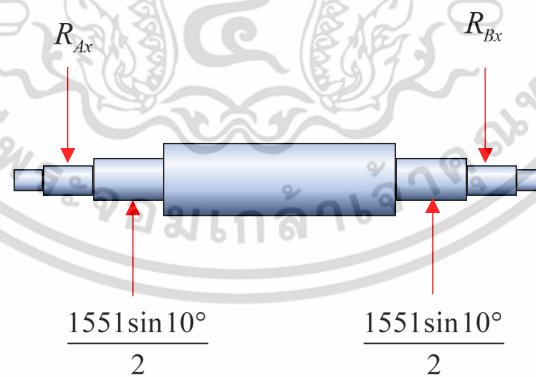


รูปที่ 3.36 เฟลา S6

$$23.4 + \frac{1551 \cos 10^\circ}{2} \quad 23.4 + \frac{1551 \cos 10^\circ}{2}$$



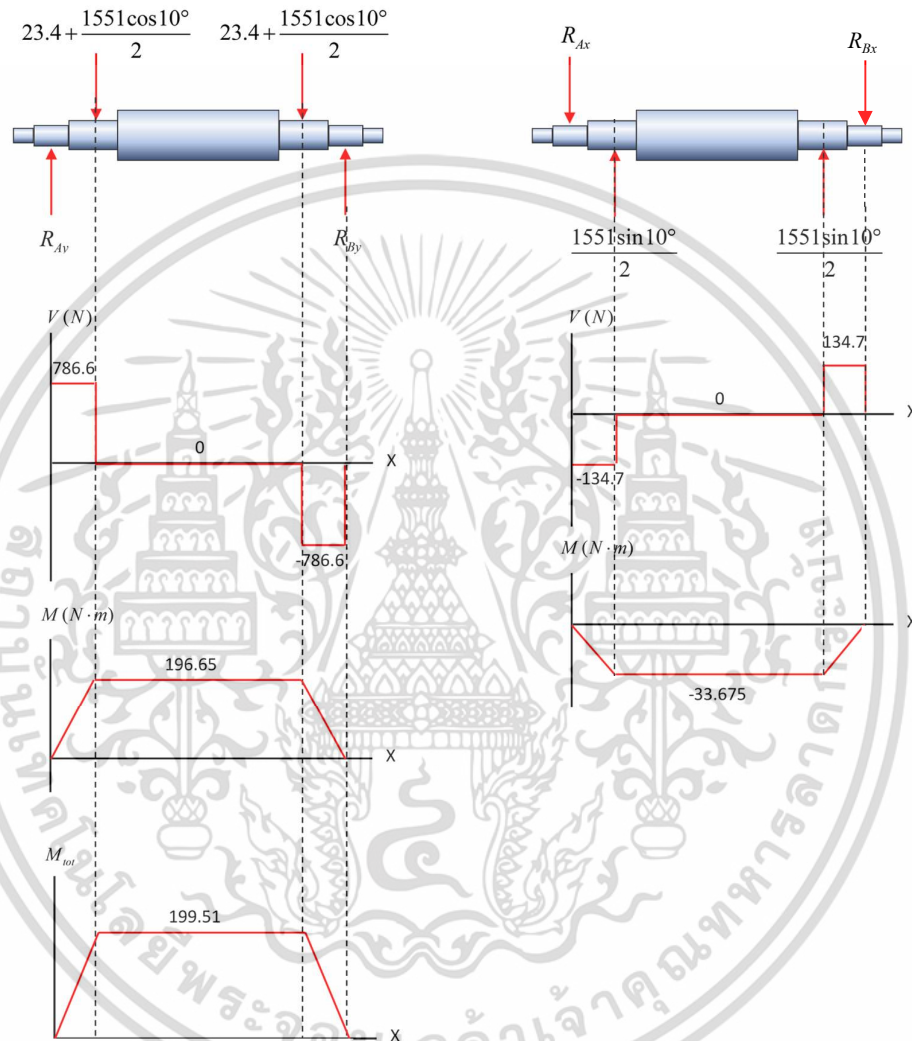
รูปที่ 3.37 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S6 บนแกน y



รูปที่ 3.38 แผนภาพวัตถุอิสระของเฟลา S6 บนแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการคำนวณทางกลศาสตร์ และการตัดคาน ทำให้ได้แผนภาพแรงเฉือน และแผนภาพ
โมเมนต์ดัดของเพลลา S6 ดังรูป



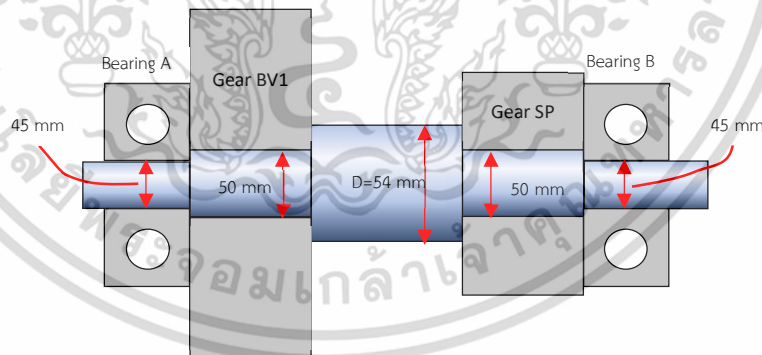
รูปที่ 3.39 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลลา S6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการคำนวณการหาแรงเฉือนและโมเมนต์ดัดที่กระทำกับเพลา โดยใช้วิธีตัดคาน ได้แผนภาพดังรูป 3.10 ถึง 3.39 เพื่อหาค่าความปลอดภัยของขนาดของเพลาแต่ละเพลา ตามทฤษฎีของไซเดอเบิร์ก สามารถสรุปการคำนวณได้ดังตารางต่อไปนี้

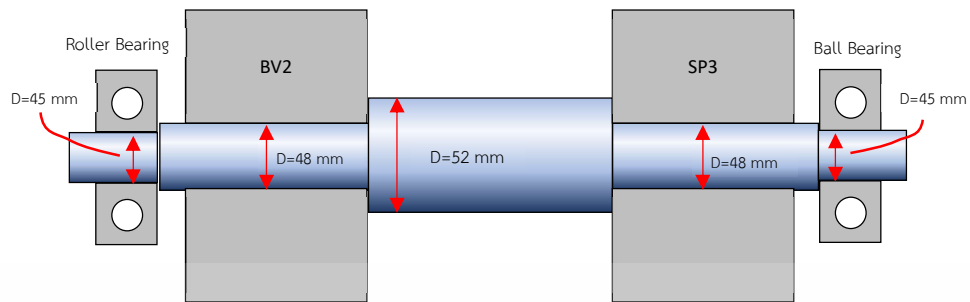
ตารางที่ 3.3 แสดงข้อมูลของเพลา

shaft	d (mm)	M_x (N.m)	M_y (N.m)	M_a (N.m)	T_m (N.m)	S_e (MPa)	S_y (MPa)	Safety factor
HY	35	204.4	-	211.5	49.3	210.3	1900	1.52
S0	60	969.8	34.9	969.8	632.2	198.5	1900	1.71
S1	50	136.0	-390.0	415.6	166.7	202.5	1900	1.50
S2	45	136.0	-401.4	415.6	128.2	204.7	1900	1.60
S3	54	-220.0	696.9	649.6	164.4	163.4	1900	1.42
S4	25	-59.3	59.3	199.5	104.7	181.4	1900	1.66
S5	40	174.7	-186.9	242.0	136.3	168.7	1900	1.56
S6	34	-33.7	196.7	199.5	104.7	171.7	1900	2.11

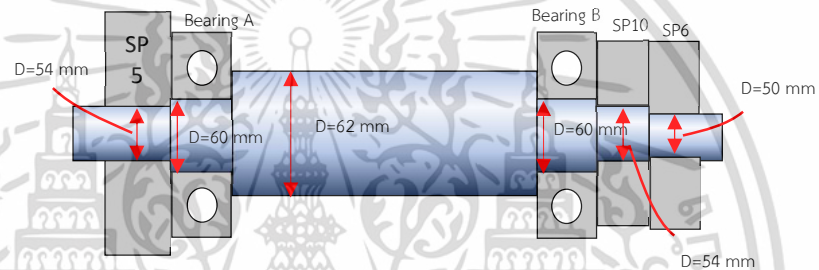


รูปที่ 3.40 เพลา S1 และขนาด

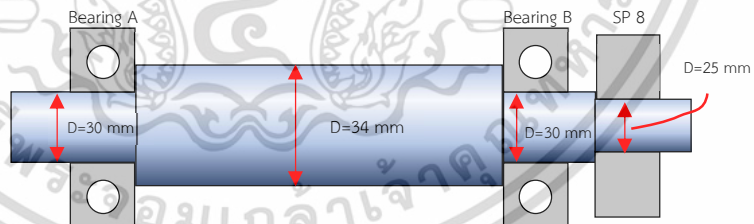
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.41 เฟลา S2 และขนาด

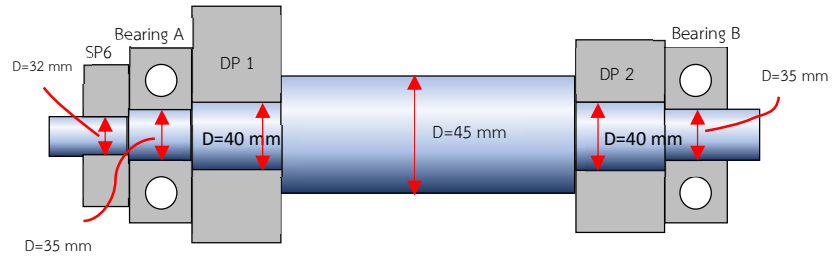


รูปที่ 3.42 เฟลา S3 และขนาด

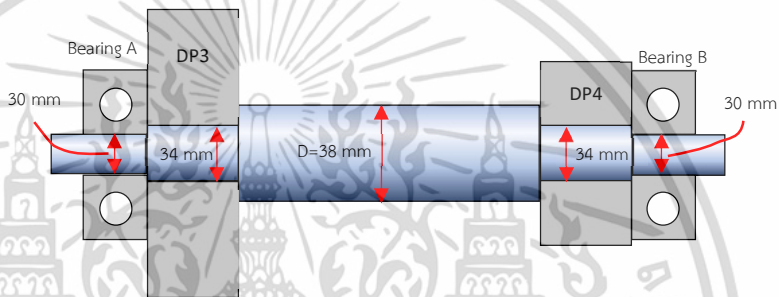


รูปที่ 3.43 เฟลา S4 และขนาด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

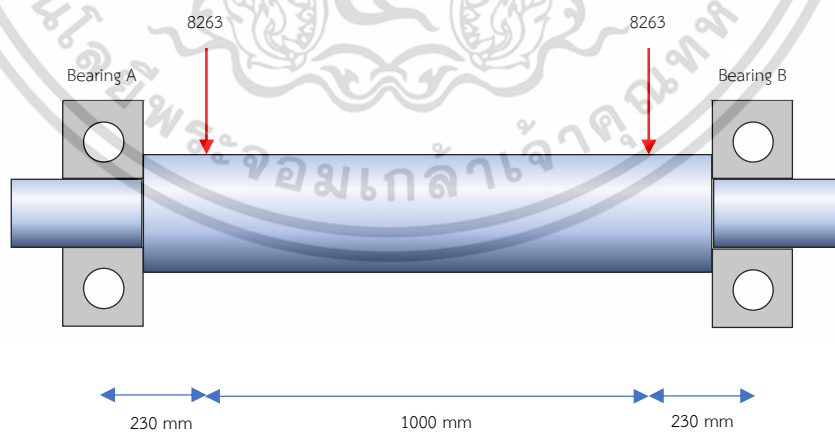


รูปที่ 3.44 เพลา S5 และขนาด



รูปที่ 3.45 เพลา S6 และขนาด

9. เพลาล้อหน้าของกระบะรวมกอง



รูปที่ 3.46 เพลาล้อหน้าของกระบะรวมกอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Sigma F_y = 0; \quad R_{Ay} + R_{By} - 8263 - 8263 = 0$$

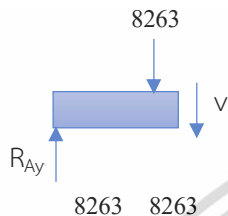
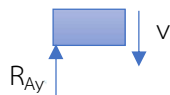
$$R_{Ay} = R_{By} = 8263 \text{ N}$$

$$\Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - V = 0$$

$$V = R_{Ay} = 8263 \text{ N}$$

$$\Sigma M; \quad Vx + M = 0$$

$$M = Vx = 8263x \quad ; \quad 0 \leq x < 230$$

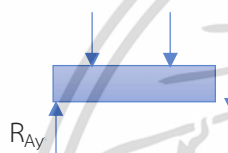


$$\Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - 8263 - V = 0$$

$$V = 0$$

$$\Sigma M; \quad -8263(0.23) - Vx + M = 0$$

$$M = 1900.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad ; \quad 230 \leq x < 1230$$



$$\Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - 8263 - 8263 - V = 0$$

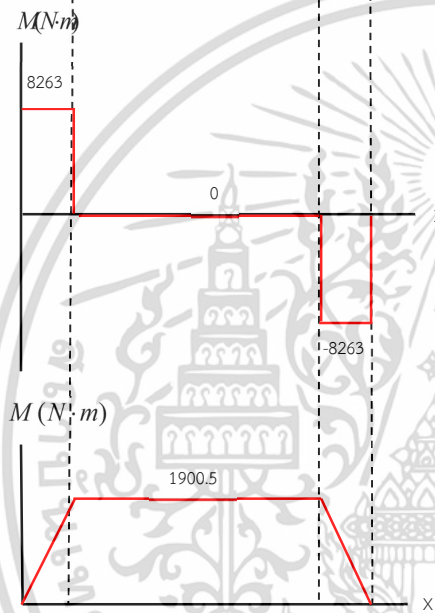
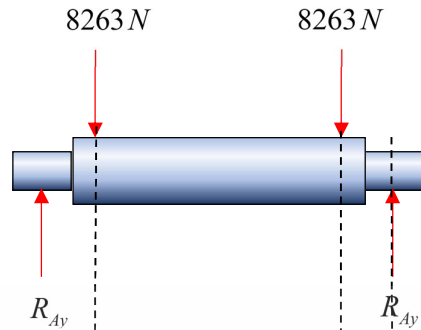
$$V = -8263 \text{ N}$$

$$\Sigma M; \quad -8263(0.23) - 8263(1.23) - Vx + M = 0$$

$$M = 12064 - 8263x \quad ; \quad 550 \leq x < 800$$

$$\therefore M_{\max} = 1900.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.47 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนเพลาล้อหน้า

จากทฤษฎีความเสียหาย Distortion-Energy

$$\tau_{\max} = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2}$$

โดยที่ $\sigma_y = 0$, $\tau_{xy} = 0$, $M_{\max} = 1900.5 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$\text{จะได้ } \tau_{\max} = \sigma_x = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$= \frac{32(1900.5)}{\pi d^3} = \frac{19358.33}{d^3}$$

กำหนดให้ Safety factor = 2, และ AISI 1030

$$S_y = 440 \text{ MPa}$$

$$\text{จากสูตร } \tau_{\max} = \frac{S_y}{n}$$

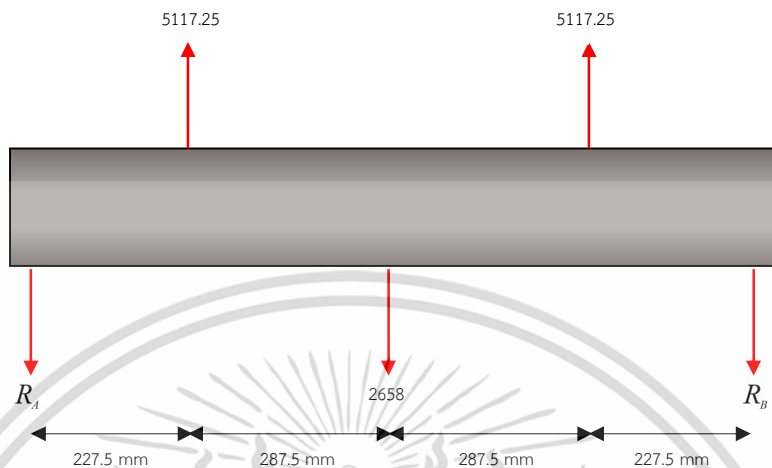
$$\text{จะได้ } \frac{19358.33}{d^3} = \frac{440 \times 10^6}{2}$$

$$d = 44.48 \text{ mm}$$

ดังนั้นล้อหน้าทำให้เลือกใช้เพลานขนาด 45 mm

ได้ค่าความปลอดภัย 2.07

10. คานโซ่ดึงกระเบรรวมกอง



รูปที่ 3.48 แผนภาพวัตถุอิสระของคานโซ่ดึงกระเบรรวมกอง

$$\sum F_y = 0; \quad -R_A + 5117.25 - 2658 + 5117.25 - R_B = 0$$

$$R_A = R_B = 3788.25 \text{ N}$$

$$\sum F = 0; \quad -R_A - V = 0$$

$$V = -R_A = -3788.25 \text{ N}$$

$$\sum M; \quad -Vx + M = 0$$

$$M = Vx = -3788.25x \quad ; 0 \leq x < 227.5$$

$$\sum F = 0; \quad -R_A + 5117.25 - V = 0$$

$$V = 1329 \text{ N}$$

$$\sum M; \quad 5117.25(0.2275) - Vx + M = 0$$

$$M = 1329x - 1164.2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad ; 227.25 \leq x < 515$$

$$\sum F = 0; \quad -R_A + 5117.25 - 2658 - V = 0$$

$$V = -1329 \text{ N}$$

$$\sum M; \quad 5117.25(0.2275) - 2658(0.515) - Vx + M = 0$$

$$M = 204.7 - 1329x \quad ; 515 \leq x < 802.5$$

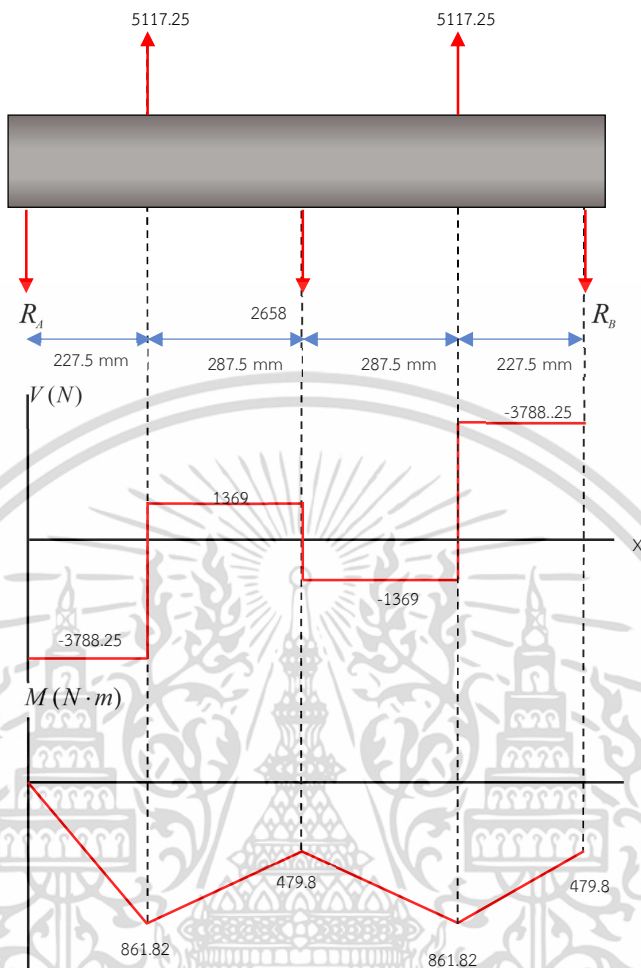
$$\sum F = 0; \quad -R_A + 5117.25 - 2658 + 5117.25 - V = 0$$

$$V = 3788 \text{ N}$$

$$\sum M; \quad 5117.25(0.2275) - 2658(0.515) + 5117.25(0.8025) - Vx + M = 0$$

$$M = 3788.25x - 3901.9 \quad ; 802.5 \leq x < 1030$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.49 กราฟแรงและโมเมนต์ที่กระทำบนคาน

$$\therefore M_{\max} = 861.82 \text{ N} \cdot \text{m}$$

จะได้ความเค้นดัดของคานสูงสุดจาก

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} = \frac{16M}{bh^2} = \frac{16(861.82)}{(0.060)(0.060)^2} = 63.84 \text{ MPa}$$

เลือกใช้วัสดุ ASTM-36 มีค่าความเค้นคราก เท่ากับ 250 MPa

$$\begin{aligned} \text{คำนวณหาค่าความปลอดภัยจากสมการ} \quad n &= \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \\ &= \frac{250 \text{ MPa}}{63.84 \text{ MPa}} = 3.91 \end{aligned}$$

ดังนั้น คานนี้สามารถรองรับแรงดิ่งได้ปลอดภัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.6 การออกแบบและการคำนวณตลับลูกปืน

ตลับลูกปืนบนเพลลา HY

เพลลา HY มีตลับลูกปืน A สวมเข้ากับเพลลา และแรงที่กระทำบนเพลลา HY มีดังนี้

$$R_{Ay} = 361.15 \text{ N}, R_{Ax} = 1362.8 \text{ N} \Rightarrow F_A = 1409.84 \text{ N} = F_D$$

เพลลา HY หมุนด้วยความเร็วรอบ $N = 2160 \text{ RPM}$

$$L_{10} = 10^6 \text{ h} \quad (\text{SKF})$$

$$L_D = 60 \zeta_D \eta_D = 60(20 \times 10^3)(2160) = 25.92 \times 10^8 \text{ h}$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{25.92 \times 10^8}{10^6} = 2592$$

$$\text{Reliability factor} = 0.96 \Rightarrow R = 0.96 = R_D$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^b} \right]^{\frac{1}{a}} \quad \text{for } R \geq 0.9$$

$$a = \frac{10}{3} \quad \text{for roller bearing}$$

$$\text{application factor} \quad a_f = 1.2$$

$$\text{Weibull parameter} \quad X_0 = 0.02, (\theta - X_0) = 4.439, b = 1.483$$

$$C_{10} = (1.2)(1409.24) \left[\frac{2592}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{1.483}} \right]^{\frac{3}{10}}$$

$$= 21677.2 \text{ N}$$

$$= 21.7 \text{ kN}$$

เลือก roller bearing 35 mm NU1007 $C_{10} = 22.6 \text{ kN}$

ดังนั้น บนเพลลา HY

Bearing A จึงเลือกใช้ roller bearing 35 mm NU1007 ที่มี $C_{10} = 22.6 \text{ kN}$

ตลับลูกปืนบนเพลลา S0

เพลลา S0 มีตลับลูกปืน A และ B สวมเข้ากับเพลลา บนแรงที่กระทำบนเพลลา S0 มีดังนี้

$$R_{Ay} = 72.3 \text{ N} \quad R_{Ax} = 6465.2 \text{ N} \Rightarrow F_A = 6465.6 \text{ N} = F_D$$

$$R_{By} = 221.56 \text{ N} \quad R_{Bx} = 3100.3 \text{ N} \Rightarrow F_B = 3108.21 \text{ N} = F_D$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพลลา S0 หมุนด้วยความเร็วรอบ $N = 540$ RPM

$$L_{10} = 10^6 \text{ h (SKF)}$$

$$L_D = 60 \zeta_D \eta_D = 60(20 \times 10^3)(540) = 6.48 \times 10^8 \text{ h}$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{6.48 \times 10^8}{10^6} = 648$$

$$\text{Reliability factor} = 0.96 \Rightarrow R = R_A R_B \Rightarrow R_A = R_B = \sqrt{R} = 0.98 = R_D$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^a \quad \text{for } R \geq 0.9$$

$$a = \frac{10}{3} \text{ for roller bearing}$$

$$\text{application factor} \quad a_f = 1.2$$

$$\text{Weibull parameter} \quad X_0 = 0.02, (\theta - X_0) = 4.439, b = 1.483$$

$$\begin{aligned} C_{10} &= (1.2)(6465.6) \left[\frac{648}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{3}{10}} \\ &= 74955.9 \text{ N} \\ &= 75.0 \text{ kN} \end{aligned}$$

จึงเลือก roller bearing 60 mm NU212E $C_{10} = 97.5 \text{ kN}$

$$\begin{aligned} C_{10} &= (1.2)(3108.21) \left[\frac{648}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{3}{10}} \\ &= 36033.6 \text{ N} \\ &= 36.0 \text{ kN} \end{aligned}$$

เลือก roller bearing 50 mm NU212E $C_{10} = 48.0 \text{ kN}$

ดังนั้น เพลาบนเพลลา S0

Bearing A จึงเลือกใช้ roller bearing 60 mm NU212E $C_{10} = 97.5 \text{ kN}$

Bearing B จึงเลือกใช้ roller bearing 50 mm NU212E $C_{10} = 48.0 \text{ kN}$

ตลับลูกปืนบนเพลลา S1

เพลลา S1 มีตลับลูกปืน A และ B สวมเข้ากับเพลลา บนแรงที่กระทำบนเพลลา S1 มีดังนี้

$$R_{Ay} = 3090.95 \text{ N} \quad R_{Ax} = 2083.4 \text{ N} \quad \Rightarrow \quad F_A = 3727.5 \text{ N} = F_D$$

Roller bearing

เพลลา S1 หมุนด้วยความเร็วรอบ $N = 900 \text{ RPM}$

$$L_{10} = 10^6 \text{ h (SKF)}$$

$$L_D = 60 \zeta_D \eta_D = 60(20 \times 10^3)(900) = 10.8 \times 10^8 \text{ h}$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{10.8 \times 10^8}{10^6} = 1080$$

$$\text{Reliability factor} = 0.96 \Rightarrow R = R_A R_B = 0.96 \Rightarrow R_A = 0.98$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^b} \right]^{\frac{1}{a}} \quad \text{for } R \geq 0.9$$

$$a = \frac{10}{3} \quad \text{for roller bearing}$$

$$\text{application factor} \quad a_f = 1.2$$

$$\text{Weibull parameter} \quad X_0 = 0.02, (\theta - X_0) = 4.439, b = 1.483$$

$$\begin{aligned} C_{10} &= (1.2)(3727.5) \left[\frac{1080}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{1.483}} \right]^{\frac{3}{10}} \\ &= 50370 \text{ N} \\ &= 50.4 \text{ kN} \end{aligned}$$

จึงเลือก roller bearing 45 mm NU209E $C_{10} = 63 \text{ kN}$

Ball bearing

$$\frac{F_a}{vF_r} > e$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมมติให้ $X_2 = 0.56$, $Y_2 = 1.63$

จากสมการ

$$F_c = XVF_r + YF_a$$

$$F_r = \sqrt{1250^2 + 4558.25^2} = 4726.5 \text{ N}, \quad F_a = 2357.1 \text{ N}$$

$$F_c = (0.56)(1)(4726.5) + (1.63)(2357.1) \\ = 6488.9 \text{ N}$$

$$C_{10} = (1.2)(6488.9) \left[\frac{1080}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} \\ = 114753 \text{ N} \\ = 114.8 \text{ kN}$$

เลือก ball bearing 70 mm Angular contact 7314B $C_{10} = 114 \text{ kN}$ $C_0 = 86 \text{ kN}$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2.3571}{86} = 0.0274$$

ตารางที่ 3.4 แสดงค่า Y_2 และ e

F_0/C_0	Y_2	e
0.021	2.15	0.21
0.0274	Y_2	e
0.028	1.99	0.22

$$Y_2 = 2.004, \quad e = 0.219$$

$$\frac{F_a}{VF_r} = 0.499 > e$$

$$F_c = XVF_r + YF_a$$

$$= (0.56)(1)(4726.5) + (2.004)(2357.1) \\ = 7370.5 \text{ N}$$

$$C_{10} = (1.2)(7370.5) \left[\frac{1080}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{1}{3}} \\ = 130344 \text{ N} \\ = 130.3 \text{ kN}$$

เลือก ball bearing 75 mm Angular contact 7315 $C_{10} = 136 \text{ kN}$ $C_0 = 106 \text{ kN}$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{2.3571}{86} = 0.0222$$

ตารางที่ 3.5 แสดงค่า Y_2 และ e

F_0/C_0	Y_2	e
0.021	2.15	0.21
0.0222	Y_2	e
0.028	1.99	0.22

$$Y_2 = 2.123, \quad e = 0.212$$

$$\frac{F_a}{VF_r} = 0.499 > e$$

$$\begin{aligned} F_c &= XVF_r + YF_a \\ &= (0.56)(1)(4726.5) + (2.123)(2357.1) \\ &= 7651 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{10} &= (1.2)(7651) \left[\frac{1080}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{1.483}} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= 135304 \text{ N} \\ &= 135.3 \text{ kN} \end{aligned}$$

เลือก ball bearing 75 mm Angular contact 7315 $C_{10} = 136 \text{ kN}$ $C_0 = 106 \text{ kN}$

ดังนั้น เพลาบนเพลลา S1

Bearing A จึงเลือกใช้ roller bearing 45 mm NU209E $C_{10} = 63 \text{ kN}$

Bearing B จึงเลือกใช้ ball bearing 75 mm Angular contact 7315 $C_{10} = 136 \text{ kN}$

จากการคำนวณตลับลูกปืนตามการคำนวณของเพลลา HY, S0, S1 ข้างต้น เพื่อความเหมาะสมในการใช้งาน สามารถสรุปได้เป็นตารางดังต่อไปนี้

ตารางที่ 3.6 แสดง Roller Bearing

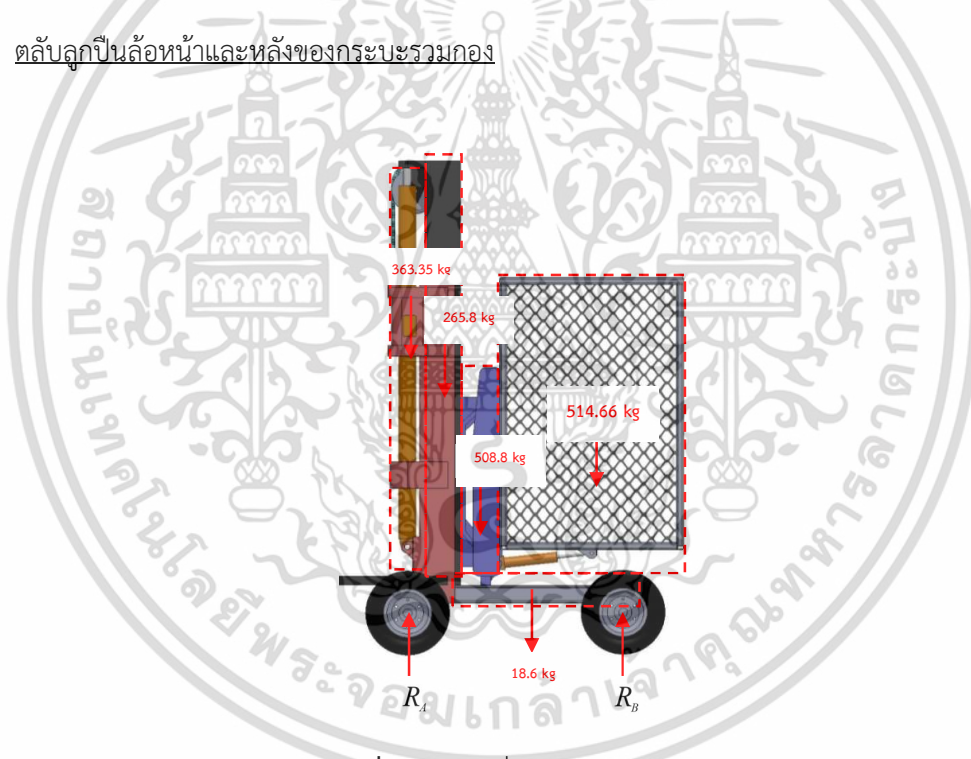
เพลลา	ตลับ ลูกปืน	F_D (kN)	n_D (RPM)	L_D ($\times 10^8$ h)	X_D	R_D	C_{10} (kN)	เลือก Bearing C_{10} (kN)	ขนาด Bearing (mm)
HY	A	1.41	2160	25.92	2592	0.96	21.7	22.6 NU1007	35
S0	A	6.47	540	6.48	648	0.98	75.0	97.5 NU212E	60
	B	3.11						36.0 NU210	
S1	A	3.73	900	10.8	1080	0.98	50.4	63.0 NU209E	45
S2	A	0.91	900	10.8	1080	0.98	37.5	46.0 NU209	45
S3	A	2.91	540	6.48	648	0.98	33.7	40.0 NU1001	60
	B	4.21						48.9 NU212	
S4	A	0.07	540	6.48	648	0.98	0.8	19.7 NU1006	35
	B	0.83						9.6	
S5	A	1.96	211	2.532	253.2	0.98	17.2	22.6 NU1007	35
	B	0.82						7.2	
S6	A	0.80	211	2.532	253.2	0.98	7.0	19.7 NU1006	30
	B							NU1006	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3.7 แสดง Ball Bearing

เพลลา	ตลับลูกปืน	F_c (kN)	X_D	R_D	C_{10} (kN)	เลือก Bearing C_{10} (kN)	ขนาด Bearing (mm)
S1	B	7.65	1080	0.98	135.3	136.0 A7315	75
S2	B	6.16	1080	0.98	108.9	111 A7315	65

ตลับลูกปืนล้อหน้าและหลังของกระบะรวมกอง



รูปที่ 3.50 แรงที่ล้อหน้าและล้อหลังรับ

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0; & \quad R_A - 3633.5 - 2658 - 5088 - 5146.6 - 186 + R_B = 0 \\ \sum M_A = 0; & \quad -2658(0.2) - 5088(0.315) - 186(0.77) - 5146.6(1.04) + R_B(1.22) = 0 \\ & \quad R_B = 6254.1\text{N} \\ \therefore R_A & = 10457.9\text{N} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น ล้อหน้า 2 ล้อ จะรับแรงข้างละ 5228.9 N

ล้อหลัง 2 ล้อ จะรับแรงข้างละ 3127.05 N

ล้อหมุนด้วยความเร็วรอบ $N = 189.5$ RPM

$$L_{10} = 10^6 \text{ h (SKF)}$$

$$L_D = 60 \zeta_D \eta_D = 60(20 \times 10^3)(189.5) = 2.274 \times 10^8 \text{ h}$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_{10}} = \frac{2.274 \times 10^8}{10^6} = 227.4$$

$$\text{Reliability factor} = 0.96 \Rightarrow R = R_A R_B \Rightarrow R_A = R_B = \sqrt{R} = 0.98 = R_D$$

$$C_{10} = a_f F_D \left[\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right]^a \quad \text{for } R \geq 0.9$$

$$a = \frac{10}{3} \text{ for roller bearing}$$

$$\text{application factor} \quad a_f = 1.2$$

$$\text{Weibull parameter} \quad X_0 = 0.02, (\theta - X_0) = 4.439, b = 1.483$$

$$\begin{aligned} C_{10} &= (1.2)(5228.9) \left[\frac{227.4}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{3}{10}} \\ &= 44276 \text{ N} \\ &= 44.3 \text{ kN} \end{aligned}$$

จึงเลือก roller bearing 45 mm NU1009 ECJ $C_{10} = 52 \text{ kN}$

$$\begin{aligned} C_{10} &= (1.2)(3127.05) \left[\frac{227.4}{0.02 + (4.439)(1 - 0.98)^{\frac{1}{1.483}}} \right]^{\frac{3}{10}} \\ &= 26478 \text{ N} \\ &= 26.5 \text{ kN} \end{aligned}$$

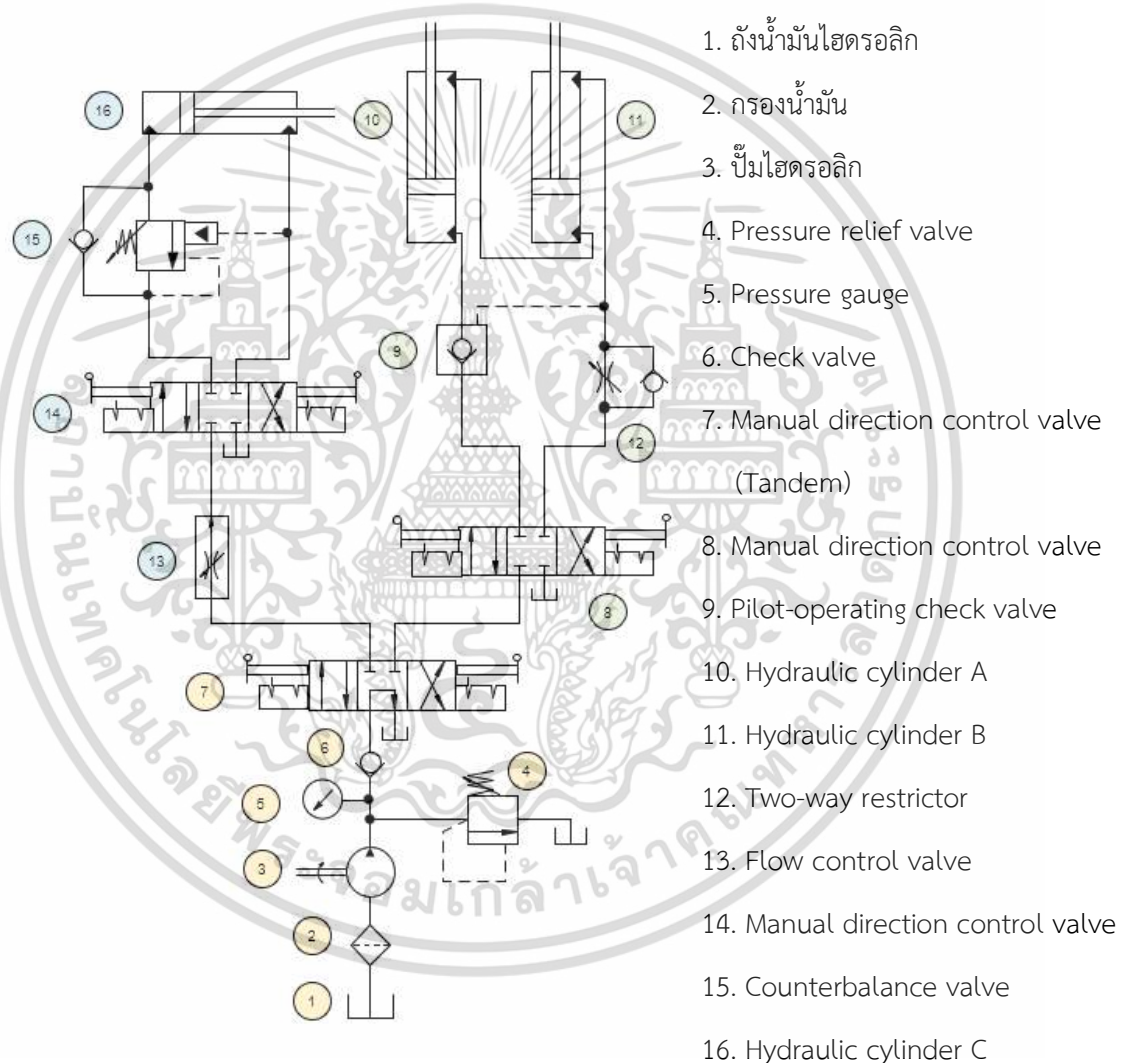
เลือก roller bearing 40 mm NU1008 $C_{10} = 26 \text{ kN}$

ดังนั้น ล้อหน้าเลือกใช้ roller bearing 45 mm NU1009 ECJ $C_{10} = 52 \text{ kN}$

ล้อหลังเลือกใช้ roller 40 mm NU1008 $C_{10} = 26 \text{ kN}$

3.2.7 การออกแบบและการคำนวณชุดกระบอกขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

การออกแบบชุดกระบอกขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุกมีวัตถุประสงค์เพื่อลดระยะเวลาและลดแรงงานในการขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก ในการออกแบบครั้งนี้ออกแบบโดยใช้น้ำมันไฮดรอลิก HYDRAULIC ISO VG46 ที่อุณหภูมิ 40 องศาเซลเซียส โดยมีค่าความหนืด 45.88 mm²/s โดยออกแบบวงจรไฮดรอลิกดังนี้



รูปที่ 3.51 วงจรไฮดรอลิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

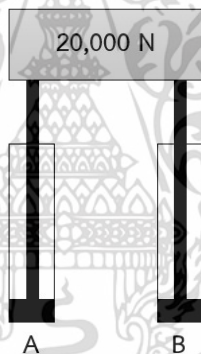
3.2.7.1 ระเบิดอกสูบไฮดรอลิกสำหรับยกชุดกระบะขนย้าย

1) การคำนวณขนาดของระเบิดอกสูบไฮดรอลิก

การออกแบบระเบิดอกสูบไฮดรอลิกนั้น ออกแบบเพื่อใช้ยกชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลัง ขึ้นรถบรรทุกหกล้อ โดยยกสูงขึ้นเหนือจากพื้นดินประมาณ 2.2 เมตร โดยโหลดที่ระเบิดอกสูบไฮดรอลิกต้องยกมีดังนี้

- มวลของมันสำปะหลังที่ต้องยก 500 กิโลกรัม
- มวลของโครงสร้างที่ต้องยก 500 กิโลกรัม

ดังนั้น ระเบิดอกสูบต้องออกแรงยกน้ำหนักทั้งหมด 10,000 N แต่ในการออกแบบคำนึงถึงความปลอดภัย จึงออกแบบให้ระเบิดอกสูบไฮดรอลิกที่สามารถออกแรงในการยกน้ำหนัก 20,000 N ดังรูปที่ 3.52 ดังนั้น ระเบิดอกสูบแต่ละระเบิดอกจะต้องรับแรงระเบิดอกละ 10,000 N



รูปที่ 3.52 แสดงการยกน้ำหนักของระเบิดอกสูบ

เนื่องจากต้องการออกแบบให้ระเบิดอกสูบ A และ B เคลื่อนที่ขึ้นพร้อมกัน ดังนั้นจึงต่อระเบิดอกสูบแบบอนุกรม (Cylinders Connected in Series) และจากสมการความต่อเนื่อง

$$Q_{out,A} = Q_{in,B}$$

$$(A_{P,A} - A_{R,A})v_A = A_{P,B}v_B$$

เมื่อต้องการให้ระเบิดอกสูบทั้งสองเคลื่อนที่ขึ้นพร้อมกัน $v_A = v_B$ ดังนั้น

$$A_{P,A} - A_{R,A} = A_{P,B}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือก็คือการออกแบบให้ด้านก้านสูบของกระบอกสูบ A มีค่าเท่ากับด้านลูกสูบของกระบอกสูบ B ดังนั้นกระบอกสูบไฮดรอลิก A เลือกกระบอกสูบไฮดรอลิกขนาดลูกสูบ 100 mm และก้านสูบขนาด 60 mm กระบอกสูบไฮดรอลิก B เลือกกระบอกสูบไฮดรอลิกขนาดลูกสูบ 80 mm และก้านสูบขนาด 56 mm

$$A_{P,A} - A_{R,A} = A_{P,B}$$

$$\frac{\pi}{4}(100^2 - 60^2) = \frac{\pi}{4}(80^2)$$

$$1600\pi = 1600\pi$$

ดังนั้น จึงสามารถใช้กระบอกสูบไฮดรอลิกทั้งสองขนาดนี้ต่อกระบอกสูบแบบอนุกรมได้ เพื่อให้กระบอกสูบทั้งสองเคลื่อนที่ขึ้นพร้อมกันได้

2) คำนวณหาอัตราไหลของกระบอกสูบไฮดรอลิก

จากแค็ตตาล็อกกระบอกสูบไฮดรอลิกของบริษัท rexroth กระบอกสูบรุ่น CD210 สามารถเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงสุดได้ที่ 0.50 m/s และรถโฟล์กลิฟต์ (Forklift) ขนาด 1-2 ตัน ทั่วไปสามารถเคลื่อนที่ขึ้นด้วยความเร็วขณะมีโหลดอยู่ในช่วง 0.20-0.40 m/s และเคลื่อนที่ลงด้วยความเร็วขณะไม่มีโหลดอยู่ในช่วง 0.30 - 0.50 m/s ดังนั้นจึงเลือกความเร็วในการยกขึ้นกระบอกสูบที่ $v = 0.20$ m/s และสมมติให้ไม่มีการรั่วภายในกระบอกสูบไฮดรอลิก

ขณะกระสอบเคลื่อนที่ขึ้น

$$Q_p = A_p v$$

$$Q_p = \left(\frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \text{ m}^2\right)(0.2 \text{ m/s})$$

$$Q_p = 1.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q_p = 94.3 \text{ LPM}$$

ขณะกระสอบเคลื่อนที่ลง

$$Q_R = A_R v$$

$$1.57 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} = \left(\frac{\pi}{4} \times (0.08^2 - 0.056^2) \text{ m}^2 \right) v$$

$$v = 0.613 \text{ m/s}$$

เนื่องจากเกินความเร็วของช่วงที่กระบอกสูบไฮดรอลิกยอมรับได้ ดังนั้นจึงต้องติตวาล์วปรับอัตราการไหลขณะลูกสูบเคลื่อนที่ลง

3) คำนวณหาขนาดของปั๊มไฮดรอลิก

จากแค็ตตาล็อกปั๊มของบริษัท caproni ปั๊มหมายเลข 30C50X611HE/CP มีอัตราการกวาดน้ำมัน $V_D = 50 \text{ cc/rev}$ ทำงานที่ความดันต่อนื่องที่ $P = 20 \text{ MPa}$ และมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของปั๊ม $\eta_v = 95\%$

คำนวณหาอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิก

อัตราการไหลของกระบอกสูบไฮดรอลิกที่ต้องการคือ 94.3 LPM

จากสมการ

$$\eta_v = \frac{Q_A}{Q_T}$$

$$0.95 = \frac{94.3}{Q_T}$$

$$Q_T = 99.26 \text{ LPM}$$

ดังนั้น อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ต้องได้จากปั๊มไฮดรอลิก คือ 99.26 LPM

คำนวณหาความเร็วรอบของปั๊มไฮดรอลิก

จากสมการ

$$Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{min}} \right) = V_D \left(\frac{\text{m}^3}{\text{rev}} \right) \times N \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right)$$

$$\left(\frac{99.26 \text{ m}^3}{1000 \text{ min}} \right) = \left(\frac{50 \text{ m}^3}{10^6 \text{ rev}} \right) \times N$$

$$N = 1985.2 \text{ RPM}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลือกความเร็วรอบที่ $N = 2160$ RPM เนื่องจากเป็นอัตราส่วน 1 : 4 กับความเร็วรอบของเพลอาวนยกกำลัง ทำให้ปั๊มไฮดรอลิกสร้างอัตราการไหลตามทฤษฎี $Q_T = 108$ LPM และอัตราการไหลจริงได้ $Q_A = 102.6$ LPM ทำให้กระบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ขึ้นด้วยความเร็ว 0.218 m/s ซึ่งยังอยู่ในช่วงที่ใช้งานของกระบอกสูบไฮดรอลิก

ในขณะที่กระบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ลงได้ทำการติตวาล์วปรับอัตราการไหล โดยเปิดวาล์วให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลผ่านที่ 47% ทำให้กระบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ลงด้วยความเร็ว 0.314 m/s ซึ่งยังอยู่ในช่วงที่ใช้งานของกระบอกสูบไฮดรอลิก

4) ท่อน้ำมันไฮดรอลิก

ตารางที่ 3.8 ขนาดท่อน้ำมันไฮดรอลิก

ช่วงของท่อน้ำมัน	อัตราการไหล (LPM)	ขนาดท่อ (mm)	ความเร็วในท่อ (m/s)
ปั๊มไฮดรอลิกถึงวาล์วหมายเลข 8	102.60	30	2.419
ท่อกลับลงถึงพักน้ำมันไฮดรอลิก (สูงสุด)	147.79	42	1.778
ขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ขึ้น			
วาล์วหมายเลข 8 ถึงทางเข้ากระบอกสูบ A	102.60	30	2.419
ทางออกกระบอกสูบ A ถึงทางเข้ากระบอกสูบ B	65.66	25	2.229
ทางออกกระบอกสูบ B ถึงวาล์วหมายเลข 8	33.49	20	1.777
ขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ลง			
วาล์วหมายเลข 8 ถึงทางเข้ากระบอกสูบ B	48.24	20	2.559
ทางออกกระบอกสูบ B ถึงทางเข้ากระบอกสูบ A	94.59	25	3.212
ทางออกกระบอกสูบ A ถึงวาล์วหมายเลข 8	147.79	30	3.485

5) คำนวณความดันที่ใช้ในกระบอกสูบขณะเคลื่อนที่ขึ้น

คำนวณหาความดันของลูกสูบขณะเคลื่อนที่ขึ้นของกระบอกสูบ B

จากสมการ

$$\sum F = 0$$

$$P_{\text{head}} A_{\text{head}} - P_{\text{rod}} A_{\text{rod}} - F_{\text{load}} - f = 0$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาความดันด้าน rod end ของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก B ได้จากความดันลดจากท้ายกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก B ถึงถึงน้ำมันไฮดรอลิกได้ $P_{rod} = 542 \text{ kPa}$ ดังภาคผนวก ก.1 และสมมติให้แรงเสียดทานเป็น 10% ของโหลด

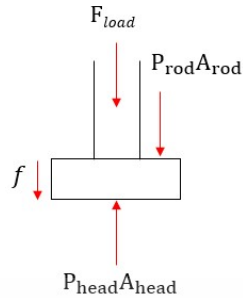
$$P_{head} \left(\frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \right) - (542 \times 10^3) \left(\frac{\pi}{4} (0.08^2 - 0.056^2) \right) - 10000 - 0.10(10000) = 0$$

$$P_{head} = 2465 \text{ kPa}$$



$$P_{head} \left(\frac{\pi}{4} \times 0.10^2 \right) - (2465 \times 10^3) \left(\frac{\pi}{4} (0.10^2 - 0.06^2) \right) - 10000 - 0.10(10000) = 0$$

$$P_{head} = 2978 \text{ kPa}$$



รูปที่ 3.54 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ A ขณะเคลื่อนที่ขึ้น

6) คำนวณความดันที่ใช้ในระบบสูบขณะเคลื่อนที่ลง

คำนวณหาความดันด้านก้านสูบขณะเคลื่อนที่ลงของระบบสูบ A

จากสมการ

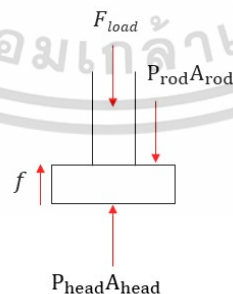
$$\sum F = 0$$

$$P_{\text{head}} A_{\text{head}} - P_{\text{rod}} A_{\text{rod}} - F_{\text{load}} + f = 0$$

หาความดันด้าน head end ของระบบสูบไฮดรอลิก A ได้จากความดันลดจากหัวระบบสูบไฮดรอลิก A ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิกได้ $P_{\text{head}} = 1,884 \text{ kPa}$ ดังภาคผนวก ก.2 และสมมติให้แรงเสียดทานเป็น 10% ของโหลด

$$(1884 \times 10^3) \left(\frac{\pi}{4} \times 0.1^2 \right) - P_{\text{rod}} \left(\frac{\pi}{4} \times (0.1^2 - 0.06^2) \right) - 5000 + 0.10(5000) = 0$$

$$P_{\text{rod}} = 2049 \text{ kPa}$$



รูปที่ 3.55 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ A ขณะเคลื่อนที่ลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณหาความดันของลูกสูบขณะเคลื่อนที่ลงของกระบอกลูกสูบ B

จากสมการ

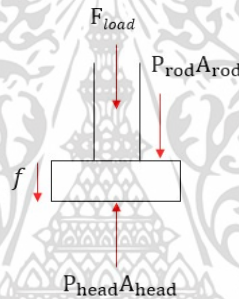
$$\sum F = 0$$

$$P_{\text{head}}A_{\text{head}} - P_{\text{rod}}A_{\text{rod}} - F_{\text{load}} + f = 0$$

สมมติให้ไม่มีความดันสูญเสียระหว่าง rod end ของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก A กับ head end ของกระบอกลูกสูบ B ดังนั้นความดันด้าน head end ของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก B คือ $P_{\text{head}} = 2,049 \text{ kPa}$ สมมติให้แรงเสียดทานเป็น 10% ของโหลด

$$(2049 \times 10^3) \left(\frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \right) - P_{\text{rod}} \left(\frac{\pi}{4} \times (0.08^2 - 0.056^2) \right) - 5000 + 0.10(5000) = 0$$

$$P_{\text{rod}} = 2262 \text{ kPa}$$

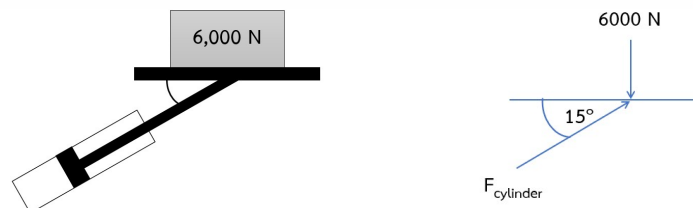


รูปที่ 3.56 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ B ขณะเคลื่อนที่ลง

3.2.7.2 กระบอกลูกสูบไฮดรอลิกสำหรับเปิดปิดฝาชุดรวมกอง

1) การคำนวณขนาดของกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก

การออกแบบกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกนั้น ออกแบบเพื่อใช้เปิด-ปิดฝาชุดรวมกอง โดยต้องยกมวลของมันสำปะหลังที่ต้องยก 500 กิโลกรัม หรือ 5,000 N แต่เพื่อความปลอดภัยคิดเป็น 6000 N ดังรูป 3.57



รูปที่ 3.57 แผนภาพวัตถุอิสระของกระบอกลูกสูบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$F_{\text{cylinder}} \sin \theta = mg$$

$$F_{\text{cylinder}} \sin 15^\circ = 6000$$

$$F_{\text{cylinder}} \approx 23000 \text{ N}$$

เลือกกระบอกสูบไฮดรอลิก C ขนาด 80 mm และก้านสูบขนาด 56 mm

2) คำนวณหาอัตราไหลของกระบอกสูบไฮดรอลิก

จากแค็ตตาล็อกกระบอกสูบไฮดรอลิกของบริษัท rexroth กระบอกสูบรุ่น CD210 สามารถเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงสุดได้ที่ 0.50 m/s และปรับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ 40% หรืออัตราการไหลของน้ำมันเท่ากับ 41.04 LPM ดังนั้น

ขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ขึ้น

$$Q_p = A_p v$$

$$\left(\frac{41.04}{60000} \text{ m}^3 / \text{s} \right) = \left(\frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \text{ m}^2 \right) v$$

$$v = 0.136 \text{ m/s}$$

ขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ลง

$$Q_r = A_r v$$

$$\left(\frac{41.04}{60000} \text{ m}^3 / \text{s} \right) = \left(\frac{\pi}{4} \times (0.08^2 - 0.056^2) \text{ m}^2 \right) v$$

$$v = 0.267 \text{ m/s}$$

เนื่องจากความเร็วอยู่ช่วงที่กระบอกสูบไฮดรอลิกยอมรับได้ ดังนั้นจึงไม่จำเป็นต้องติวาล์วปรับอัตราการไหลขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ลง

3) ท่อน้ำมันไฮดรอลิก

ตารางที่ 3.9 ขนาดท่อน้ำมันไฮดรอลิก

ช่วงของท่อน้ำมัน	อัตราการไหล (LPM)	ขนาดท่อ (mm)	ความเร็วใน ท่อ (m/s)
วาล์วหมายเลข 7 ถึงวาล์วหมายเลข 13	102.60	30	2.419
วาล์วหมายเลข 13 ถึงวาล์วหมายเลข 14	41.04	20	2.177
ขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ขึ้น			
วาล์วหมายเลข 14 ถึงทางเข้ากระบอกสูบ C	41.04	20	2.177
ทางออกกระบอกสูบ C ถึงวาล์วหมายเลข 14	20.93	20	1.110
ท่อกลับสู่ถังน้ำมันไฮดรอลิก	20.93	20	1.110
ขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่ลง			
วาล์วหมายเลข 14 ถึงทางเข้ากระบอกสูบ C	41.04	20	2.177
ทางออกกระบอกสูบ C ถึงวาล์วหมายเลข 14	80.47	20	4.269
ท่อกลับสู่ถังน้ำมันไฮดรอลิก	80.47	20	4.269

4) คำนวณความดันที่ใช้ในกระบอกสูบขณะเคลื่อนที่ขึ้น

คำนวณหาความดันของลูกสูบขณะเคลื่อนที่ขึ้นของกระบอกสูบ C

จากสมการ

$$\sum F = 0$$

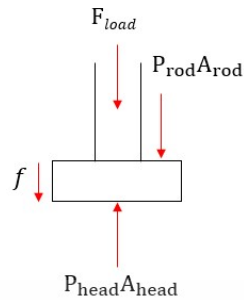
$$P_{\text{head}} A_{\text{head}} - P_{\text{rod}} A_{\text{rod}} - F_{\text{load}} - f = 0$$

หาความดันด้าน rod end ของกระบอกสูบไฮดรอลิก C ได้จากความดันลดจากท้ายกระบอกสูบไฮดรอลิก C ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิกได้ $P_{\text{rod}} = 86 \text{ kPa}$ ดังภาคผนวก ก.3 และสมมติให้แรงเสียดทานเป็น 10% ของโหลด

$$P_{\text{head}} \left(\frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \right) - (86 \times 10^3) \left(\frac{\pi}{4} (0.08^2 - 0.056^2) \right) - 2000 - 0.10(2000) = 0$$

$$P_{\text{head}} = 482 \text{ kPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.58 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ C ขณะเคลื่อนที่ขึ้น

5) คำนวณหาความดันที่ต้องตั้งให้กับ Counterbalance Valve

ติดตั้ง Counterbalance Valve หรือวาล์วกันตก เพื่อป้องกันการหล่นลงมาอันเนื่องมาจากแรงโน้มถ่วงของกระบอกสูบไฮดรอลิก

จากสมการ

$$\sum F = 0$$

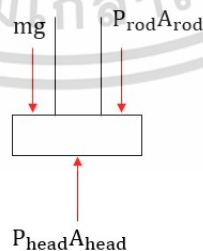
$$P_{\text{head}} A_{\text{head}} - P_{\text{rod}} A_{\text{rod}} - F_{\text{load}} = 0$$

และ $P_{\text{rod}} = 86 \text{ kPa}$

$$P_{\text{count}} \left(\frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \right) - (86000) \left(\frac{\pi}{4} (0.08^2 - 0.056^2) \right) - 23000 = 0$$

$$P_{\text{count}} = 4620 \text{ kPa}$$

ดังนั้น ต้องตั้งความดันของ Counterbalance Valve ให้มีความดันไม่ต่ำกว่า 4,620 kPa และไม่ต่ำกว่าความดันลกระหว่างหัวลูกสูบถึงถังพักน้ำมันไฮดรอลิก $P_{\text{loss}} = 4817 \text{ kPa}$ (ภาคผนวก ก.4) ดังนั้น เลือกตั้งความดันของ Counterbalance Valve ที่ 5000 kPa



รูปที่ 3.59 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบขณะอยู่จุดสูงสุด

5) คำนวณความดันที่ใช้ในกระบอกสูบขณะเคลื่อนที่ลง

คำนวณหาความดันต้านด้าน้านสูบขณะเคลื่อนที่ลงของกระบอกสูบ C

จากสมการ

$$\sum F = 0$$

$$P_{\text{head}}A_{\text{head}} - P_{\text{rod}}A_{\text{rod}} - F_{\text{load}} + f = 0$$

ให้ความดันต้านด้าน Head end มีค่าเท่ากับความดันของ Counterbalance Valve $P_{\text{head}} = 5000 \text{ kPa}$

$$(5000 \times 10^3) \left(\frac{\pi}{4} \times 0.08^2 \right) - P_{\text{rod}} \left(\frac{\pi}{4} \times (0.08^2 - 0.056^2) \right) - 23000 + 0.10(23000) = 0$$

$$P_{\text{rod}} = 1729 \text{ kPa}$$

F_{load}

$P_{\text{rod}}A_{\text{rod}}$

f

$P_{\text{head}}A_{\text{head}}$

รูปที่ 3.60 แผนภาพวัตถุอิสระของลูกสูบ C ขณะเคลื่อนที่ลง

คำนวณหาความดันที่ได้ของปั๊มไฮดรอลิก

1) ความดันของปั๊มไฮดรอลิกขณะลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น

จากสมการของเบอร์นูลลีประยุกต์

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - H_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

โดยที่ ถังน้ำมันไฮดรอลิกอยู่สูงกว่ากระบอกสูบ 0.70 เมตร, ถังน้ำมันมีขนาดใหญ่และเปิดสู่บรรยากาศ ไม่มีมอเตอร์ไฮดรอลิกอยู่ในช่วงนี้ และกระบอกสูบต้องการน้ำมัน 102.4 LPM และมีเฮดสูญเสีย 336 เมตร (ภาคผนวก ก.5)

ดังนั้น $Z_1 - Z_2 = 0.5$, $v_1 = 0$, $P_1 = 0$, $H_m = 0$ และ $H_L = 336$

$$(Z_1 - Z_2) + H_p - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$0.5 + H_p - 336 = \frac{2978000}{876.9 \times 9.81} + \frac{2.419^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_p = 681.981 \text{ m}$$

ความดันที่ปั๊มต้องใช้ในการยกกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกขึ้น $P = 5,867 \text{ kPa}$

2) ความดันของปั๊มไฮดรอลิกขณะลูกสูบเคลื่อนที่ลง

จากสมการของเบอร์นูลีประยุกต์

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - H_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

โดยที่ ถังน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ต่ำกว่ากระบอกลูกสูบ 1.80 เมตร, ถังน้ำมันมีขนาดใหญ่และเปิดสู่บรรยากาศ, ไม่มีมอเตอร์ไฮดรอลิกอยู่ในช่วงนี้ และกระบอกลูกสูบต้องการน้ำมัน 48.24 LPM และมีเฮดสูญเสีย 308 เมตร (ภาคผนวก ก.6)

ดังนั้น $Z_2 - Z_1 = 1.80$, $v_1 = 0$, $P_1 = 0$, $H_m = 0$ และ $H_L = 308$

$$H_p - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + (Z_2 - Z_1)$$

$$H_p - 308 = \frac{2262000}{876.9 \times 9.81} + \frac{2.559^2}{2 \times 9.81} + 1.7$$

$$H_p = 572.984 \text{ m}$$

ความดันที่ปั๊มต้องใช้ในการยกกระบอกลูกสูบไฮดรอลิกขึ้น $P = 4,929 \text{ kPa}$

3) ความดันของปั๊มไฮดรอลิกขณะลูกสูบเปิด-ปิดฝาเคลื่อนที่ขึ้น

จากสมการของเบอร์นูลีประยุกต์

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - H_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ ถังน้ำมันไฮดรอลิกอยู่สูงกว่ากระบอกสูบ 0.90 เมตร, ถังน้ำมันมีขนาดใหญ่และเปิดสู่บรรยากาศ ไม่มีมอเตอร์ไฮดรอลิกอยู่ในช่วงนี้ และกระบอกสูบต้องการน้ำมัน 41.04 LPM และมีเฮดสูญเสีย 301 เมตร (ภาคผนวก ก.7)

ดังนั้น $Z_1 - Z_2 = 0.9$, $v_1 = 0$, $P_1 = 0$, $H_m = 0$ และ $H_L = 301$

$$(Z_1 - Z_2) + H_p - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$0.9 + H_p - 301 = \frac{482000}{876.9 \times 9.81} + \frac{2.177^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_p = 356.373 \text{ m}$$

ความดันที่ปั๊มต้องใช้ในการยกกระบอกสูบไฮดรอลิกขึ้น $P = 3,066 \text{ kPa}$

4) ความดันของปั๊มไฮดรอลิกขณะลูกสูบเปิด-ปิดฝาเคลื่อนที่ลง

จากสมการของเบอร์นูลลีประยุกต์

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p - H_m - H_L = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

โดยที่ ถังน้ำมันไฮดรอลิกอยู่สูงกว่ากระบอกสูบ 0.70 เมตร, ถังน้ำมันมีขนาดใหญ่และเปิดสู่บรรยากาศ ไม่มีมอเตอร์ไฮดรอลิกอยู่ในช่วงนี้ และกระบอกสูบต้องการน้ำมัน 41.04 LPM และมีเฮดสูญเสีย 222 เมตร (ภาคผนวก ก.8)

ดังนั้น $Z_1 - Z_2 = 0.7$, $v_1 = 0$, $P_1 = 0$, $H_m = 0$ และ $H_L = 222$

$$(Z_1 - Z_2) + H_p - H_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$0.7 + H_p - 222 = \frac{1729000}{876.9 \times 9.81} + \frac{2.177^2}{2 \times 9.81}$$

$$H_p = 422.532 \text{ m}$$

ความดันที่ปั๊มต้องใช้ในการยกกระบอกสูบไฮดรอลิกลง $P = 3,510 \text{ kPa}$

3.2.7.3 คำนวณหาแรงบิดที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก

ปั๊มไฮดรอลิกทำงานสูงสุดที่ความดัน 5867 kPa ที่ความเร็วรอบ 2,160 RPM

จากสมการ
$$T_T (\text{N}\cdot\text{m}) = \frac{V_D (\text{m}^3) \times P (\text{Pa})}{2\pi}$$

$$T_T = \frac{50}{10^6} \times 5867000}{2\pi} = 46.688 \text{ N}\cdot\text{m}$$

จากแค็ตตาล็อกปั๊มของบริษัท rexroth ปั๊มไฮดรอลิกที่มีอัตราการกวาดน้ำมัน $V_D = 50 \text{ cc/rev}$ มีประสิทธิภาพรวม $\eta_o = 90\%$ และมีประสิทธิภาพเชิงปริมาตร $\eta_v = 95\%$

ดังนั้น
$$\eta_o = \eta_v \times \eta_m$$

$$\eta_m = \frac{\eta_o}{\eta_v} = \frac{0.90}{0.95} = 0.947$$

จากสมการ
$$\eta_m = \frac{T_T}{T_A}$$

ดังนั้น
$$T_A = \frac{T_T}{\eta_m} = \frac{46.688}{0.947} = 49.301 \text{ N}\cdot\text{m}$$

3.2.7.4 อุปกรณ์ไฮดรอลิก

ตาราง 3.10 อุปกรณ์ไฮดรอลิก

หมายเลข	ชนิด	ยี่ห้อ	อุปกรณ์	หมายเหตุ
1	Hydraulic tank	-	ถังพักน้ำมันไฮดรอลิกขนาด 150 ลิตร	-
2	Hydraulic filter	Rexroth	Inline filter 3 micron	200 LPM
3	Hydraulic pump	Caproni	30C50X611HE/CP V_D 50 cc/rev Pressure 20 bar	150 LPM
4	Pressure relief valve	Rexroth	Direct operated size 10 350 bar	120 LPM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 3.10 (ต่อ)

หมายเลข	ชนิด	ยี่ห้อ	อุปกรณ์	หมายเหตุ
5	Pressure gauge	Rexroth	Liquid-filled DN40 Pressure 250 bar	-
6	Check valve	Rexroth	M-SR size 20	200 LPM
7	Manual direction control valve (Tendem)	Rexroth	Directional spool valves size 10, Pressure 350 bar	160 LPM
8	Manual direction control valve	Rexroth	Directional spool valves size 10, Pressure 350 bar	160 LPM
9	Pilot-operating check valve	Rexroth	Z2S size 16 Pressure 315 bar	300 LPM
10	Hydraulic cylinder A	Rexroth	CD210 Bore 100 mm, Rod 60 mm, velocity 0.5 m/s, Pressure 210 bar	Stroke 3000 mm
11	Hydraulic cylinder B	Rexroth	CD210 Bore 100 mm, Rod 60 mm, velocity 0.5 m/s, Pressure 210 bar	Stroke 3000 mm
12	Two-way restrictor	Rexroth	2FRM size 16 Pressure 315 bar	160 LPM
13	Flow control valve	Rexroth	Flow control valve size 12 Pressure 350 bar	150 LPM
14	Manual direction control valve	Rexroth	Directional spool valves size 10, Pressure 350 bar	160 LPM
15	Counterbalance valve	Parker	MHC-022 Pressure 350 bar	93.75 LPM
16	Hydraulic cylinder C	Rexroth	CD210 Bore 100 mm, Rod 60 mm, velocity 0.5 m/s, Pressure 210 bar	Stroke 3000 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.7.5 กำลังของระบบไฮดรอลิก

ตาราง 3.11 กำลังของระบบไฮดรอลิก

ช่วง	ความเร็วรอบ (rad/s)	แรงบิด (N.m)	กำลังเข้าปั๊มไฮดรอลิก (kW)	ความดัน (kPa)	อัตราการไหล (m ³ /s)	กำลังจากปั๊มไฮดรอลิก (kW)	แรง (N)	ความเร็ว (m/s)	กำลังจากกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก (kW)
กระบอกลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้น	226.19	49.301	11.15	5,867	1.8×10^{-3}	10.56	20,000	0.218	4.36
กระบอกลูกสูบเคลื่อนที่ลง	226.19	41.419	9.37	4,929	1.8×10^{-3}	8.87	10,000	0.314	3.14
เปิดฝา	226.19	25.764	5.83	3,066	1.8×10^{-3}	5.52	23,000	0.136	3.13
ปิดฝา	226.19	29.495	6.67	3,510	1.8×10^{-3}	6.32	2,000	0.267	0.53

จากตารางที่ 3.11 พบว่า ขั้นตอนยกกระบะรวมกองขึ้นรถบรรทุกต้องการกำลังจากปั๊มไฮดรอลิกมากที่สุดคือ 10.56 กิโลวัตต์ แต่ให้กำลังเพียง 4.36 กิโลวัตต์ ซึ่งได้กำลังคิดเป็นร้อยละ 41.29 ของกำลังที่ต้องการจากปั๊มไฮดรอลิก ส่วนขั้นตอนกระบอกลูกสูบเคลื่อนที่ลง การเปิดฝาระบะรวมกอง และการปิดฝาระบะรวมกอง ให้กำลังคิดเป็นร้อยละ 33.51, 53.69 และ 7.95 ตามลำดับ โดยขั้นตอนที่สูญเสียพลังงานมากที่สุดคือขั้นตอนการปิดฝาระบะรวมกอง ส่วนขั้นตอนการสูญเสียพลังงานน้อยที่สุดคือขั้นตอนกระบอกลูกสูบเคลื่อนที่ลง

3.3 วิธีการทดสอบการใช้งานเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

การทดสอบการใช้งานเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังจะทำการทดสอบแบบสุ่มแปลงการทดสอบ โดยแต่ละการทดสอบจะใช้การทดสอบมันสำปะหลังครั้งละ 30 ต้น หรือคิดเป็น 24 ตารางเมตร จำนวน 3 ครั้ง โดยจะทำการทดสอบแต่ละส่วน ดังต่อไปนี้

3.3.1 วิธีการทดสอบการใช้งานผลขุดมันสำปะหลัง

1. ทำการเก็บข้อมูลความเร็วของรถแทรกเตอร์ขณะกำลังขุดมันสำปะหลัง
2. เมื่อทำการขุดเหง้ามันสำปะหลังครบ 30 ต้นแล้ว ทำการเก็บข้อมูลของจำนวนเหง้ามันสำปะหลังที่สมบูรณ์และจำนวนเหง้ามันสำปะหลังที่เกิดการแตกหักด้วยการสังเกตด้วยตาเปล่า
3. ทำขั้นตอนที่ 1 และ 2 ซ้ำทั้งหมด 3 การทดสอบ

3.3.2 วิธีการทดสอบการใช้งานชุดร่อนดิน

1. ทำการเก็บข้อมูลความเร็วรอบของเพลลาอำนวยการกำลัง โดยใช้เครื่องมือวัดความเร็วรอบ
2. เมื่อใช้งานชุดร่อนดินเสร็จเรียบร้อยแล้ว ทำการเดินเก็บเศษเหง้ามันสำปะหลัง และทำการชั่งน้ำหนักเศษมันสำปะหลังที่ขึ้นมากองบนดินและเศษมันสำปะหลังที่ยังคงค้างอยู่ในดินที่ได้จากการขุดด้วยมือ
3. ทำขั้นตอนที่ 1 และ 2 ซ้ำทั้งหมด 3 การทดสอบ

3.3.3 วิธีการทดสอบการใช้งานชุดลำเลียง

อุปกรณ์หนีบมันสำปะหลัง

1. ทำการเก็บข้อมูลความเร็วรอบของเพลลาอำนวยการกำลัง โดยใช้เครื่องมือวัดความเร็วรอบ
2. เมื่อใช้งานอุปกรณ์หนีบมันสำปะหลังเสร็จเรียบร้อยแล้ว ทำการนับจำนวนเหง้ามันสำปะหลังที่ถูกหนีบไปยังกระท้อลำเลียงและจำนวนเหง้ามันสำปะหลังที่ไม่ถูกหนีบไปยังกระท้อลำเลียง
3. ทำขั้นตอนที่ 1 และ 2 ซ้ำทั้งหมด 3 การทดสอบ

กระท่อล่ำเลียง

1. ทำการเก็บข้อมูลควมเร็วรอบของเพลออำนวนยกำลัง โดยใช้เครื่องมื่อวัดควมเร็วรอบ
2. เมื่อใช้งำนกระท่อล่ำเลียงเสร็จเรียบร้อย ทำการนับจำนวนเหงำมันสำปะหลังที่ถูกล่ำเลียงลงกระบะรวมกองสำเร้ง จำนวนเหงำมันสำปะหลังที่กระดอนออกจกกระท่อล่ำเลียง และจำนวนเหงำมันสำปะหลังที่ไม่ตกลงบนกระบะรวมกอง
3. ทำขั้นตอนที่ 1 และ 2 ซ้ำทั้งหมด 3 การทดสอบ

3.3.4 แนวทงการทดสอบการใช้ชุดกระบะรวมกอง

1. ทำการวัดอุณหภูมิของน่ำมันไฮดรอลิกภายในถังพักน่ำมันไฮดรอลิกก่อนการใช้งำน
2. ทำการวัดควมดันจกเกจวัดควมดันก่อนการใช้งำน ขณะยกกระบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ขึ้น ขณะกระบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ลง ขณะเปิดฝापิดกระบะรวมกอง และขณะการปิดฝापิดกระบะรวมกอง
3. ทำการสังเกตว่ำกระบอกสูบไฮดรอลิกขณะยกขึ้นและยกลงนั้นเคลื่อนที่พร้อมกันหรือไม่ รวมทั้งจับเวลาในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบไฮดรอลิก
4. ทำการวัดอุณหภูมิของน่ำมันไฮดรอลิกภายในถังพักน่ำมันไฮดรอลิกภายหลังจากการทำงานครบทุกขั้นตอน
5. ทำการชั่งน่ำหนักของเหงำมันสำปะหลังเมื่อเต็มกระบะรวมกองพอดี
6. ทำการชั่งน่ำหนักดินที่อยู่ภายในกระบะรวมกอง
7. ทำขั้นตอนที่ 1 ถึง 6 ซ้ำทั้งหมด 3 การทดสอบ

3.3.5 การวิเคราะห์ผลการทำงานของชุดอุปกรณ์ล่ำเลียงและชุดกระบะขนย่ำมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

1. วิเคราะห์ควมสมำรถทงทฤษฎีของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง โดยใช้สมการดังนี้

$$\text{ควมสมำรถทงทฤษฎีของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง} = \frac{\text{พื้นที่ที่ทำงานทั้งหมด (ไร่)}}{\text{เวลาที่ใช้สำหรับการชุด (ชั่วโมง) \times จำนวนคนที่ทำงานทั้งหมด (คน)}} \text{ (ไร่/คน-ชั่วโมง)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งำนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ำกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. วิเคราะห์ความสามารถจริงของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง โดยใช้สมการดังนี้

$$\text{ความสามารถจริงของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง (ไร่/คน-ชั่วโมง)} = \frac{\text{พื้นที่ที่ทำงานทั้งหมด (ไร่)}}{\text{(เวลาที่ใช้ขุด+เวลาที่ลำเลียงด้วยชุดโซ่หนีบ+เวลาลำเลียงด้วยกระพ้อ+เวลาเลี้ยวหัวแปลง) (ชั่วโมง)} \times \text{จำนวนคนที่ทำงานทั้งหมด (คน)}$$

3. วิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง โดยใช้สมการดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพการทำงาน} \\ \text{ของเครื่องเก็บเกี่ยว} = \frac{\text{ความสามารถทางทฤษฎีของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง (ไร่/คน-ชั่วโมง)}}{\text{มันสำปะหลัง (ร้อยละ)}}$$

4. วิเคราะห์ร้อยละการสูญเสียของมันสำปะหลังระหว่างการลำเลียงด้วยชุดโซ่หนีบ โดยใช้สมการดังนี้

$$\text{ร้อยละของการสูญเสียของมันสำปะหลังระหว่างการลำเลียงด้วยชุดโซ่หนีบ} = \frac{\text{น้ำหนักมันสำปะหลังที่สูญเสียระหว่างการลำเลียงด้วยชุดโซ่หนีบ(ก.ก.)}}{\text{น้ำหนักมันสำปะหลังทั้งหมดที่ขุดได้ (ก.ก.) + น้ำหนักมันสำปะหลังที่สูญเสียระหว่างการลำเลียงด้วยชุดโซ่หนีบ(ก.ก.)}}$$

5. วิเคราะห์ร้อยละการสูญเสียของมันสำปะหลังระหว่างการลำเลียงด้วยกระพ้อลำเลียง โดยใช้สมการดังนี้

$$\text{ร้อยละการสูญเสียของมันสำปะหลังระหว่างการลำเลียงด้วยกระพ้อลำเลียง} = \frac{\text{น้ำหนักมันสำปะหลังที่สูญเสียระหว่างการลำเลียงด้วยกระพ้อลำเลียง(ก.ก.)}}{\text{น้ำหนักมันสำปะหลังทั้งหมดที่ขุดได้ (ก.ก.) + น้ำหนักมันสำปะหลังที่สูญเสียระหว่างการลำเลียงด้วยกระพ้อลำเลียง (ก.ก.)}}$$

บทที่ 4

ผลการดำเนินงานวิจัย

ผลการดำเนินการออกแบบและพัฒนาสร้างเครื่องชุดมันสำปะหลังเพื่อชุมชนแบบพวงท้ายรถแทรกเตอร์ขนาด 54.5 แรงม้า ที่เพลลาอำนวยการกำลัง 540 รอบต่อนาที ด้วยความเร็วของรถแทรกเตอร์ 3 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ซึ่งมีการศึกษาดังนี้ 1) ผลการออกแบบและพัฒนาผลชุดมันสำปะหลัง 2) ผลการออกแบบและพัฒนาชุดร่อนดินเพื่อนำมันสำปะหลังที่หักอยู่ใต้ดินขึ้นสู่หน้าดินให้ง่ายต่อการเก็บของเกษตรกร 3) ผลการออกแบบและพัฒนาชุดลำเลียงเห้งมันสำปะหลังไปยังกระบะรวมกอง 4) ผลการออกแบบและพัฒนากระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก 5) ผลการทดสอบ และประเมินความสามารถในการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง 6) การวิเคราะห์ผลการทำงานของชุดอุปกรณ์ลำเลียงและชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

4.1 ผลการออกแบบและพัฒนาผลชุดมันสำปะหลัง

การออกแบบผลชุดมันสำปะหลัง มีเงื่อนไข คือ ผลชุดต้องชุดมันสำปะหลังให้ขึ้นมาอย่างสมบูรณ์ไม่มีการแตกหักหรือขาด โดยผลจากการศึกษางานวิจัยเกี่ยวกับผลชุดของ สมนึกและคณะ, (2537) เสรี, (2551) เสรีและสมนึก, (25548) ดนุวัต, (2554) พบว่า ผลชุดมันสำปะหลังที่ดีมีลักษณะเป็นวงกลม และจากงานวิจัยของ ดนุวัต, (2554) พบว่า มันสำปะหลังโดยส่วนมากมีความกว้างเท่ากับ 320-450 มิลลิเมตร มีความยาวเท่ากับ 210-310 มิลลิเมตร ความลึกลงในดินเท่ากับ 120-150 มิลลิเมตร และจะไม่ไถลลงเมื่อมุมของผลชุดมันสำปะหลังเอียงไม่เกิน 14 องศา กับแนวราบ จึงได้ออกแบบให้ผลชุดมันมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 560 มิลลิเมตร และทำมุม 14 องศา กับแนวราบ ดังรูปที่ 4.1 และได้ผลการทดสอบดังตารางที่ 4.1



รูปที่ 4.1 ผลชุดมันสำปะหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.1 แสดงผลการขุดมันสำปะหลังของผาลขุดที่ได้ออกแบบ

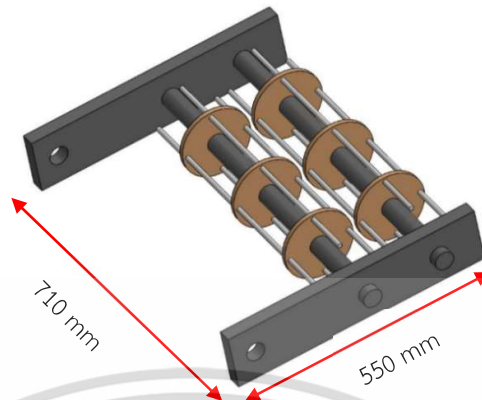
	ครั้งที่ 1	ครั้งที่ 2	ครั้งที่ 3
ความเร็วรถแทรกเตอร์ (เมตร/วินาที)	0.83	0.83	0.83
จำนวนเหง้าที่ขุด (เหง้า)	30	30	30
จำนวนเหง้าที่แตกหัก (เหง้า)	7	4	5
จำนวนเหง้าที่สมบูรณ์ (เหง้า)	23	26	25
จำนวนเหง้าที่สมบูรณ์ (%)	76.67	86.67	83.33

หมายเหตุ จากการทดสอบเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังอายุ 12 เดือน พบว่ามันสำปะหลังมีความกว้างและความยาวสูงสุด 406 มิลลิเมตร ความยาวของเหง้ามันสำปะหลังสูงสุด 254 มิลลิเมตร และความลึกลงในดินเท่ากับ 176 มิลลิเมตร

4.2 ผลการออกแบบและพัฒนาชุดร่อนดินเพื่อนำมันสำปะหลังที่หักอยู่ใต้ดินขึ้นสู่หน้าดินให้ง่ายต่อการเก็บของเกษตรกร

การออกแบบชุดร่อนดินนี้ มีเงื่อนไข คือ ชุดร่อนดินต้องตีดินและร่อนดินให้เป็นก้อนเล็ก ๆ เพื่อให้เห็นหัวมันที่แตกหักอยู่ในดินให้ขึ้นสู่บนดิน เพื่อให้เกษตรกรสามารถเดินเก็บได้ง่ายขึ้น โดยการออกแบบดังนี้

เนื่องจากการศึกษาเครื่องไถพรวนดินที่ใช้กันในปัจจุบันของทำงานสูงสุดที่ 11 นิ้วตันเมตร ซึ่งเป็นแรงบิดที่ใช้ในการไถพรวนดินที่มีประสิทธิภาพ ดังนั้นจึงออกแบบให้ชุดร่อนดินทำงานที่แรงบิดเดียวกัน และมีลักษณะเป็นกรงกระรอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 150 มิลลิเมตร มีความเร็วของชุดตีดิน 4.24 เมตรต่อวินาที เพื่อร่อนดินและตีดินไม่ให้ดินกลบหัวมันสำปะหลังที่แตกหัก มีขนาดและรูปแบบ ดังรูปที่ 4.2 ซึ่งชุดร่อนดินนี้ติดตั้งต่อจากผาลขุด ออกแบบโดยใช้เพลากลม 2 เส้นขนานกัน และใช้โซ่เบอร์ 60 เพื่อขับให้เพลาทิ้ง 2 ไปพร้อมกันและลดโอกาสการติดของเศษดินในร่องโซ่ โดยในการทดสอบ จะทดสอบขุดเหง้ามันสำปะหลังครั้งละ 30 เหง้า ผลการทดสอบชุดร่อนดินได้แสดงในตารางที่ 4.2



รูปที่ 4.2 รูปร่างลักษณะของชุดร่อนดิน



รูปที่ 4.3 ชุดร่อนดินที่ได้สร้างแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.2 แสดงผลการผลการทดสอบชุดร่อนดิน

	ครั้งที่ 1	ครั้งที่ 2	ครั้งที่ 3
ความเร็วรอบเพลลา PTO (รอบ/นาที)	450	437	475
ความเร็วรอบของชุดตีดิน (เมตร/วินาที)	3.53	3.43	3.73
เศษมันสำปะหลัง (กก.)	1.31	0.79	0.98
เศษมันสำปะหลังที่กองบนดิน (กก.)	0.94	0.55	0.72
เศษมันสำปะหลังที่ค้ำในดิน (กก.)	0.37	0.24	0.26
เศษมันสำปะหลังที่กองบนดิน (%)	71.76	69.62	73.47

หมายเหตุ เนื่องจากเศษของมันสำปะหลังมีขนาดเล็ก ดังนั้นอาจมีบางส่วนของเศษมันสำปะหลังที่ค้ำอยู่ในดินไม่ได้ถูกชุดขึ้นมา ในส่วนของการตีดิน ดินส่วนใหญ่ถูกตีจนมีขนาดเล็กลง แต่ดินอีกส่วนหนึ่งที่มีขนาดใหญ่ (มากกว่า 150 มิลลิเมตร) จะถูกตีค้ำให้ออกจากแนวชุดมันสำปะหลัง

4.3 ผลการออกแบบและพัฒนาชุดลำเลียงเห้งมันสำปะหลังไปยังกระบะรวมกอง

การออกแบบชุดลำเลียงมันสำปะหลัง มีเงื่อนไข คือ ต้องออกแบบชุดลำเลียงให้มีความยาวให้น้อย เนื่องจากถ้าชุดลำเลียงมีความยาวมากเกินไปจะทำให้ยากในการเลี้ยวหัวแปลง และต้องลำเลียงมันสำปะหลังต่อจากผลชุดได้อย่างต่อเนื่องโดยไม่ทำให้มันสำปะหลังเสียหาย จึงมีการออกแบบดังนี้

ชุดลำเลียงแบบที่ 1 ดังรูปที่ 4.4 ได้มีการออกแบบให้มีชุดร่อนดินต่อมาจากผลชุดเพื่อร่อนดินที่ติดกับเห้งมันสำปะหลังที่ชุดขึ้นมาได้ออก ต่อจากนั้นมันสำปะหลังจะถูกลำเลียงต่อไปยังชุดกระบะพ้อลำเลียงที่มีแท่งเหล็กยื่นออกมาเพื่อรับมันสำปะหลังต่อจากชุดร่อนดิน ผลการทดสอบพบว่าชุดลำเลียงนี้ไม่สามารถใช้งานได้เนื่องจาก ชุดร่อนดินทำให้มันสำปะหลังแตกหัก และกระบะพ้อลำเลียงไม่สามารถรับมันสำปะหลังและลำเลียงต่อไปได้ เมื่อมันสำปะหลังมาถึงจุดรับจะถูกแท่งเหล็กตีทำให้กระเด็นออกจากชุดลำเลียง



รูปที่ 4.4 ชุดลำเลียงแบบที่ 1

ชุดลำเลียงแบบที่ 2 ดังรูปที่ 4.5 ได้พัฒนามาจากชุดลำเลียงแบบที่ 1 โดยการเพิ่มอุปกรณ์หนีบเหง้ามันสำปะหลังเข้าไปในชุดลำเลียงโดยหนีบมันสำปะหลังขึ้นหลังจากการขูดจากผลขูดเพื่อให้สามารถลำเลียงมันสำปะหลังได้โดยไม่มีการตกหล่น ซึ่งเป็นโซ่ 2 เส้น ส่วนหน้าของอุปกรณ์หนีบมีลักษณะอ้ากว้างเพื่อนำทางมันสำปะหลังเข้าไป จากนั้นแฉกของจันหนีบรัดเหง้ามันสำปะหลังและลำเลียงต่อไปยังกระพ้อลำเลียง โดยออกแบบความเร็วของชุดหนีบไว้ที่ 1.49 เมตรต่อวินาที เช่นเดียวกับความเร็วของกระพ้อลำเลียง ผลการทดสอบแสดงไว้ดังตารางที่ 4.3 และ 4.4

ตารางที่ 4.3 แสดงผลการทดสอบอุปกรณ์หนีบมันสำปะหลัง

	ครั้งที่ 1	ครั้งที่ 2	ครั้งที่ 3
ความเร็วรอบเพลา PTO (รอบ/นาที)	450	437	475
ความเร็วของชุดหนีบ (เมตร/วินาที)	1.24	1.21	1.31
จำนวนเหง้าที่ถูกหนีบ (เหง้า)	25	28	27
จำนวนเหง้าที่ไม่ถูกหนีบ (เหง้า)	5	2	3
จำนวนเหง้าที่ถูกหนีบ (%)	83.33	93.33	90.00

หมายเหตุ ส่วนลำต้นของเหง้ามันสำปะหลังต้องมีขนาดไม่ต่ำกว่า 150 มิลลิเมตร จากการทดลองพบว่ามันสำปะหลังที่ไม่ถูกหนีบขึ้นมานั้นจะเป็นต้นมันปะหลังที่ลำต้นลึมนอนมากจนร่องของอุปกรณ์หนีบนั้นไม่สามารถพาเหง้ามันสำปะหลังเข้ามายังชุดโซ่หนีบได้

จาก Feed Forward Republic พบว่าความเร็วของกระพ้อลำเลียงควรอยู่ในช่วง 1–2 เมตรต่อวินาที และเพื่อให้ระยะของกระพ้อลำเลียงสั้นจึงออกแบบกระพ้อลำเลียงทำมุม 10 องศา กับแนวตั้ง ที่ความเร็วของกระพ้อลำเลียงที่ 1.49 เมตรต่อวินาที ซึ่งอยู่ในช่วง 1.05 ถึง 1.64 เมตรต่อวินาที ที่จะไม่ทำให้มันสำปะหลังตกก่อนถึงกระบะรวมกองหรือเลยออกจากกระบะรวมกอง โดยใช้โซ่แบบ double pitch เบอร์ 80 เพื่อให้เศษของดินไม่ติดร่องโซ่

ตารางที่ 4.4 แสดงผลการทดสอบกระพ้อลำเลียง

	ครั้งที่ 1	ครั้งที่ 2	ครั้งที่ 3
ความเร็วรอบเพลา PTO (รอบ/นาทิต)	450	437	475
ความเร็วชุดลำเลียง (เมตร/วินาที)	1.24	1.21	1.31
จำนวน headings ที่ลำเลียงสำเร็จ (heads)	27	28	27
จำนวน headings ที่กระดอนออก (heads)	3	2	3
จำนวนที่ลำเลียงเลยกระบะ (heads)	-	-	-
จำนวนที่ลำเลียงสำเร็จ (%)	90.00	93.33	90.00

หมายเหตุ headings มันสำปะหลังที่ไม่ถูกหนีบจากชุดโซ่หนีบ บาง headings จะถูกกระพ้อลำเลียงลำเลียงขึ้นไปยังกระบะรวมกอง ในขณะที่บาง headings ถูกกระพ้อลำเลียงตีตกกลับไปยังชุดตีดินแต่ โดยจะถูกตะขอของชุดกระพ้อลำเลียงตีจนทำให้ headings มันสำปะหลังเสียหาย ส่วน headings มันสำปะหลังที่ถูกโซ่หนีบลำเลียงมาทั้งหมดถูกกระพ้อลำเลียงได้ ทำให้สามารถสรุปได้ว่าที่ความเร็วของชุดโซ่หนีบและชุดกระพ้อลำเลียงเดียวกันมีผลให้มันสำปะหลังสามารถลำเลียงได้สำเร็จได้



รูปที่ 4.5 ชุดลำเลียงแบบที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 ผลการออกแบบและพัฒนากระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก

การออกแบบชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นสู่รถบรรทุก มีเงื่อนไขต้องยกชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุกหกล้อ โดยยกสูงขึ้นเหนือจากพื้นดินประมาณ 2.2 เมตร และกระบะรวมกองจะต้องบรรจุมันสำปะหลังได้ปริมาณมากพอ จากการศึกษาของคณูวัต ทางดี พบว่ากระบะที่มีปริมาตร 1 ลูกบาศก์เมตรสามารถบรรจุมันสำปะหลังได้ในช่วง 171-207 กิโลกรัม จึงได้ออกแบบให้กระบะรวมกองมีขนาด กว้าง×ยาว×สูง เท่ากับ $1.7 \times 1.0 \times 1.2$ หรือมีปริมาตร 2.04 ลูกบาศก์เมตร ซึ่งบรรจุได้มันสำปะหลังได้สูงสุด 422 กิโลกรัม ดังรูปที่ 4.6 โดยได้ออกแบบให้ใช้กระบะบอกสูบไฮดรอลิกจำนวนสองกระบะบอกสูบในการยกกระบะมันรวมกองนี้ด้วยความเร็ว 0.218 เมตรต่อวินาที และเคลื่อนที่ลงด้วยความเร็ว 0.314 เมตรต่อวินาที ซึ่งอยู่ในช่วงความเร็วในการยกของรถโฟล์คลิฟต์โดยทั่วไป และในการเปิดปิดฝาสำหรับเทมันสำปะหลังได้ออกแบบให้ใช้กระบะบอกสูบเช่นเดียวกัน ซึ่งต้นกำลังของระบบไฮดรอลิกนั้นได้ใช้แรงจากเพลลาอำนาจกำลังของรถแทรกเตอร์มาขับเคลื่อนไฮดรอลิกเพื่อสร้างแรงดันและอัตราการไหลให้น้ำมันไฮดรอลิก

การออกแบบชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นสู่รถบรรทุกนี้ไม่สามารถสร้างให้เสร็จได้ในงานวิจัยนี้ เพียงแต่ได้ทำการออกแบบและคำนวณไว้เท่านั้น โดยปัจจัยที่สำคัญของชุดยกกระบะขนย้ายนี้คือ ความเร็วของกระบะบอกสูบไฮดรอลิกทั้งสองกระบะบอกสูบต้องมีความเร็วเท่ากัน และอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก เพราะว่าหากกระบะบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่ไม่พร้อมกันจะทำให้คานยกมันสำปะหลังเกิดการเอียงและอาจทำให้ชุดกระบะขนย้ายเกิดความเสียหายได้ ส่วนอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกนั้นถ้าหากสูงเกิน 50 องศาเซลเซียส จะทำให้ความหนืดของน้ำมันไฮดรอลิกลดลงและทำให้ความสามารถของของเหลวส่งกำลังลดลง แต่จะสามารถแก้ไขได้ด้วยการใช้พัดลมระบายความร้อนในการควบคุมอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก



รูปที่ 4.6 ชุดขนย้ายมันสำปะหลัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 ผลการทดสอบ และประเมินความสามารถในการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง

จากการนำเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังไปทดสอบเก็บมันสำปะหลังอายุ 12 เดือน ในช่วงกลางเดือนมีนาคม พบว่า ดินในไร่มันสำปะหลังที่ทำการทดสอบนั้นมีลักษณะแข็ง แห้งและจับตัวกันเป็นก้อนใหญ่ แต่เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังก็สามารถขุดเหง้ามันสำปะหลังขึ้นมาสู่ผิวหน้าดินได้ดี โดยมีการตกค้างเนื่องจากการขาดของมันเป็นสำปะหลังเฉลี่ยคิดเป็นร้อยละ 17.78 ของเหง้ามันสำปะหลังที่สมบูรณ์ โดยมันสำปะหลังที่ขาดนั้นจะขาดบริเวณปลายของเหง้ามันสำปะหลังที่มีขนาดใหญ่และลึกลงไปในดินมากทั้งนี้ผลของการขาดของเหง้ามันสำปะหลังเกิดจากการที่เหง้ามันสำปะหลังลึกลงไปแนวตั้งมาก ทำให้เมื่อถูกขุดขึ้นมา บริเวณปลายจะถูกแรงในดินทำให้เกิดความเสียหายและขาดค้างอยู่ในดิน อีกทั้งผลจากการแย่งออกจากแนวร่องของมันสำปะหลังก็มีผลกับการขาดของเหง้ามันสำปะหลังด้วยเช่นกัน เพราะจะไม่มีผลขุดช่วยในการขุดบริเวณที่เลยความกว้างของผลขุดไปทำให้มันสำปะหลังขาดค้างอยู่ในดิน

มันสำปะหลังที่ค้างอยู่ในดินนั้น พบว่า จะถูกขุดขึ้นมาบนผิวดินเนื่องจากถูกขุดร่อนดินดีดินที่ส่งต่อมาจากผลขุดจนทำให้เห็นเศษมันสำปะหลังที่ขาดชัดเจนขึ้น โดยมีเศษมันสำปะหลังที่ถูกนำขึ้นมาในดินเฉลี่ยคิดเป็นร้อยละ 71.71 ของเศษเหง้ามันสำปะหลังทั้งหมดที่พบและขุดหาได้ ส่วนของเศษมันสำปะหลังที่ไม่ถูกขุดขึ้นมานั้น เกิดจากการที่ผลขุดไม่ได้ขุดดินบริเวณนั้นขึ้นมา ทำให้เศษมันสำปะหลังนั้นยังคงค้างอยู่ในดินเช่นเดิม ดินที่ถูกขุดร่อนดินดีนั้นจะมีขนาดเล็กลงจนทำให้ง่ายต่อการหาเศษของมันสำปะหลัง ส่วนดินที่มีขนาดใหญ่มากจะถูกดีดออกจากแนวร่องขุดมันสำปะหลัง

สำหรับขุดโซ่หนีบมันสำปะหลัง พบว่า สามารถหนีบมันสำปะหลังไปยังกระพ้อลำเลียงได้สำเร็จเฉลี่ยคิดเป็นร้อยละ 88.89 โดยเหง้ามันสำปะหลังที่ไม่ถูกลำเลียงขึ้นมานั้นทั้งหมดเป็นเหง้ามันสำปะหลังที่ลำต้นล้มนอนจนไม่สามารถเข้าชุดโซ่หนีบได้ การใช้ชุดโซ่หนีบมันสำปะหลังพบว่าสามารถทำให้ดินที่ติดอยู่กับเหง้ามันสำปะหลังหลุดออกไปได้มาก

ในส่วนของกระพ้อลำเลียงนั้น พบว่า มันสำปะหลังที่ถูกพามาจากโซ่หนีบนั้นทั้งหมดสามารถถูกลำเลียงไปยังกระบะรวมกองได้ อีกทั้งกระพ้อลำเลียงยังสามารถนำเหง้ามันสำปะหลังบางส่วนที่ล้มนอนขึ้นไปยังกระบะรวมกองได้ แต่บางส่วนก็จะถูกกระพ้อลำเลียงตีกลับไปและทำให้เหง้ามันสำปะหลังเกิดความเสียหาย แต่ในการทดลองครั้งนี้ยังไม่สามารถระบุได้ว่าเหง้ามันสำปะหลังจะถูกขนส่งให้ตกก่อนหรือเลยออกจากกระบะรวมกองหรือไม่ เนื่องจากชุดกระบะรวมกองยังไม่เสร็จสมบูรณ์ แต่การทดลองครั้งนี้ทำให้สามารถสรุปได้ว่าความเร็วที่เท่ากันของชุดโซ่หนีบและกระพ้อลำเลียงนั้นสามารถทำให้เหง้ามันสำปะหลังถูกลำเลียงได้อย่างต่อเนื่อง โดยในอนาคตอาจสามารถ

หายางมาหุ้มบริเวณตะขอของกระพ้อลำเลียงเพื่อช่วยลดความเสียหายอันเนื่องการถูกตะขอตีของ
 เหน้้ำมันสำปะหลังที่ล้นนอน

จากการทดลองครั้งนี้สามารถสรุปได้ว่า เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้สามารถเก็บ
 เกี่ยวมันสำปะหลังในพื้นที่ที่มีดินแข็งและก้อนใหญ่ได้ แต่ไม่เหมาะสำหรับไร่มันสำปะหลังที่ลำต้นของ
 เหน้้ำมันสำปะหลังเยื้องออกจากแนวร่องมาก และไม่เหมาะสำหรับเหน้้ำมันสำปะหลังที่ลำต้นล้นนอน

เนื่องจากการทดลองครั้งนี้ไม่สามารถหารถแทรกเตอร์ที่ให้ความเร็วรอบของเพลลาอำนาจ
 กำลังที่ 540 รอบต่อนาที มาทำการทดสอบได้

4.6 ผลการเปรียบเทียบความสามารถในการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง กับความสามารถในการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องต้นแบบ

ในหัวข้อนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้
 เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังต้นแบบของดนูวัต และวิธีการเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่เกษตรกรนิยมใช้
 ทั่วไป โดยจะหาค่าความสามารถในการทำงาน ความต้องการด้านแรงงาน และร้อยละความสูญเสียใน
 การทำงานของการทดสอบมันสำปะหลังใน 1 ไร่ แต่เนื่องจากขาดส่วนของอุปกรณ์ขนย้ายมัน
 สำปะหลังจึงยังไม่สามารถวิเคราะห์ในส่วนนี้ได้ แต่จากการคำนวณทางทฤษฎีที่ออกแบบไว้ทำให้มี
 ความสามารถทางทฤษฎีของเครื่องเก็บเกี่ยวเท่ากับ 0.53 ไร่/คน-ชั่วโมง ซึ่งมีความสามารถมากกว่า
 เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังต้นแบบของดนูวัต และวิธีการเกี่ยวมันสำปะหลังที่เกษตรกรนิยมใช้กัน

บทที่ 5

สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการศึกษา

การศึกษาและการพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนแบบพวงท้ายรถแทรกเตอร์มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาความสามารถของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังแบบพวงท้ายรถแทรกเตอร์ให้สามารถเก็บเกี่ยวและลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังได้อย่างต่อเนื่อง สามารถออกแบบและคำนวณเพื่อเลือกใช้ชิ้นส่วนที่เหมาะสมในชุดลำเลียงเหง้ามันสำปะหลัง สามารถออกแบบโครงสร้างและระบบไฮดรอลิกสำหรับชุดยกกระบะรวมกองขึ้นท้ายรถบรรทุก รวมทั้งศึกษาและออกแบบความเร็วของกลไกให้เหมาะสมกับเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลัง จากการทดสอบการใช้งานเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่สร้างขึ้นสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดสอบการพัฒนาผลผลิตในเครื่องขุดมันสำปะหลังเพื่อชุมชน พบว่า ผลผลิตขุดมันสำปะหลังรูปวงกลมที่สร้างขึ้นสามารถใช้งานได้ดี และสามารถขุดมันสำปะหลังขึ้นมาได้โดยที่หัวมันสำปะหลังโดยส่วนใหญ่ยังคงสมบูรณ์อยู่ โดยที่ความเร็วของผลผลิต 0.83 เมตรต่อวินาที สามารถเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังได้สมบูรณ์เฉลี่ยร้อยละ 82.23

2. ผลการทดสอบการพัฒนาชุดร่อนดินเพื่อนำมันสำปะหลังที่หักได้ดินขึ้นสู่หน้าดิน พบว่าชุดร่อนดินสามารถตีดินก้อนใหญ่ให้เล็กลงได้ และสามารถทำให้เศษมันสำปะหลังที่หักค้างอยู่ในดินนั้นสามารถขึ้นมากองบนดินได้เพื่อให้ง่ายต่อการเก็บมันสำปะหลังที่ตกค้าง โดยที่ชุดร่อนดินทำงานที่มีความเร็วรอบเฉลี่ย 454 รอบต่อนาที หรือมีความเร็วเชิงเส้น 3.56 เมตรต่อวินาที สามารถหาเศษมันสำปะหลังได้เฉลี่ยร้อยละ 71.71

3. ผลการทดสอบการพัฒนาชุดลำเลียงเหง้ามันสำปะหลังไปยังกระบะรวมกอง พบว่าชุดลำเลียงแบบที่ 1 ไม่เหมาะกับการลำเลียงมันสำปะหลัง เนื่องจาก มันสำปะหลังไม่มีทิศทางที่แน่นอนหลังจากโดนขุดขึ้นมาโดยผลผลิตจึงไม่สามารถขึ้นสู่กระบะพ้อลำเลียงได้ และกระบะพ้อลำเลียงกระทบกับมันสำปะหลังจนทำให้มันสำปะหลังเกิดความเสียหายแล้วกระเด็นออกจากชุดลำเลียง และ ผลการทดสอบชุดลำเลียงแบบที่ 2 พบว่า โซ่ลำเลียงสามารถควบคุมทิศทางของมันสำปะหลังได้ดีและสามารถลำเลียงมันสำปะหลังเพื่อส่งต่อไปยังกระบะพ้อลำเลียงได้ดี โดยที่มีดินติดขึ้นมากับหัวมันสำปะหลังเพียงเล็กน้อย แต่ชุดลำเลียงนี้ไม่เหมาะสำหรับเหง้ามันสำปะหลังที่ลำต้นลึมนอน เพราะนอกจากเหง้ามันสำปะหลังจะไม่ถูกลำเลียงแล้ว ยังถูกกระบะพ้อลำเลียงทำให้มันสำปะหลังเสียหาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อีกด้วย และผลการทดสอบนี้ทำให้ทราบว่า ความเร็วเชิงเส้นของชุดโซ่ลำเลียงและกระท้อลำเลียงที่มีความเร็วเดียวกัน ทำให้เหง้ำมันสำปะหลังสามารถลำเลียงได้อย่างต่อเนื่อง โดยความเร็วที่เหมาะสมสำหรับเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุดนี้คือ 1.05-1.64 เมตรต่อวินาที ซึ่งเป็นความเร็วที่ไม่ทำให้มันสำปะหลังกระเด็นออกนอกชุดกระบะรวมกองหรือตกก่อนถึงชุดกระบะรวมกอง

4. ผลการออกแบบชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังขึ้นรถบรรทุก โดยออกแบบให้ใช้กระบอบอกสูบไฮดรอลิกจำนวน 2 กระบอบอกสูบต่างขนาดกันต่ออนุกรมกัน เพื่อออกแบบให้กระบอบอกสูบทั้งสองเคลื่อนที่ขึ้นด้วยความเร็วเท่ากัน ซึ่งกระบอบอกสูบนี้สามารถยืดออกเพื่อยกให้ยกกระบะรวมกองขึ้นสู่รถบรรทุกที่มีความสูง 2.2 เมตร ส่วนขนาดของกระบะรวมกองออกแบบให้มีปริมาตร 2 ลูกบาศก์เมตรเพื่อรองรับมันสำปะหลังน้ำหนักประมาณ 420 กิโลกรัม และในชุดกระบะขนย้ายขึ้นรถบรรทุกยังมีกระบอบอกสูบไฮดรอลิกสำหรับเปิดปิดฝากระบะรวมกองเพื่อให้สะดวกต่อการใช้งาน

5. ผลการทดสอบและประเมินความสามารถในการทำงานของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังพบว่า เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้สามารถเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังในพื้นที่ที่มีดินแข็งและก้อนใหญ่ได้ แต่ไม่เหมาะสำหรับไร่มันสำปะหลังที่ลำต้นของเหง้ำมันสำปะหลังเียงออกจากแนวร่องมาก และไม่เหมาะสำหรับเหง้ำมันสำปะหลังที่ลำต้นลึมนอน

คณะผู้จัดทำคาดหวังว่าเมื่อเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนสำหรับพ่วงท้ายรถแทรกเตอร์นี้เสร็จสมบูรณ์จะสามารถช่วยอำนวยความสะดวกให้กับเกษตรกรผู้ปลูกมันสำปะหลัง โดยสามารถใช้งานได้อย่างต่อเนื่อง มีประสิทธิภาพ ช่วยลดแรงงานในการเก็บเกี่ยว รวมถึงช่วยลดระยะเวลาในการเก็บเกี่ยว

5.2 ข้อเสนอแนะ

การศึกษาและพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังชุมชนที่ได้สร้างขึ้นนี้เพื่อเป็นแนวทางให้การพัฒนาเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังต่อไปในอนาคต โดยเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังที่ได้พัฒนาขึ้นนี้ยังคงมีข้อจำกัดในการใช้อยู่มาก ทั้งมันสำปะหลังต้องมีระยะห่างระหว่างต้นและระยะห่างระหว่างแถวที่กว้างพอ ต้นมันสำปะหลังต้องไม่ล้มและไม่เียงออกจากแนวร่อง ซึ่งเป็นปัจจัยที่ควบคุมได้ยากสำหรับการเพาะปลูกมันสำปะหลัง อีกทั้งขนาดของเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังเครื่องนี้ยังคงมีความยาวที่มากประมาณ 3 เมตร ทำให้ยากในการเลี้ยวหัวแปลง จึงควรออกแบบให้มีขนาดเล็กลงและเหมาะสำหรับรถแทรกเตอร์ขนาดเล็ก และเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้ยังคงต้องการการก่อสร้างชุดกระบะขนย้ายมันสำปะหลังเพื่อให้ผู้ใช้สามารถใช้เก็บเกี่ยวได้ครบทุกขั้นตอนมากขึ้น อีกทั้งเครื่อง

เก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้ควรมีการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์เพื่อให้สามารถคำนวณได้ว่าเครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังนี้สามารถผลิตแล้วนำมาใช้ได้จริงหรือไม่ มีระยะคุ้มทุนเท่าใด เพื่อให้ง่ายต่อการตัดสินใจของเกษตรกรผู้ปลูกมันสำปะหลัง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- กรมพัฒนาที่ดิน. (2546). **มันสำปะหลัง**. กรุงเทพฯ : กลุ่มอนุรักษ์ดินและน้ำ สำนักวิจัยและพัฒนาการ
จัดการที่ดิน.
- ขวัญชัย สินทร์พัสสมบูรณ์. (2555). **ไฮดรอลิกอุตสาหกรรม**. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น.
- دنوّศ ทางดี. (2554). **การออกแบบสร้างและทดสอบเครื่องชุดและเก็บรวบรวมเหง้ำมันสำปะหลัง
ต้นแบบ**. วิทยานิพนธ์ ปรัชญาดุขฎีบัณฑิต. ขอนแก่น : มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- ลือพงษ์ ลือนาม. (2547). การเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังในประเทศไทย. **วารสารพระจอมเกล้า**. 22(3):
66-72. สืบค้นเมื่อ 15 ตุลาคม 2562.
- วิชา หมั่นทำการ. (2560). **เครื่องเก็บเกี่ยวมันสำปะหลังแบบถอนหัวมันขึ้น**. กรุงเทพฯ :
มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์.
- ศุภชัย ตระกูลทรัพย์ทวี และ ยรรยง ศรีสม. (2546). **เทคนิคขนถ่ายวัสดุ ชุดที่ 1**. พิมพ์ครั้งที่ 1.
กรุงเทพฯ : เอ็มแอนด์อี, บจก.
- ศุภวัฒน์ ปากเมย. (2540). **การออกแบบและประเมินผลเครื่องชุดมันสำปะหลัง**. ขอนแก่น :
มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- สมนึก ชูศิลป์ และ สุรพล ภูมิพระบุ และ พงษ์พิพัฒน์ ปากเมย. (2537). **การออกแบบและพัฒนา
เครื่องชุดมันสำปะหลัง**. ขอนแก่น : มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
- อนุชิต ฉำสิงห์ และคณะ. (2552, มกราคม-ธันวาคม). **วิจัยและพัฒนาเครื่องชุดมันสำปะหลังแบบไถ
หมุน**. 15(1): 13-18. สืบค้นเมื่อ 15 ตุลาคม 2562.
- Beer, Ferdinand P., Johnston, E. Russell, Jr., and Dewolf, John T. (2015). **Mechanics of
Materials**. 7th ed. New York : McGraw-Hill Education.
- Esposito, Anthony. (2003). **Fluid power with applications**. 6th ed. Upper Saddle River,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Mike Sondalini. (2004). **BELT BUCKET ELEVATOR DESIGN NOTES**. 2nd ed. Australia :
Feed Forward Publications.

Richard G. Budynas and J. Keith Nisbett. (2015). **Shigley's Mechanical Engineering
Design**. 10th ed. New York : McGraw-Hill Education.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 1.ก เหน็ดสูญเสียดังจากก้านสูบ B ถึงถึงน้ำมันไฮดรอลิก

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

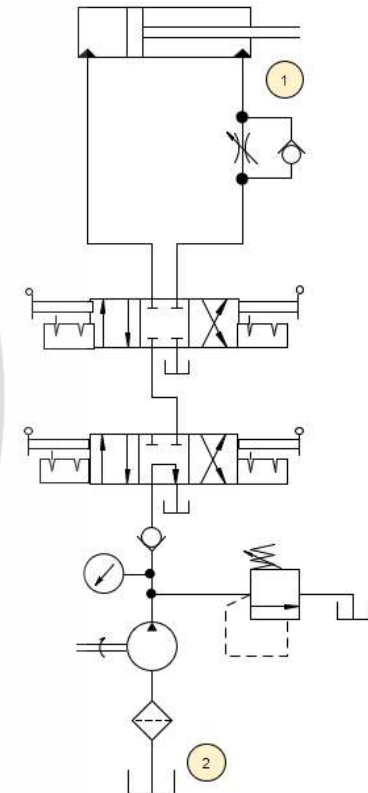
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (m)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _L (m)
1	ท่อกลับ	50	42	0.042	2	33.49	0.000558	0.40	36.881	0.12	0.2894	0.114
2	ท่อกระบอกสูบ	25	20	0.020	2	33.49	0.000558	1.78	77.450	0.12	0.1948	3.134
รวม												3.248

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _L (m)
1	One-way restrictor	4	46.5
2	Directional valve with manual actuation	1	11.6
รวม			58.1

Head loss (H_L) = Major loss + Valve losses
 = 61.4 m
ประมาณค่า Head loss (H_L) = 63 m
Pressure drop = 541950.5 Pa
= 542 kPa



ตาราง 2.ก เหนดสูญเสี่ยจากลูกสูบ A ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิก

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

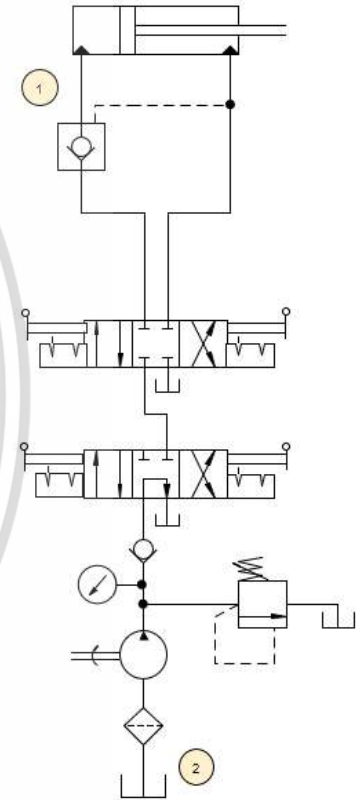
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (m)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _f (m)
1	ท่อกลับ	50	42	0.042	2	147.79	0.002463	1.78	162.754	0.12	0.1334	1.023
2	ท่อกระบอกสูบ	38	30	0.030	2	147.79	0.002463	3.48	227.855	0.12	0.1034	0.115
รวม												1.138

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _v (m)
1	Pilot-operating check valve	3.5	40.7
2	Directional valve with manual actuation	15	174.4
รวม			215.1

$$\begin{aligned}
 \text{Head loss (H}_f\text{)} &= \text{Major loss + Valve losses} \\
 &= 216.2 \text{ m} \\
 \text{ประมาณค่า Head loss (H}_f\text{)} &= 219 \text{ m} \\
 \text{Pressure drop} &= 1883923.2 \text{ Pa} \\
 &= 1884 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$



ตาราง 3.ก เหน็ดสูญเสียจากก้านสูบ C ถึงถึงน้ำมันไฮดรอลิก

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

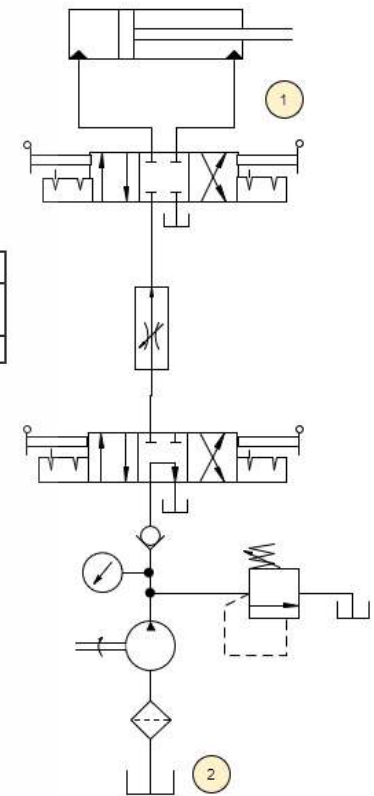
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	LD (m)	ความยาว (m)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _L (m)
1	ทอกลับ	25	20	0.020	2	20.93	0.000349	1.11	48.403	0.12	0.2510	1.577
2	ทอกรับนอกสูบ	25	20	0.020	1	20.93	0.000349	1.11	48.403	0.12	0.2510	0.789
รวม												2.366

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _L (m)
1	Directional valve with manual actuation	0.5	5.8
รวม			5.8

$$\begin{aligned}
 \text{Head loss (H}_L\text{)} &= \text{Major loss + Valve losses} \\
 &= 8.2 \text{ m} \\
 \text{ประมาณค่า Head loss (H}_L\text{)} &= 10 \text{ m} \\
 \text{Pressure drop} &= 86023.89 \text{ Pa} \\
 &= 86 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$



ตาราง 4.ก เหนดสูญเสียน้ำจากลูกสูบ C ถึงถังน้ำมันไฮดรอลิก

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

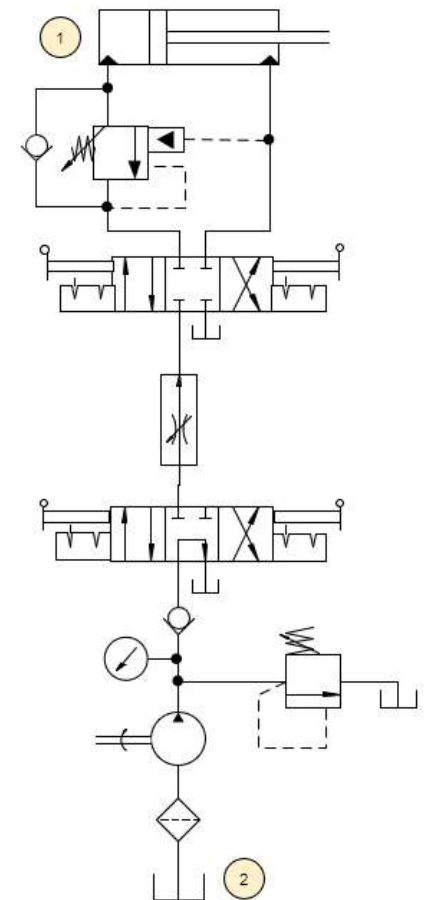
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (ม)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _L (m)
1	ท่อกลับ	25	20	0.020	2	80.47	0.001341	4.27	186.097	0.12	0.1267	11.765
2	ท่อระบายกลับ	25	20	0.020	1	80.47	0.001341	4.27	186.097	0.12	0.1267	5.883
รวม												17.648

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _L (m)
1	Counterbalance valve	42	488.2
2	Directional valve with manual actuation	4.5	52.3
รวม			540.5

$$\begin{aligned}
 \text{Head loss (H}_L\text{)} &= \text{Major loss + Valve losses} \\
 &= 558.2 \text{ m} \\
 \text{ประมาณค่า Head loss (H}_L\text{)} &= 560 \text{ m} \\
 \text{Pressure drop} &= 4817337.8 \text{ Pa} \\
 &= 4817 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$



ตาราง 5.ก เหน็ดสูญเสียดังน้ำมันไฮดรอลิกถึงลูกสูบ A

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

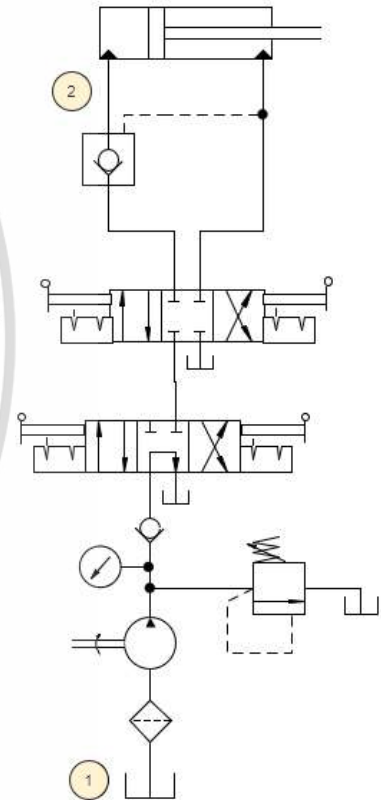
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (ม)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _f (m)
1	ท่อตัด	50	42	0.042	0.5	102.6	0.001710	1.23	112.988	0.12	0.1593	0.147
2	ท่อยาว	38	30	0.030	2	102.6	0.001710	2.42	158.184	0.12	0.1357	2.698
	รวม											2.845

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _f (m)
1	Filter 3 micron	2.5	29.1
2	Check Valve	1.6	18.6
3	Directional valve with manual actuation (TANDEM)	7.4	86.0
4	Directional valve with manual	6	69.7
5	Pilot-operating check valve	11	127.9
	รวม		331.3

Head loss (H_f) = Major loss + Valve losses
 = 334.1 m
 ประมาณค่า Head loss (H_f) = 336 m
 Pressure drop = 2890402.7 Pa
 = 2890 kPa



ตาราง 6.ก เหนดสูญเสยจากถ้งน้ำนไฮดรอลลกถ้งก้านสูบ B

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

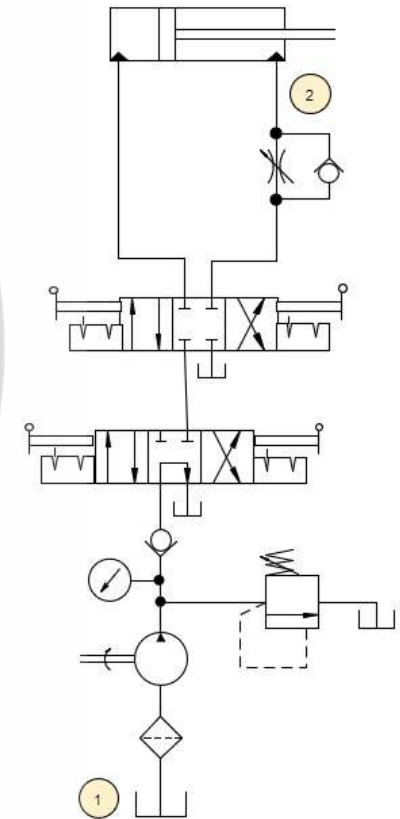
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (ม)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _f (m)
1	ท่อคุด	50	42	0.042	0.5	102.6	0.001710	1.23	112.988	0.12	0.1593	0.147
2	ท่อยาว	38	30	0.030	1	102.6	0.001710	2.42	158.184	0.12	0.1357	1.349
3	ท่อยาว	25	20	0.020	3	48.24	0.000804	2.56	111.561	0.12	0.1616	8.090
รวม												9.586

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _f (m)
1	Filter 3 micron	2.5	29.1
2	Check Valve	1.6	18.6
3	Directional valve with manual actuation (TANDEM)	7.4	86.0
4	Directional valve with manual	6	69.7
5	One-way restrictor	8	93.0
รวม			296.4

$$\begin{aligned}
 \text{Head loss (H}_f\text{)} &= \text{Major loss + Valve losses} \\
 &= 306.0 \text{ m} \\
 \text{ประมาณค่า Head loss (H}_f\text{)} &= 308 \text{ m} \\
 \text{Pressure drop} &= 2649535.8 \text{ Pa} \\
 &= 2650 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$



ตาราง 7.ก เหน็ดสูญเสียดังน้ำมันไฮดรอลิกถึงลูกสูบ C

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

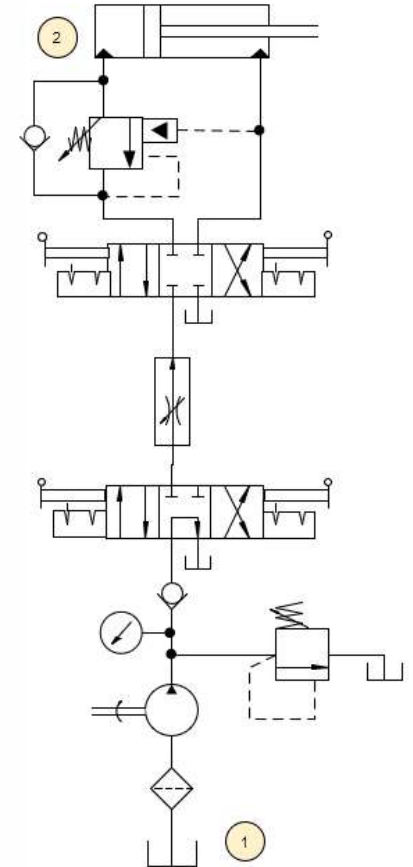
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (m)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _L (m)
1	ท่อตูด	50	42	0.042	0.5	102.6	0.001710	1.23	112.988	0.12	0.1593	0.147
2	ท่อยาว	38	30	0.030	1	102.6	0.001710	2.42	158.184	0.12	0.1357	1.349
3	ท่อยาว	25	20	0.020	1.5	41.04	0.000684	2.18	94.910	0.12	0.1753	3.176
รวม												4.673

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _L (m)
1	Filter 3 micron	2.5	29.1
2	Check valve	1.6	18.6
3	Directional valve with manual actuation (TANDEM)	7.4	86.0
4	Needle valve	5	58.1
5	Directional valve with manual	2	23.2
6	Counterbalance valve	6.9	80.2
รวม			295.3

$$\begin{aligned}
 \text{Head loss (H}_L\text{)} &= \text{Major loss + Valve losses} \\
 &= 299.9 \text{ m} \\
 \text{ประมาณค่า Head loss (H}_L\text{)} &= 301 \text{ m} \\
 \text{Pressure drop} &= 2589319.1 \text{ Pa} \\
 &= 2589 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$



ตาราง 8.ก เหนดสูญเสยจากถังน้ำมันไฮดรอลิกถึงก้านสูบ C

kinetic viscosity	45.88	mm ² /s
	0.0004588	m ² /s
density	0.8769	g/cm ³
	876.9	kg/m ³

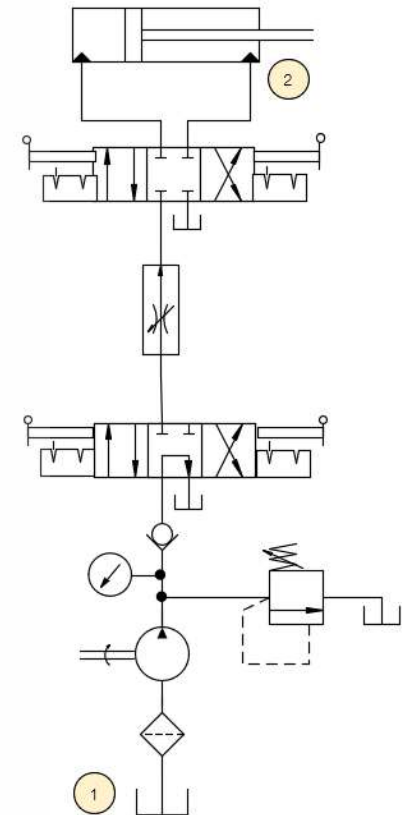
Major loss

	ชนิด	OD (mm)	ID (mm)	ID (m)	ความยาว (ม)	Q (LPM)	Q (m ³ /s)	v (m/s)	Re	roughness (mm)	fiction factor	H _L (m)
1	ท่อจุด	50	42	0.042	0.5	102.6	0.001710	1.23	112.988	0.12	0.1593	0.147
2	ท่อยาว	38	30	0.030	1	102.6	0.001710	2.42	158.184	0.12	0.1357	1.349
3	ท่อยาว	25	20	0.020	1.8	41.04	0.000684	2.18	94.910	0.12	0.1753	3.811
รวม												5.308

Losses in valves

	ชนิด	Pressure Drop (bars)	H _L (m)
1	Filter 3 micron	2.5	29.1
2	Check valve	1.6	18.6
3	Directional valve with manual actuation (TANDEM)	7.4	86.0
4	Needle valve	5	58.1
5	Directional valve with manual	2	23.2
รวม			215.1

$$\begin{aligned}
 \text{Head loss (H}_L) &= \text{Major loss + Valve losses} \\
 &= 220.4 \text{ m} \\
 \text{ประมาณค่า Head loss (H}_L) &= 222 \text{ m} \\
 \text{Pressure drop} &= 1909730.4 \text{ Pa} \\
 &= 1910 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

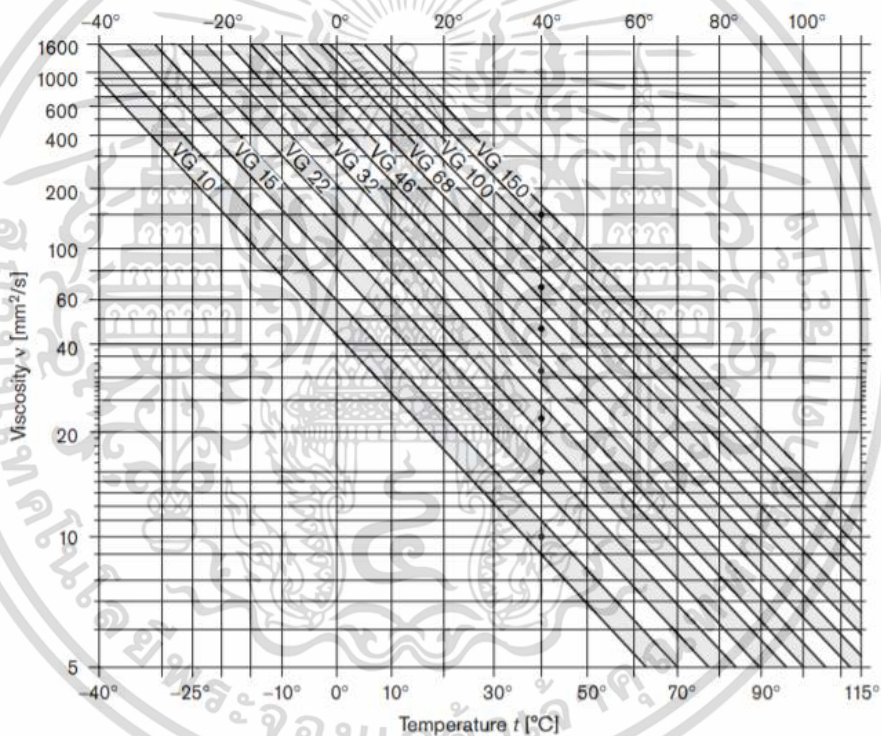




เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 1.ข น้ำมันไฮดรอลิก

Typical Characteristics							
Tests	Methods	Units	Results				
			32	37	46	68	100
Kinematic Viscosity at 40 °C	ASTM D 445	mm ² /s	31.57	36.85	45.88	68.98	97.55
Kinematic Viscosity at 100 °C	ASTM D 445	mm ² /s	5.59	6.17	7.024	8.90	11.10
Viscosity Index	ASTM D 2270		115.9	114.5	110.6	103.5	98
Density at 15 °C	ASTM D 4052	g/cm ³	0.8702	0.8740	0.8769	0.8835	0.8884
Flash Point (COC)	ASTM D 92	°C	229	231	242	255	276
Pour Point	ASTM D 97	°C	-12	-12	-9	-9	-6
Copper Strip Corrosion	ASTM D 130		1b	1b	1b	1b	1b
Foaming	ASTM D 892	ml/ml	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0
	Seq. II	ml/ml	10/0	10/0	0/0	0/0	0/0
	Seq. III	ml/ml	0/0	0/0	0/0	0/0	0/0

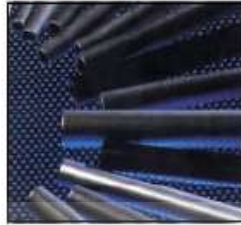


อ้างอิง :

- [1] https://pttlubricants.pttor.com/pds_msds.cshtml?r_product_id=5,6,7,8,237&language=en
 [2] <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-support/hydraulic-fluids/index>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2.ข ขนาดท่อไฮดรอลิก



BENTELER 
Hydraulic Tubing
 ST 37.4 มาตรฐาน DIN 2391
 จากประเทศเยอรมัน

O.D. mm.	Thickness mm.	Tolerance (+,-)	I.D. mm.	Working Pressure		Test Pressure BAR	Burst Pressure BAR	Weight kg/m.	Note
				PSI	BAR				
6	1.0	0.1	4	6467	446	581	1387	0.123	
8	1.0	0.1	6	4843	334	448	944	0.173	
8	1.5	0.1	5	7264	501	645	1500	0.240	
10	1.0	0.1	8	4103	283	385	739	0.222	
10	1.5	0.1	7	6162	425	560	1159	0.314	
10	2.0	0.1	6	8207	566	723	1619	0.395	
12	1.5	0.08	9	5133	354	474	944	0.388	
12	2.0	0.08	8	6845	472	616	1307	0.493	
14	2.0	0.08	10	5858	404	536	1096	0.592	
15	1.5	0.08	12	4103	283	385	738	0.499	
15	2.0	0.08	11	5466	377	503	1014	0.641	
16	2.0	0.06	12	5133	354	474	944	0.691	
16	3.0	0.06	10	7699	531	683	1500	0.962	
18	1.5	0.06	15	3422	236	321	607	0.610	
18	2.0	0.06	14	4553	314	425	829	0.789	
20	2.0	0.08	16	4103	283	385	789	0.888	
20	2.5	0.08	15	5133	354	474	944	1.079	
22	2.0	0.08	18	3726	257	350	666	0.986	
22	2.5	0.08	17	4669	322	434	850	1.202	
25	2.5	0.08	20	4104	283	385	739	1.387	
25	3.0	0.08	19	4930	340	457	902	1.628	
28	2.5	0.08	23	3668	253	344	653	1.572	
28	3.0	0.08	25	4393	303	411	796	1.850	
30	3.0	0.03	24	4103	283	385	739	1.998	
30	3.5	0.03	23	4785	330	445	875	2.290	
30	4.0	0.03	22	5466	377	503	1014	2.565	
35	3.0	0.25	19	3509	242	330	625	2.368	
35	4.0	0.25	17	4683	323	436	855	3.058	
38	4.0	0.25	30	4321	298	404	781	4.069	
42	3.0	0.20	36	2909	202	275	515	2.885	
42	4.0	0.20	34	3900	269	367	701	3.749	

อ้างอิง : <http://www.mpw.co.th/16472676/tube-hydraulic-ท่อน้ำมันไฮดรอลิก>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.๗ Hydraulic Filter

Inline filter
with filter element according to DIN 24550

Type 50LEN0040 to 0400; 50LE0130, 0150

RE 51447
Issue: 2019-12
Replaces: 11.14



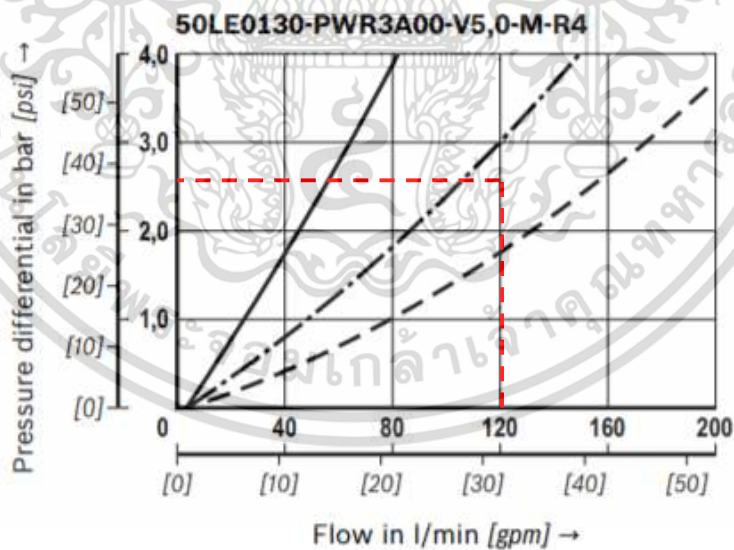
Characteristic curves PWR3

(measured with mineral oil HLP46 according to DIN 51524 at T = 40 °C) [104 °F])

Spec. weight: <math>< 0.9 \text{ kg/dm}^3</math> Δp -Q-characteristic curves for complete filters recommended initial Δp for design = 1 bar [14.5 psi]

Selection of the perfect filter is made possible by our online "Bosch Rexroth FilterSelect" design software.

Oil viscosity: — 140 mm²/s [649 SUS]
— 68 mm²/s [315 SUS]
- - - 30 mm²/s [143 SUS]

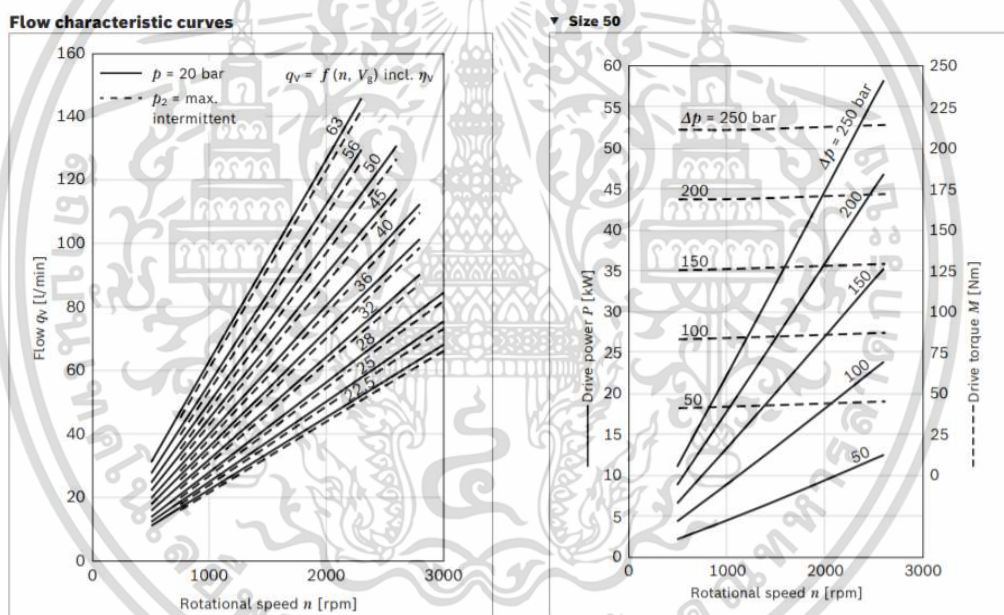


อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/RE%2051447_2019-12_Web.pdf?db=brmv2&lvid=1214933&mvid=14530&clid=20&sid=61AD14B1F2547F784094DF3709729365.s142-vm&sch=M&id=14530,20,1214933

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.๗ ปัมไฮดรอลิกแบบเฟืองนอก

External gear pump High Performance AZPG



อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re10093_2019-09-27.pdf?db=brmv2&lvid=1212690&mvid=14530&clid=20&sid=03087ADAC602E49F0101F63860F267F8.s142-vm&sch=M&id=14530,20,1212690

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.๗ Pressure relief valve

Pressure relief valve,
direct operated

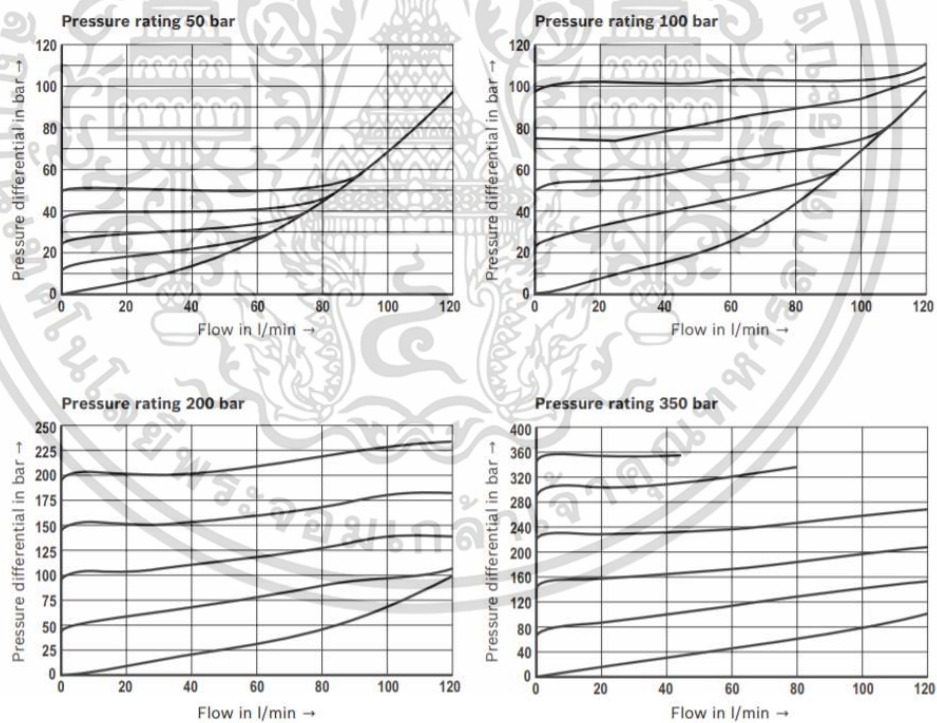
Type ZDBD and Z2DBD

RE 25774
Edition: 2016-03



Characteristic curves
(measured with HLP46, $\theta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C}$)

Δp - q_v characteristic curves



อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re25774_2016-03.pdf?db=brmv2&lvid=1193753&mvid=14532&clid=20&sid=E8033F17D0BE6A96066B109B7B7576B.s142-vm&sch=M&id=14532,20,1193753

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.๗ Pressure gauge



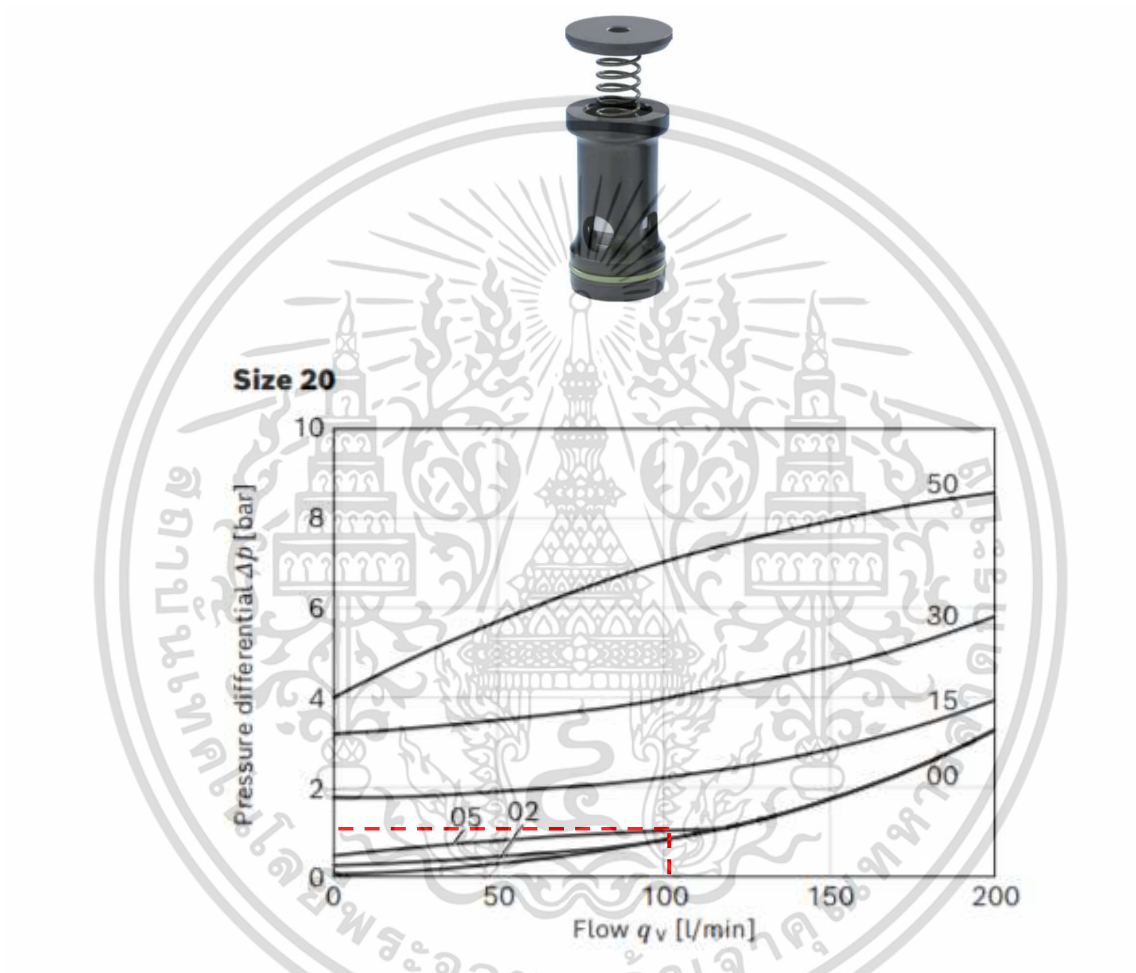
Size	DN40
Form	
Accuracy class to DIN EN 837	2.5
Max. indication	See selection table on page 2
Application range:	
- Constant loading	3/4 x scale value
- Fluctuating loading	2/3 x scale value
Overpressure protection	1.0 x scale value (briefly)
Permissible temperature range:	¹⁾
- Ambient °C [°F]	-20 to +60 [-4 to +140]
- Measured material (medium) °C [°F]	-20 to +60 [-4 to +140]
Pressure gauge material:	
- Housing	Stainless steel 1.4301 bright
- Flat front ring	Stainless steel 1.4301 bright
- Sight-glass	Plexiglass
- Scale	Al white, lettering black
- Pointer to DIN EN 837	Al black
- Mechanism	CuZn (Ms)
- Measuring element	Cu alloy
	up to 40 bar Bourdon tube, from 60 bar on helical spring
Connection to DIN EN 837-1	G1/4B
Material	CuZn (Ms)
Filled with	Glycerine (filling level = 90 %)
Mounting clamp	-
Indication accuracy of scale value %	2.5
Weight kg [lbs]	0.11 [0.24]

อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re50205_2007-01.pdf?db=brmv2&lvid=1098303&mvid=14530&clid=20&sid=61AD14B1F2547F784094DF3709729365.s142-vm&sch=M&id=14530,20,1098303

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 7.๗ Check valve

Check valve, cartridge design Type M-SR



อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re20380_2020-02-17.pdf?db=brmv2&lvid=1215544&mvid=14530&clid=20&sid=61AD14B1F2547F784094DF3709729365.s142-vm&sch=M&id=14530,20,1215544

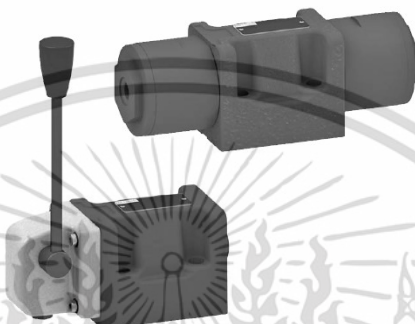
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 8.๗ Manual direction control valve

Directional spool valves, directly operated, with manual and fluid logics actuation

Type WMM, WN and WP

RE 22334
Edition: 2013-04
Replaces: 22331



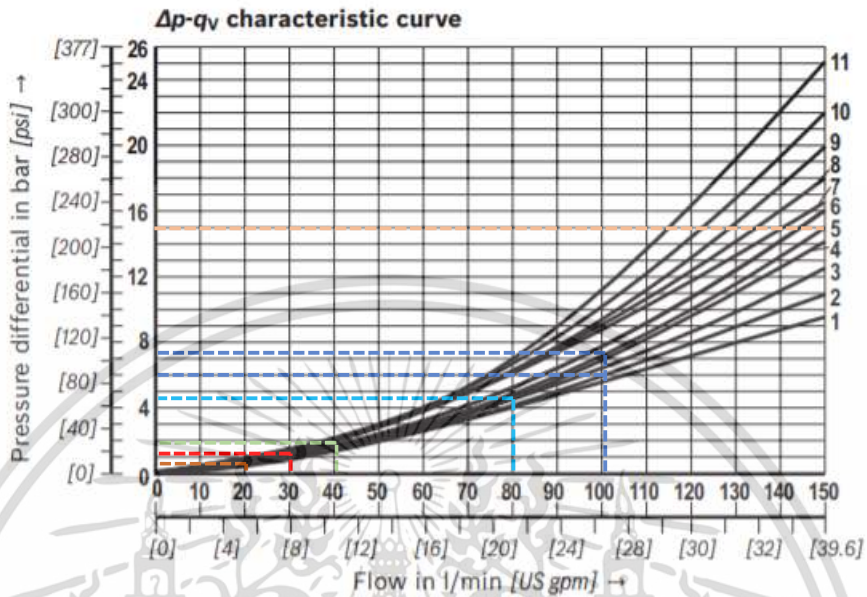
Symbol	Direction of flow			
	P - A	P - B	A - T	B - T
A; B	6	6	< - >	> - <
C	1	2	5	7
D	2	2	5	7
E	17	16	19	21
F	2	3	22	23
G	4	4	24	24
H	14	14	20	21
J	3	3	9	11
J73	22	21	23	24
L	3	3	9	9
M	14	14	6	8
P	17	14	20	23
Q	16	17	4	8
R	18	21	18	24
T	18	4	10	24
U	3	3	6	11
V	17	17	18	20
W	Upon request			



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Characteristic curves

(measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [$104 \pm 9 \text{ }^{\circ}\text{F}$])



อ้างอิง : https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re22334.pdf

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 9.๗ Pilot-operating check valve size 16

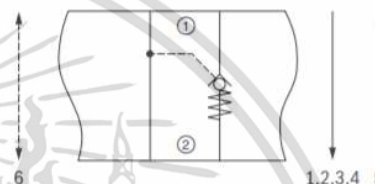
Check valve, pilot operated

Type Z2S

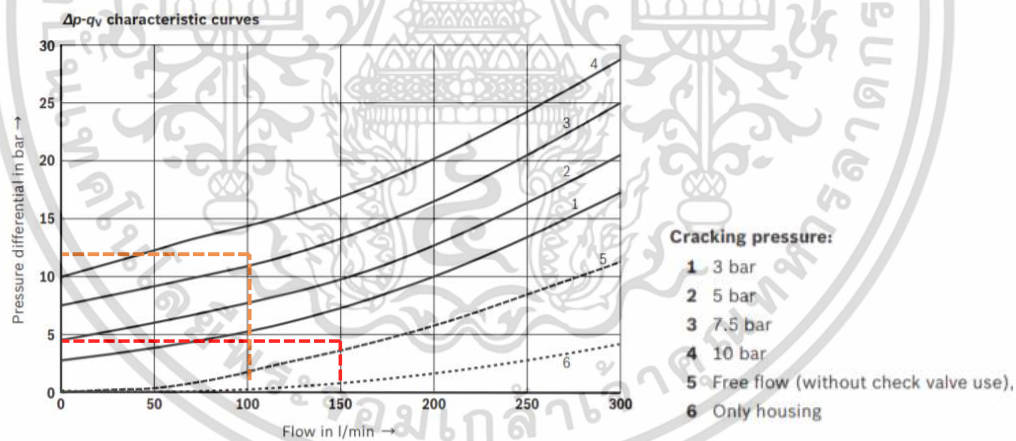
RE 21558

Edition: 2018-06

Replaces: 07.10



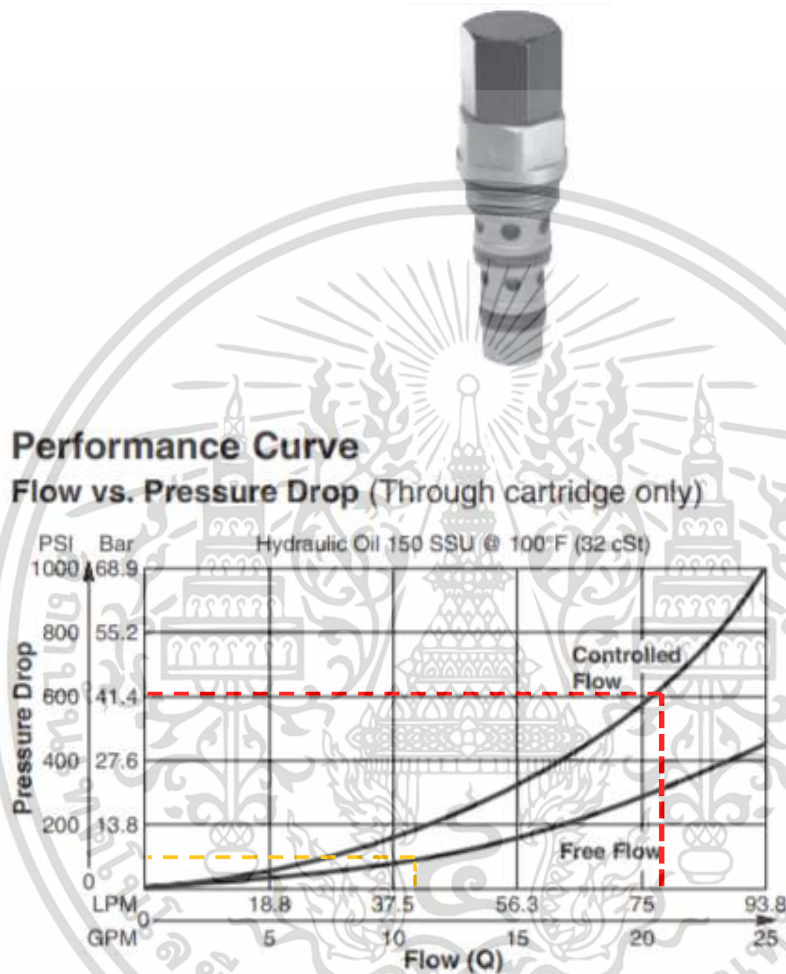
Characteristic curves
(measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C}$)



อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re21558_2018-06.pdf?db=brmv2&lvid=1206296&mvid=14528&clid=20&sid=34BCAC55A0887D15C51AD5C5656E44BD.s142-vm&sch=M&id=14528,20,1206296

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 10.๗ Counterbalance valve

Counterbalance Valve
Series MHC-010

อ้างอิง : <https://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Cartridge%20Systems/Product%20Series%20PDFs/LM/Standard%20Pilot%20Assisted%20Load%20Control.pdf>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

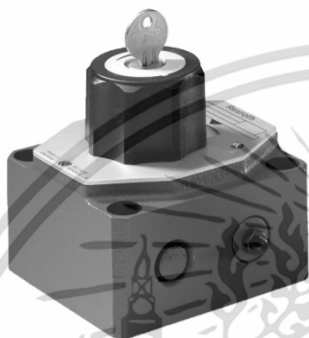
รูปที่ 11.๗ 2-way flow control valve

2-way flow control valve

Type 2FRM, 2FRH, 2FRW

RE 28389

Edition: 2019-02

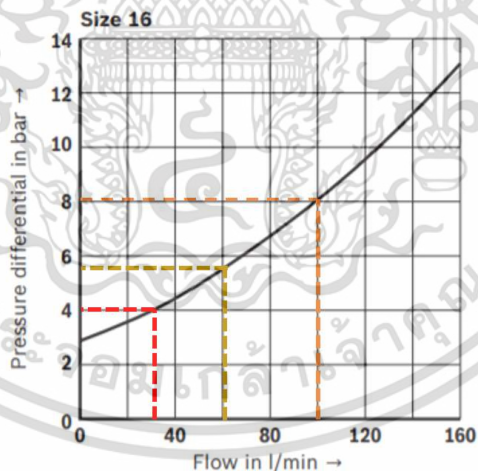
Replaces: 2013-05 and
28389-M

Type 2FRM



Characteristic curves: Rectifier sandwich plate
(measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5 \text{ } ^\circ\text{C}$)

The pressure differential Δp in both directions of flow is equal; flow q_v from A \rightarrow B (B \rightarrow A)



อ้างอิง : https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re28389_2019-02.pdf?db=brmv2&lvid=1210025&mvid=14528&clid=20&sid=4A5C4603F6558437522B81E06C069067.s142-vm&sch=M&id=14528,20,1210025

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 12.๗ Flow control valve

Flow control valve,
cartridge restrictor

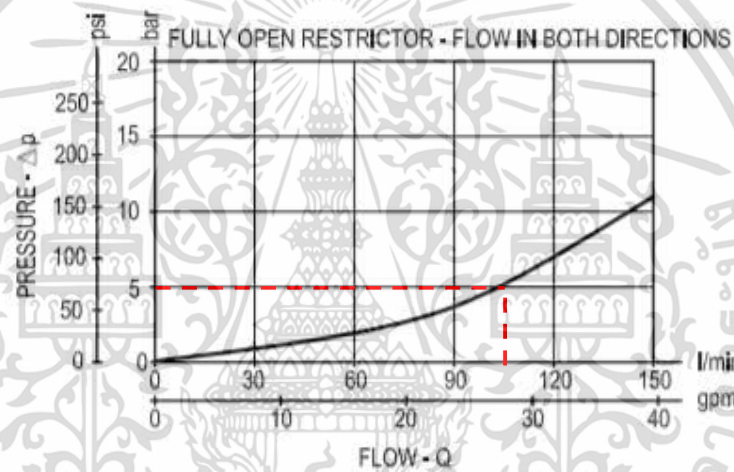
Common cavity, Size 12

ST-C-12

OD.21.01 - X - 89



Performance



อ้างอิง : https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re18321-28.pdf

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 13.๗ Standard 2080 Double Pitch Sprocket

Semi-F Series & FTLINK
 Roller Chains
 Chain Accessories
 Tiders & Tensioners
 Sprockets
 Bushings
 Transmission Accessories
 Conveyor Chain Sprockets
 Chain Couplings
 Ratchet Belts
 Top Steel Cover Pulleys/Rings
 Timing Belts Pulleys/Rings
 Shaft Coll

2080B

Standard Double Pitch Sprocket for S Rollers B-type

Order No. Example
2080B 6 1/2

Type No. of Active Teeth
 Sprocket No.

- Chain No.C2080H
- Chain Pitch (P)50.80mm
- Roller Link Inner Width (W)15.88mm
- Roller Outside Diameter (Dr)15.88mm
- Tooth Width (T)14.6 mm

Type	Action No. of Teeth	Actual No. of Teeth	Outer Diameter Do	Pitch Diameter Dp	Shaft Hole Diameter d			Boss Diameter BD	Boss Length BL	Shape	Material	Weight kg	Semi-F ¥
					Standard	Minimum	Maximum						
2080B	6 1/2	13	118	109.31	16	17	46	70	40	Ground Specification	High-frequency hardened Carbon Structural Steel Teeth	1.62	
	7 1/2	15	135	124.90	20	21	60	88	40			2.34	
	8 1/2	17	151	140.63	20	21	63	93	40			2.48	
	9 1/2	19	167	156.45	20	21	63	93	40	Welded Specification	Common Steel	3.24	
	10 1/2	21	184	172.35	20	21	63	93	40			3.68	
	11 1/2	23	200	188.29	26	27	75	107	45			4.88	
12 1/2	25	216	204.27	26	27	75	107	45	5.43				

* Please refer to P24 to P33 for the Semi-F Series <Complete Product> order method.

FAX
Order Method

Sprocket No. and Quantity

Same-day shipping

Postage

Guide

* Since we also manufacture sizes other than those in the catalog, and machine shaft holes/keys/taps, etc., depending on your request, please contact our company's sales office for details.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

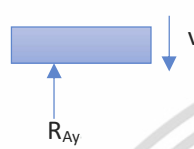


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.1 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ที่ตัดจากการตัดคานของเพลา HY

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา HY ในแนวแกน y

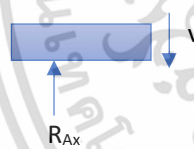
$$\begin{aligned}\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} - 4.9 + 356.25 &= 0 \\ R_{Ay} &= 361.15 \text{ N}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\sum F = 0; \quad R_{Ay} - V &= 0 \\ V &= 361.15 \text{ N} \\ \sum M; \quad R_{Ay}(0.15) - Vx + M &= 0 \\ 361.15(0.15) - 361.15x + M &= 0 \\ M &= 361.15x - 54.1725\end{aligned}$$

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา HY ในแนวแกน x

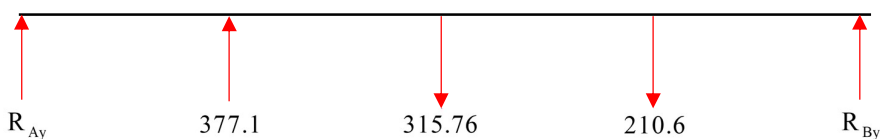
$$\begin{aligned}\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - 1362.8 &= 0 \\ R_{Ax} &= 1362.8 \text{ N}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\sum F = 0; \quad R_{Ay} - V &= 0 \\ V &= 1362.8 \text{ N} \\ \sum M; \quad R_{Ax}(0.15) - Vx + M &= 0 \\ 1362.8(0.15) - 1362.8x + M &= 0 \\ M &= 1362.8x - 204.42\end{aligned}$$

ภาคผนวก ค.2 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ที่ตัดจากการตัดคานของเพลา S0

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S0 ในแนวแกน y



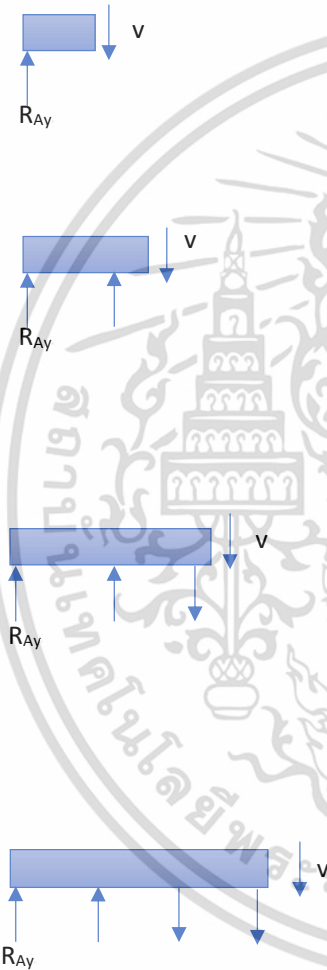
รูปที่ 1ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S0 ในแนวแกน y

$$\sum M_A = 0; \quad 377.1(0.15) - 315.76(0.3) - 210.6(0.45) + 221.56 + R_{By}(0.6) = 0$$

$$R_{By} = 221.56 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} + 377.1 - 315.76 - 210.6 + 221.56 = 0$$

$$R_{Ay} = -72.3 \text{ N}$$



$\uparrow \sum F = 0; \quad -R_{Ay} - V = 0$
 $V = R_{Ay} = -72.30 \text{ N}$

$\curvearrowright \sum M; \quad -Vx + M = 0$
 $M = Vx = -72.30x$

$\uparrow \sum F = 0; \quad -72.3 + 377.1 - V = 0$
 $V = 304.80 \text{ N}$

$\curvearrowright \sum M; \quad 377.1(0.15) - Vx + M = 0$
 $M = 304.8x - 56.565 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\uparrow \sum F = 0; \quad -72.3 + 377.1 - 315.76 - V = 0$
 $V = -10.96 \text{ N}$

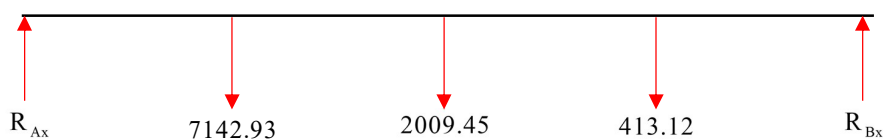
$\curvearrowright \sum M; \quad 377.1(0.15) - 315.76(0.3) - Vx + M = 0$
 $M = -10.96x + 38.163 \text{ N} \cdot \text{m}$

$\uparrow \sum F = 0; \quad -72.3 + 377.1 - 315.76 - 210.6 - V = 0$
 $V = -221.56 \text{ N}$

$\curvearrowright \sum M; \quad 377.1(0.15) - 315.76(0.3) - 210.6(0.45) - Vx + M = 0$
 $M = -221.56x + 132.933 \text{ N} \cdot \text{m}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S0 ในแนวแกน x



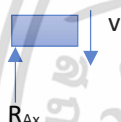
รูปที่ 2ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S0 ในแนวแกน x

$$\sum M_A = 0; \quad -7142.93(0.15) - 2009.45(0.3) - 413.12(0.45) + R_{Bx}(0.6) = 0$$

$$R_{Bx} = 3100.3 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{Ax} - 7142.93 - 2009.45 - 413.12 + 3100.3 = 0$$

$$R_{Ax} = -6465.20 \text{ N}$$

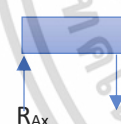


$$\uparrow \sum F = 0; \quad 6465.2 - V = 0$$

$$V = 6465.2 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M; \quad -Vx + M = 0$$

$$M = Vx = 6465.2x$$

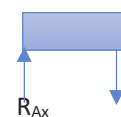


$$\uparrow \sum F_x = 0; \quad 6465.2 - 7142.93 - V = 0$$

$$V = -677.73 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M; \quad -7142.93(0.15) - Vx + M = 0$$

$$M = -677.73x + 1071.44 \text{ N} \cdot \text{m}$$

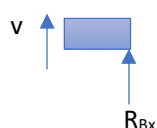


$$\uparrow \sum F_x = 0; \quad 6465.2 - 7142.93 - V = 0$$

$$V = 0$$

$$\curvearrowright \sum M; \quad -7142.93(0.15) - 2009.45(0.3) - Vx + M = 0$$

$$M = -2687.18x + 1674.275 \text{ N} \cdot \text{m}$$



$$\uparrow \sum F = 0; \quad V + 3100.3 = 0$$

$$V = -3100.3 \text{ N}$$

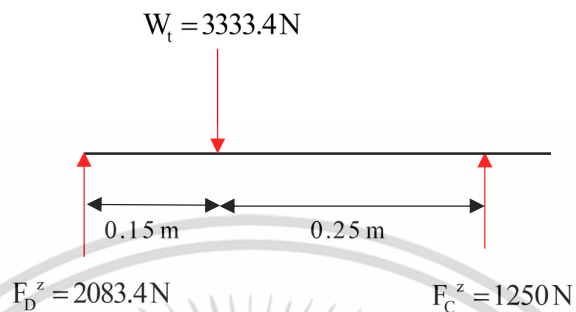
$$\curvearrowright \sum M; \quad -Vx - M = 0$$

$$M = -Vx = 3100.3x$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.3 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ที่ตัดจากการตัดคานของเพลา S1

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S1 ในแนวแกน z



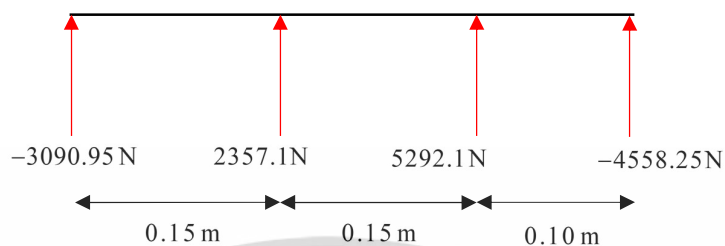
รูปที่ 3ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S1 ในแนวแกน z



$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad 2083.4 - V = 0 \\ & \quad V = 2083.4 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; & \quad -Vx + M = 0 \\ & \quad M = Vx = 2083.4x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad 2083.4 - 3333.4 - V = 0 \\ & \quad V = -1250 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; & \quad -3333.4(0.15) - Vx + M = 0 \\ & \quad M = -1250x + 500.01 \text{ N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S1 ในแนวแกน y



รูปที่ 4ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S1 ในแนวแกน y

$\uparrow \Sigma F = 0;$ $-3090.95 - V = 0$
 $V = 3090.95\text{ N}$
 $\curvearrowright \Sigma M;$ $-Vx + M = 0$
 $M = Vx = -3090.95x$

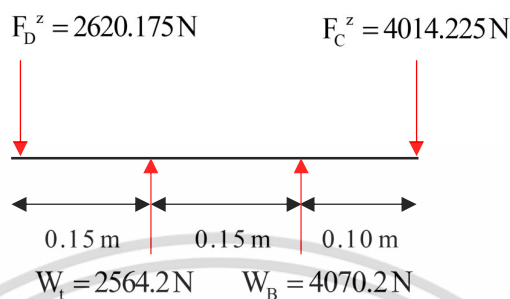
$\uparrow \Sigma F = 0;$ $-3090.95 + 2357.1 - V = 0$
 $V = -733.85\text{ N}$
 $\curvearrowright \Sigma M;$ $2357.1(0.15) - Vx + M = 0$
 $M = -733.85x - 353.565$

$\uparrow \Sigma F = 0;$ $-3090.95 + 2357.1 + 5292.1 - V = 0$
 $V = 4558.25\text{ N}$
 $\curvearrowright \Sigma M;$ $2357.1(0.15) + 5292.1(0.3) - Vx + M = 0$
 $M = 4558.25x - 1941.195$

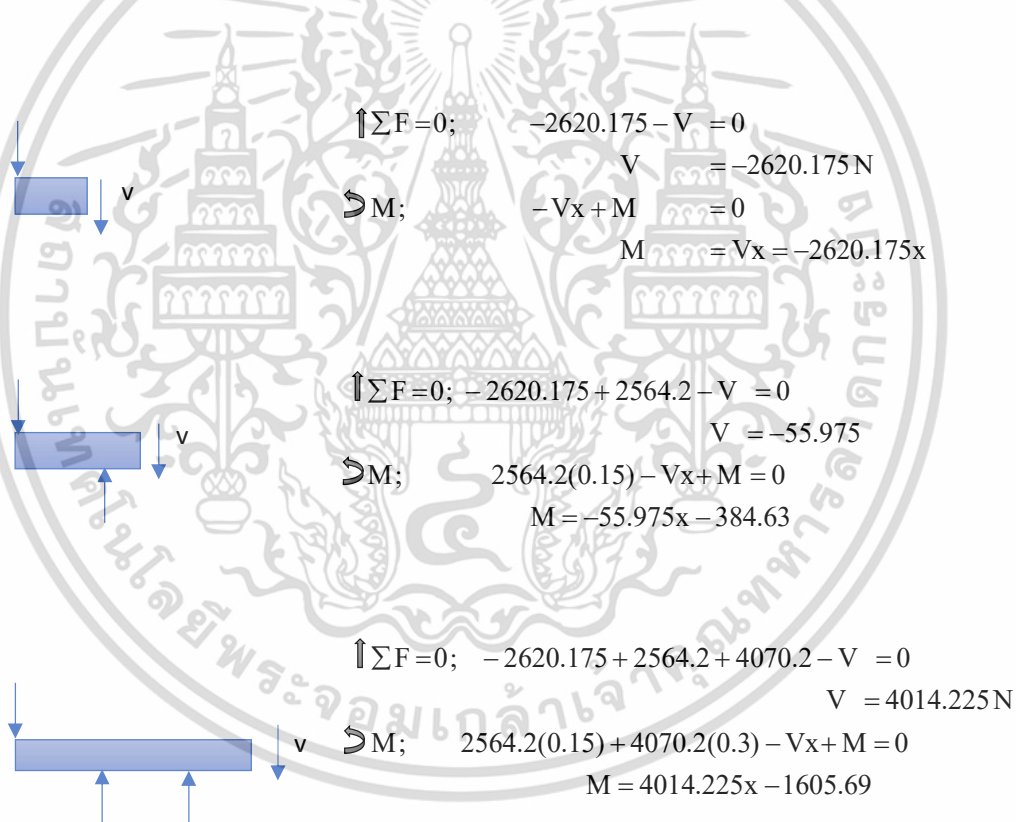
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.4 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ที่ตัดจากการตัดคานของเพลา S2

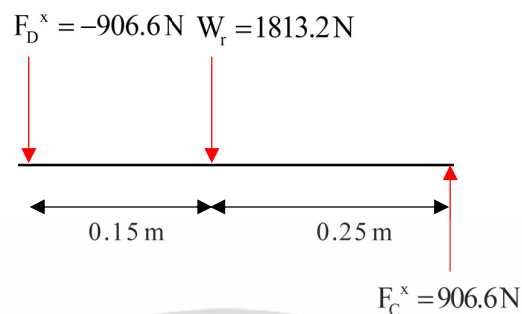
คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S2 ในแนวแกน z



รูปที่ 5ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S2 ในแนวแกน z



คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S2 ในแนวแกน x



รูปที่ 6ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S2 ในแนวแกน x

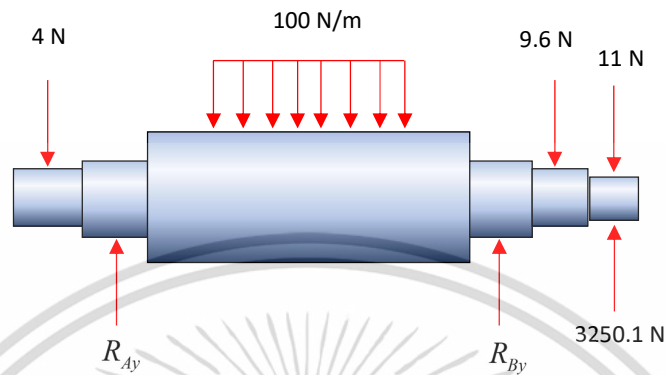
$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad 906.6 - V = 0 \\ & \quad V = 906.6 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; & \quad -Vx + M = 0 \\ & \quad M = Vx = 906.6x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad 906.6 - 1813.0 - V = 0 \\ & \quad V = -906.6 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; & \quad -1813.2(0.15) - Vx + M = 0 \\ & \quad M = -906.6x + 271.98 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.5 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ที่ตัดจากการตัดคานของเพลา S3

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S3 ในแนวแกน y



รูปที่ 7ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S3 ในแนวแกน y

$$\curvearrowright \Sigma M = 0; \quad 4(0.1) + 50(0.35) + 740.3(0.55) + R_{By}(0.7) - 9.6(0.8) + 3239.1(0.9) = 0$$

$$R_{By} = -4129.2 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F_y = 0; \quad -4 + R_{Ay} - 50 - 4129.2 - 9.2 + 3539.1 = 0$$

$$R_{Ay} = 953.7 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma F = 0; \quad -4 - V = 0$$

$$V = -4 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \Sigma M = 0; \quad Vx + M = 0$$

$$M = Vx = -4x$$

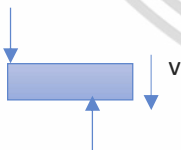


$$\uparrow \Sigma F = 0; \quad -4 + 953.7 - V = 0$$

$$V = 949.7 \text{ N}$$

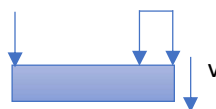
$$\curvearrowright \Sigma M = 0; \quad 953.7(0.1) - Vx + M = 0$$

$$M = 949.7x - 95.37$$

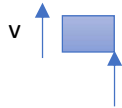


$$\uparrow \Sigma F = 0; \quad -4 + 953.7 - 100(x - 0.2) - V = 0$$

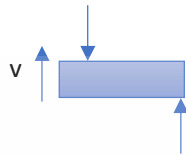
$$V = 969.7 - 100x$$



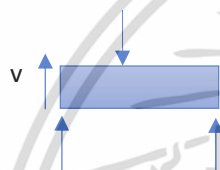
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; & \quad 3239.1 + V = 0 \\ & \quad V = -3239.1 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad Vx - M = 0 \\ & \quad M = -Vx = 3239.1x\end{aligned}$$

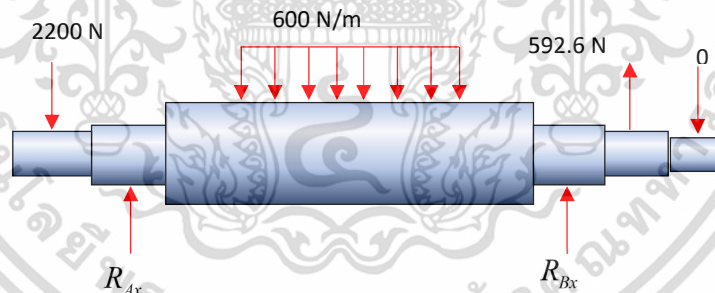


$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; & \quad 3239.1 - 9.6 - V = 0 \\ & \quad V = -3229.5 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -3229.5(x) + 9.6(0.1) + M = 0 \\ & \quad M = 0.96 + 3229.5x\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; & \quad V - 4129.2 - 9.6 + 3239.1 = 0 \\ & \quad V = 899.7 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -Vx + 9.6(0.1) + 4129.2(0.2) - M = 0 \\ & \quad M = 826.8 - 899.7x\end{aligned}$$

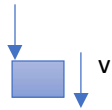
คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S3 ในแนวแกน x



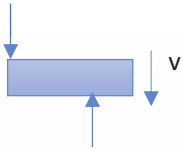
รูปที่ 8ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S3 ในแนวแกน x

$$\begin{aligned}\curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad 2200(0.1) - 300(3.5) + R_{Bx}(0.7) + 592.6(0.8) = 0 \\ & \quad R_{Bx} = -841.5 \text{ N} \\ \uparrow \Sigma F_y = 0; & \quad -2200 + R_{Ax} - 300 - 841.5 + 592.6 = 0 \\ & \quad R_{Ax} = 2748.9 \text{ N}\end{aligned}$$

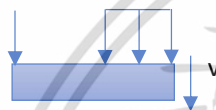
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad -2200 - V = 0 \\ & \quad V = -2200\text{N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad Vx + M = 0 \\ & \quad M = Vx = -2200x \end{aligned}$$

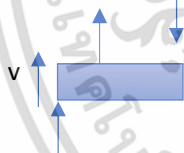


$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad -2200 - 2748.9 - V = 0 \\ & \quad V = 548.9\text{N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad 2748.9(0.1) - Vx + M = 0 \\ & \quad M = -274.89 + 548.9x \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad -2200 + 2748.9 - 600(x - 0.2) - V = 0 \\ & \quad V = 668.9 - 600x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad 592.6 + V = 0 \\ & \quad V = -592.6\text{N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -Vx - 592.6(0.1) - M = 0 \\ & \quad M = 592.6 - 59.26x \end{aligned}$$

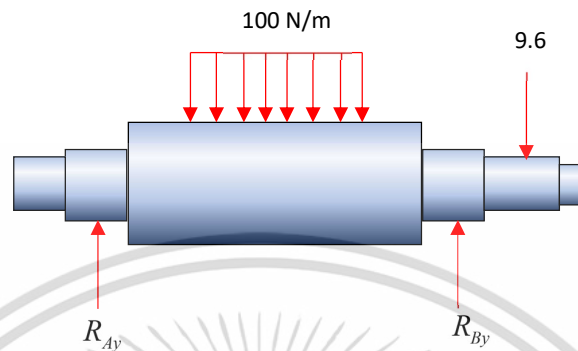


$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad V - 841.5 + 592.6 = 0 \\ & \quad V = 248.9\text{N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -248.9(x) + 841.5(0.2) - 592.6(0.1) - M = 0 \\ & \quad M = -248.9x + 109.04 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค.6 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ตัดจากการตัดคานของเพลา S4

คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S4 ในแนวแกน y



รูปที่ 9ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S4 ในแนวแกน y

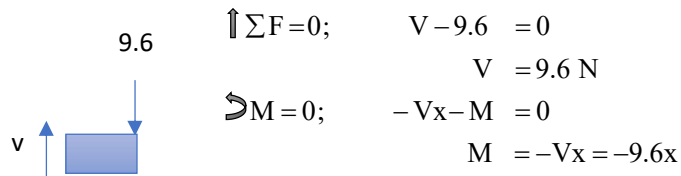
$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; & \quad -50(3.5) + R_{By}(0.7) - 9.6(0.8) = 0 \\ & \quad R_{By} = 35.97 \text{ N} \\ \sum F_y = 0; & \quad R_{Ay} - 50 + R_{By} - 9.6 = 0 \\ & \quad R_{Ay} = 23.63 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \sum F = 0; & \quad R_{Ay} - V = 0 \\ & \quad V = R_{Ay} = 23.63 \text{ N} \\ \sum M; & \quad Vx + M = 0 \\ & \quad M = V_x = 23.63x \end{aligned}$$

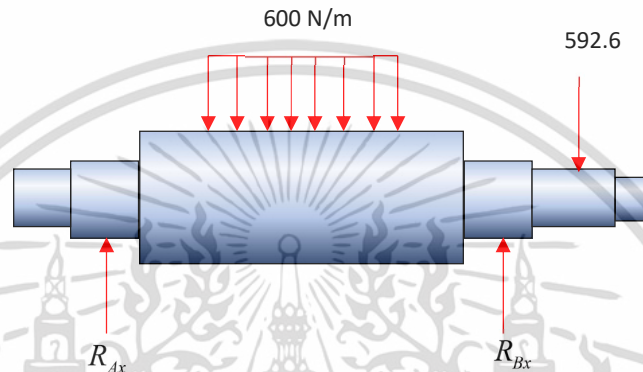
$$\begin{aligned} \uparrow \sum F = 0; & \quad 23.63 - 100(x - 0.1) - V = 0 \\ & \quad V = 33.63 - 100x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \sum F = 0; & \quad V + 35.97 - 9.6 = 0 \\ & \quad V = -26.37 \text{ N} \\ \sum M = 0; & \quad -Vx - 35.9(0.1) - M = 0 \\ & \quad M = 26.37x - 3.597 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

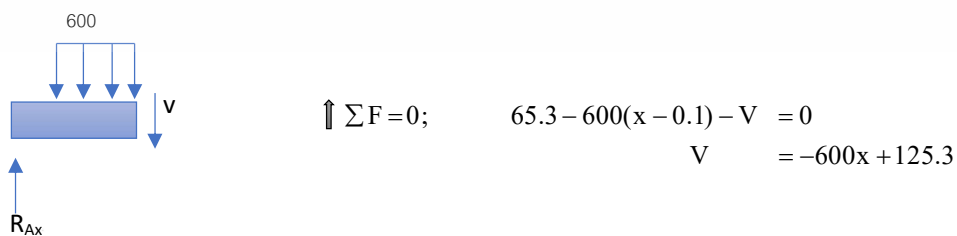
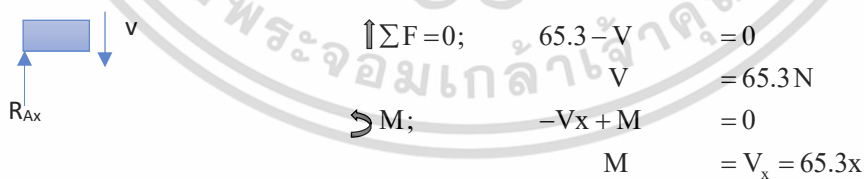


คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S4 ในแนวแกน x

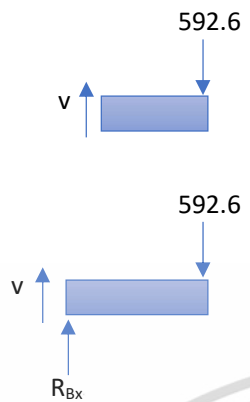


รูปที่ 10ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S4 ในแนวแกน x

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0; & \quad -300(0.35) + R_{Bx}(0.7) - 592.6(0.8) = 0 \\ & \quad R_{Bx} = 827.3 \text{ N} \\ \Sigma F_y = 0; & \quad R_{Ax} - 300 + 827.3 - 592.6 = 0 \\ & \quad R_{Ax} = 65.3 \text{ N} \end{aligned}$$



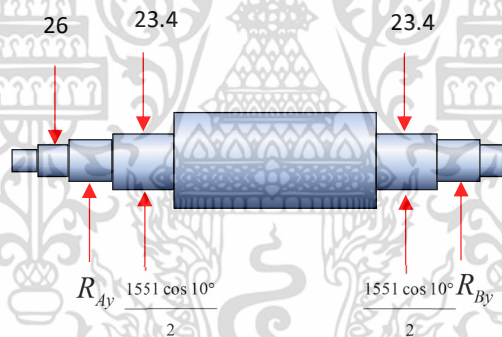
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad -592.6 + V = 0 \\ & \quad V = 592.6 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; & \quad -Vx + M = 0 \\ & \quad M = -Vx = -592.6x \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \uparrow \Sigma F = 0; & \quad V + 827.3 - 592.6 = 0 \\ & \quad V = -234.7 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; & \quad -Vx - 827.3(0.1) - M = 0 \\ & \quad M = 234.7x - 82.73 \end{aligned}$$

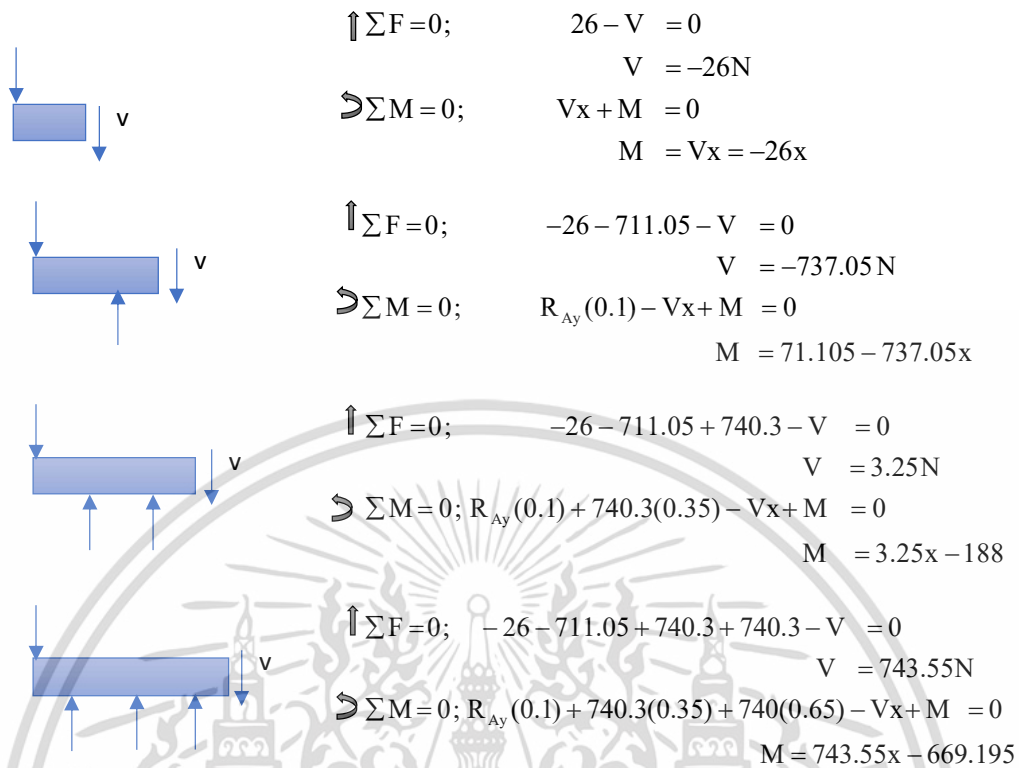
ภาคผนวก ค.7 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ตัดจากการตัดคานของเพลลา S5
คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S5 ในแนวแกน y



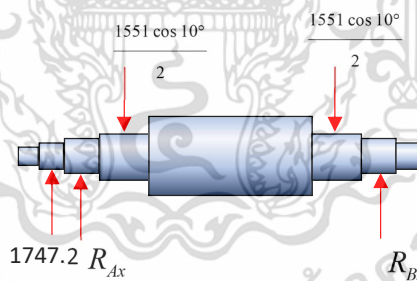
รูปที่ 11ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S5 ในแนวแกน y

$$\begin{aligned} \curvearrowright \Sigma M_A = 0; & \quad 26(0.1) + 740.3(0.25) + 740.3(0.55) + R_{By}(0.8) = 0 \\ & \quad R_{By} = -743.55 \text{ N} \\ \uparrow \Sigma F_y = 0; & \quad -26 + R_{Ay} + 740.3 + 740.3 - 743.55 = 0 \\ & \quad R_{Ay} = 711.05 \text{ N} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลา S5 ในแนวแกน x



รูปที่ 12ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลา S5 ในแนวแกน x

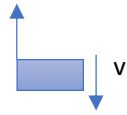
$$\curvearrowright \Sigma M_A = 0; \quad -1747.2(0.1) - 134.7(0.25) - 134.7(0.55) + R_{Bx}(0.8) = 0$$

$$R_{Bx} = 353.1\text{N}$$

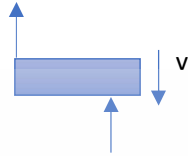
$$\uparrow \Sigma F_x = 0; \quad 1747.2 + R_{Ax} - 134.7 - 134.7 + 353.1 = 0$$

$$R_{Ax} = -1830.9\text{N}$$

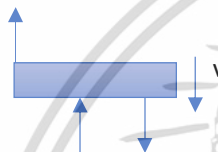
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



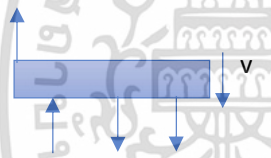
$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; & \quad 1747.2 - V = 0 \\ & \quad V = 1747.2 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -Vx + M = 0 \\ & \quad M = Vx = 1747.2x\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F_x = 0; & \quad 1747.2 - 1830.9 - V = 0 \\ & \quad V = -83.7 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -1830.9(0.1) - Vx + M = 0 \\ & \quad M = -83.7x + 183.09\end{aligned}$$



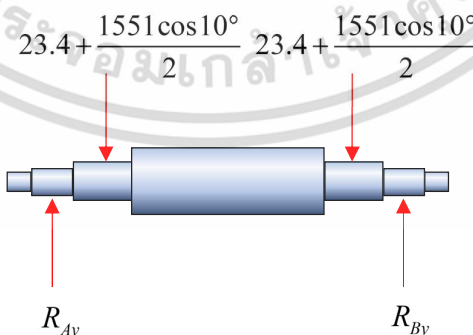
$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F_x = 0; & \quad 1747.2 - 1830.9 - 134.7 - V = 0 \\ & \quad V = -218.4 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -1830.9(0.1) + 134.7(0.35) - Vx + M = 0 \\ & \quad M = -218.4x + 230.235\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; & \quad 1747.2 - 1830.9 - 134.7 - 134.7 - V = 0 \\ & \quad V = -353.1 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M = 0; & \quad -1830.9(0.1) - 134.7(0.35) - 134.7(0.65) - Vx + M = 0 \\ & \quad M = -353.1x + 317.79\end{aligned}$$

ภาคผนวก ค.8 แสดงการหาแรงเฉือน และโมเมนต์ตัดจากการตัดคานของเพลลา S6

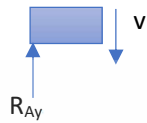
คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S6 ในแนวแกน y



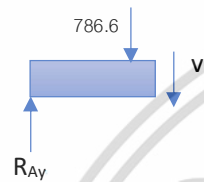
รูปที่ 13ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S6 ในแนวแกน y

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0; \quad R_{Ay} + R_{By} - 786.6 - 786.6 &= 0 \\ R_{Ay} = R_{By} &= 786.6 \text{ N}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - V &= 0 \\ V &= R_{Ay} = 786.6 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; \quad Vx + M &= 0 \\ M &= -Vx = -786.6x\end{aligned}$$

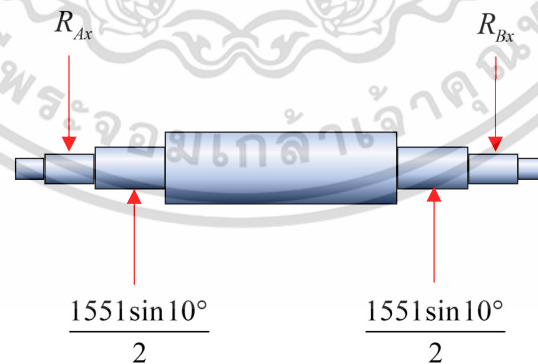


$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - 786.6 - V &= 0 \\ V &= 0 \\ \curvearrowright \Sigma M; \quad -786.6(0.25) - Vx + M &= 0 \\ M &= 196.65 \text{ N}\cdot\text{m}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \Sigma F = 0; \quad R_{Ay} - 786.6 - 786.6 - V &= 0 \\ V &= -786.6 \text{ N} \\ \curvearrowright \Sigma M; \quad -786.6(0.25) - 786.6(0.55) - Vx + M &= 0 \\ M &= 629.28 - 786.6x\end{aligned}$$

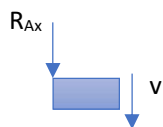
คำนวณแรงและโมเมนต์ที่กระทำกับเพลลา S6 ในแนวแกน x



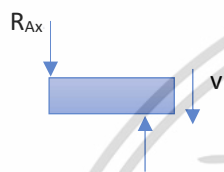
รูปที่ 13ค. แผนภาพวัตถุอิสระของเพลลา S6 ในแนวแกน x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

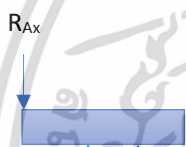
$$\begin{aligned}\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} + R_{Bx} + 134.7 + 134.7 &= 0 \\ R_{Ax} = R_{Bx} &= 134.7 \text{ N}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \sum F = 0; \quad R_{Ax} - V &= 0 \\ V &= -R_x = -134.7 \text{ N} \\ \curvearrowright \sum M; \quad -Vx + M &= 0 \\ M &= V_x = -134.7x\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \sum F_x = 0; \quad -R_{Ax} + 134.7 - V &= 0 \\ V &= 0 \\ \curvearrowright \sum M; \quad 134.7(0.25) - Vx + M &= 0 \\ M &= -33.675 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\uparrow \sum F = 0; \quad R_{Ax} + 134.7 + 134.7 - V &= 0 \\ V &= 134.7 \text{ N} \\ \curvearrowright \sum M; \quad 134.7(0.25) + 134.7(0.55) - Vx + M &= 0 \\ M &= -107.76 + 134.7x\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้