

บทที่ 1

บทนำ

1.1 คำนำ

การจัดการดินกำลังเพิ่มความสำคัญเมื่อพิจารณาผลของโครงสร้างดิน วิธีการจัดการที่ปฏิบัติอยู่ค้ำึงถึงด้านต่าง ๆ เช่น แรงงาน วิธีการไถเตรียมดิน การอนุรักษ์ดิน (soil conservation) การผลิตพืช ขบวนการหลังการเก็บเกี่ยว และอื่น ๆ วิธีการต่างๆเหล่านี้มีความสำคัญเมื่อค้ำึงถึงเป้าหมายผลผลิตพืชที่ต้องการ การไถเตรียมดินโดยหลักการแล้วเป็นการเตรียมสภาพแปลงปลูกที่เหมาะสมสำหรับการหยอดเมล็ดหรือปลูกด้วยต้นกล้า ทั้งนี้เพื่อปรับปรุงสภาพการหมุนเวียนของน้ำและอากาศในดิน การซอนไซของรากพืชในดิน โครงสร้างดิน อินทรีย์วัตถุในดิน และส่วนประกอบของดิน อย่างไรก็ตามในขบวนการปฏิบัติการไถเตรียมดิน ถ้าทำมากเกินไปก็ส่งผลต่อการสูญเสียโครงสร้างดิน ทำให้ดินไม่สามารถผลิตพืชได้อย่างมีประสิทธิภาพ การไถเตรียมดินที่ทำมากจนเกินไปอาจจะมิตผลเสียทำให้ปริมาณอินทรีย์วัตถุในดินต่ำลง โครงสร้างดินเสียและมีแนวโน้มทำให้เกิดการบดอัดตัวของหน้าดินมาก โดยปกติแล้วการบดอัดดินจะเกิดขึ้นเนื่องจากเงื่อนไขตามธรรมชาติ้น้อยมาก แต่สาเหตุหลักก็คือการใช้เครื่องจักรกลเกษตรมากเกินไปในการจัดการดิน เช่น การลดการไถพรวนดินหรือการไถพรวนดินแบบอนุรักษ์ (conservation tillage) ตลอดจนการไม่ไถพรวนดิน ซึ่งจะมีผลอย่างมากต่อเศษพืชที่หลงเหลืออยู่บริเวณหน้าดิน ทั้งนี้เศษพืชที่หลงเหลืออยู่หน้าดินจะมีผลต่อการซึมผ่านของน้ำผิวดิน ลดอัตราการระเหยน้ำจากผิวดิน และมีผลทำให้โครงสร้างดินดีขึ้น

การไถพรวนดินมีผลอย่างมากต่อเศษพืชที่หลงเหลืออยู่ในดิน และขณะเดียวกันเศษพืชที่หลงเหลือในดินจะกระจายลงสู่ดินในระดับความลึกของดินที่ถูกไถพรวนมากน้อยเท่าใด วิธีการไถพรวนบางวิธีถ้าทำในระดับความลึกมากเกินไปหรือทำการไถที่ความเร็วรถแทรกเตอร์เร็วมากเกินไป ก็จะมีส่วนช่วยฝึกลบเศษพืชที่หลงเหลือในดินที่ตำแหน่งความลึกมาก เช่นเดียวกันเศษพืชที่หลงเหลือในดินจะใช้เวลายาวนานมากที่จะถูกเปลี่ยนไปเป็นอินทรีย์วัตถุ (organic matter) ที่รู้จักกันดีว่าเป็นส่วนของฮิวมัส (humus) ทั้งนี้มีส่วนช่วยในการปรับปรุงโครงสร้างดิน ระบบการระบายน้ำในดิน การเก็บกักความชื้นในดิน และการคงอยู่ของธาตุอาหารในดิน

ปัจจุบันแนวโน้มการปฏิบัติการเน้นไถเตรียมดินอย่างมากจะถูกเปลี่ยนเป็นการไถแบบอนุรักษ์นิยม (conservation tillage) มากขึ้น และเป็นการลดการไถพรวนเพื่อที่จะรักษาความอุดมสมบูรณ์ของดินไว้ ส่วนอินทรีย์วัตถุในดินนับเป็นส่วนสำคัญที่ถือว่าเป็นแหล่งของธาตุอาหารพืช นอกจากนี้ยังมีส่วนสำคัญในการรักษาไว้ซึ่งสมบัติทางกายภาพของดินและเงื่อนไขทางชีวภาพเพื่อการเจริญเติบโตอย่าง

เหมาะสมของพืช ปริมาณอินทรีย์วัตถุในดินมีแนวโน้มลดลงเมื่อเพิ่มปริมาณการไถพรวนดิน ขณะเดียวกันปริมาณอินทรีย์วัตถุก็อาจจะเพิ่มขึ้นเมื่อไม่มีการไถพรวนดิน

1.2 ข้อพิจารณาอย่างมีเหตุผล

โดยทั่วไปการไถเตรียมดินมีจุดมุ่งหมายหลัก 3 ประการ คือ การปรับปรุงผลผลิตพืช การใช้ประโยชน์จากพลังงาน และการคำนึงถึงสิ่งแวดล้อมเป็นสำคัญ (Young , 1976) ผลผลิตพืชสามารถปรับปรุงได้โดยการเพิ่มความเร็วการไถพรวน ความกว้างการไถพรวนหรือพยายามลดจำนวนเที่ยวไถพรวนของเครื่องจักรกลเกษตรลง นอกจากนี้การใช้ประโยชน์จากพลังงานยังสามารถปรับปรุงได้โดยลดการสูญเสียพลังงานลง หรือลดปริมาณการทำงานลง ส่วนการพิจารณาในด้านสิ่งแวดล้อม ส่วนใหญ่จะเกี่ยวข้องกับผลกระทบของอนุภาคดินที่ไหลพัดพาไปกับกระแสน้ำ และการสูญเสียการใช้ประโยชน์ที่ไม่เต็มตัวของปุ๋ยที่เกิดจากสิ่งไม่บริสุทธิ์เข้าไปเจือปนปุ๋ย นอกจากนี้ก็มีการใช้ประโยชน์ที่ไม่เต็มที่ของการใช้ยาฆ่าแมลงศัตรูพืช ยากำจัดวัชพืช สิ่งต่างๆเหล่านี้มีผลสำคัญต่อการที่จะทำให้โครงสร้างดินเสียหาย สมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถพรวนดินจะวัดค่าในทอมของแรงจลลาคในแนวระดับหรือพลังงานที่ให้ ปกติแล้วประมาณว่าขบวนการไถพรวนดินต้องการใช้พลังงานครึ่งหนึ่งของพลังงานที่ใช้สำหรับการผลิตพืช การออกแบบเครื่องมือไถพรวนดินที่เหมาะสมก็คือ การพิจารณาใช้พลังงานที่ต้องการมีค่าน้อยที่สุด เครื่องมือที่ถูกขับโดยใช้เพลลาอำนาจกำลัง (PTO) โดยปกติแล้วต้องการแรงจลลาคลดลง และขณะเดียวกันก็ทำงานในดินที่ถูกไถพรวนได้ผลตามต้องการ การใช้ประโยชน์จากทรานสเฟอร์จากส่วนของเพลลาอำนาจกำลังไม่เพียงแต่จะลดแรงจลลาคในแนวระดับเท่านั้น ขณะเดียวกันก็สามารถเลือกใช้ทรานสเฟอร์ที่มีขนาดเล็กลงและน้ำหนักเบาได้ ทั้งนี้จะมีผลโดยตรงต่อการลดลงของการบดอัดดิน

เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนอาจจะมีประโยชน์เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบกับเครื่องมือไถงานชนิดธรรมดา คือชนิดที่ทำงานถูกจลลาคโดยตรงจากทรานสเฟอร์ แต่ไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลัง ส่วนดีก็คือ การตัดและการผสมคลุกเคล้าเศษพืชที่ปกคลุมดินผสมลงไปใ้ในเนื้อดิน ปรับปรุงการย่อยขนาดก้อนดิน (soil pulverization) สามารถประยุกต์ใช้กับการปลูกพืชที่มีเศษพืชหลงเหลือปกคลุมหน้าดินได้ นอกจากนี้เครื่องมือยังสามารถแทงทะลุดินได้ดี ลดการสิ้นเปลืองของล้อรถทรานสเฟอร์ลดกำลังที่ต้องการใช้ลงและใช้ประโยชน์จากพลังงานได้เต็มที่ (Young , 1976)

1.3 ปัญหาที่แสดงให้เห็น

ปฏิริยาสัมพันธ์ระหว่างดินกับเครื่องมือทุ่นแรงเกษตร โดยพื้นฐานจะเกี่ยวข้องในการตัดดิน วัตถุประสงค์หลักคือเพื่อสร้างสภาพดินที่เหมาะสมสำหรับการผลิตพืช การศึกษาปฏิริยาสัมพันธ์

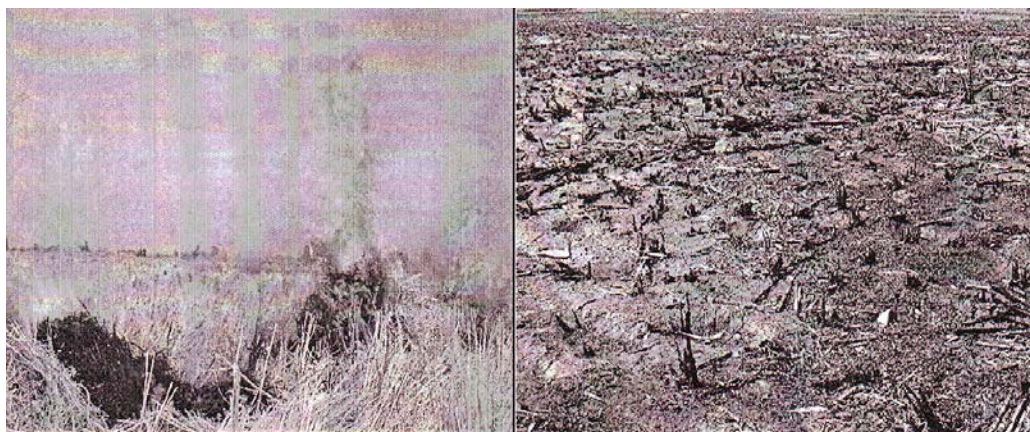
ระหว่างดินกับเครื่องมือ (soil tool interaction) หรือการกระทำซึ่งกันและกันระหว่างดินกับเครื่องมือจะเกี่ยวข้องกับตัวประกอบหลายตัวประกอบ เป็นต้นว่า เงื่อนไขดิน รูปร่างเครื่องมือ ความเร็วการทำงานของเครื่องมือ การเคลื่อนที่ของเครื่องมือจากการจุดลากและการขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลัง (PTO) ความเร็วการเคลื่อนที่ของดินที่เร็วหรือช้า ความแข็งแรงดิน แรงที่เครื่องมือกระทำต่อดิน ทั้งนี้ การศึกษาในแต่ละส่วนจะถูกแสดงส่วนของการวิเคราะห์รูปทรงเรขาคณิตของอุปกรณ์งานไถ สมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์ไถงาน และการทำนายแรงจุดลากเครื่องมือในแนวระดับ (draft prediction) ส่วนมากโมเดล (modeling) การศึกษาจะเกี่ยวข้องกับการประเมินผลเนื่องจากขนาดของงานไถ ดินและพารามิเตอร์การทำงานที่มีต่อแรงกระทำต่ออุปกรณ์งานไถ และสมรรถนะการทำงานของงานไถ

แต่น้อยมากหรือเกือบจะไม่มีนักวิจัยผู้ใดเลยที่พยายามศึกษาสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนเปรียบเทียบกับอุปกรณ์ไถงานชนิดหมุนอิสระ (free rolling disc) สำหรับที่เงื่อนไขการทำงานคล้ายคลึงกัน ทั้งนี้ อุปกรณ์ไถงานมาตรฐาน (standard tillage disc) ไม่สามารถทำงานตัดเศษพืชที่หลงเหลือในแปลงและไม่สามารถแทงทะลุลงดินได้เพียงพอ มองในอีกด้านหนึ่ง อุปกรณ์ไถงานชนิด notched disc สามารถช่วยปรับปรุงการตัดเศษพืชและการแทงทะลุลงดินได้ดี แต่ลักษณะการกระทำของงานไถเป็นแบบโหดกระแทก (impact loads) ลำดับถัดมาขึ้นกับประสบการณ์ของเกษตรกร ผู้ผลิตเครื่องมือประเภทนี้จึงสามารถปรับปรุงงานไถชนิด notched cutting edge เป็นแบบ spiral notched disc ทั้งนี้เพื่อตัดเศษพืชที่หลงเหลือที่ผิวหน้าดินโดยใช้ลักษณะการเฉือนและทำให้การทำงานราบเรียบ ลักษณะการตัดโดยอาศัยการเฉือนจะให้ประสิทธิภาพมากกว่าการตัดโดยอาศัยแรงกระแทก และขณะเดียวกันก็ต้องการพลังงานน้อยกว่า ยิ่งไปกว่านั้นก็ไม่มีการวิจัยสักชิ้นที่พบเพื่อศึกษาสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์งานไถชนิดแตกต่างกันเพื่อประโยชน์สำหรับการไถแบบอนุรักษ์ (conservation tillage) ดังนั้นในส่วนแรกของการศึกษามีจุดประสงค์เพื่อศึกษาปฏิกิริยาสัมพันธ์ระหว่างกันของอุปกรณ์งานไถกับดิน สำหรับงานไถที่ใช้มี 3 ชนิด ทั้งชนิดงานไถถูกขับเคลื่อนจากแหล่งต้นกำลังจากภายนอกและงานไถชนิดหมุนอิสระ (free rolling)

การปฏิบัติการหรือการจัดการกับดินในทางปฏิบัติเป็นต้นว่าการไถแบบอนุรักษ์นิยม (conservational tillage) หรือลดจำนวนครั้งการไถลง หรือแม้กระทั่งการปฏิบัติแบบไม่ไถเลย (no tillage) โดยทั่วไปจะทำให้สิ่งหลงเหลือซึ่งเป็นเศษซากพืชจากการเกษตรกรรมในการเคลื่อนย้ายเศษพืชที่หลงเหลือในแปลงเกษตรกรรมภายหลังการเก็บเกี่ยวนาข้าวและแปลงอ้อยพบว่าจะต้องใช้แรงงานจำนวนมากและก็ใช้เวลามากอีกด้วย โดยทั่วไปเนื่องจากช่วงระยะเวลาจำกัดที่จะใช้เพื่อเตรียมดินก่อนที่จะมีการทำการเกษตรกรรมสำหรับพืชชนิดอื่นต่อไป และก็ไม่มีความจำเป็นที่จะต้องใช้เครื่องจักรกลเกษตรมากพอที่จะใช้เคลื่อนย้ายเศษพืชหลงเหลืออยู่ในแปลงเกษตรกรรม ผลที่ตามมาก็คือเกษตรกรจะจุดไฟเผาเศษพืช

เหล่านั้นภายหลังจากการเก็บเกี่ยวพืชผลเกษตรกรรมในแปลง (รูป 1.1 และ 1.2) การปฏิบัติการจุดไฟเผาแปลงเกษตรกรรมก็มีผลถึงความอุดมสมบูรณ์ของดินและสิ่งแวดล้อมที่เสียไป ประมาณกันว่า 23 % , 48 % และ 95 % ของฟางข้าวที่หลงเหลือในแปลงนาจำนวน 97.19 , 21.86 และ 10.68 Mt ที่หลงเหลือในแปลงนาประเทศอินเดีย ประเทศไทย และประเทศฟิลิปปินส์ มีการจุดไฟเผาทั้ง (Gadde et al., 2009) ยิ่งไปกว่านั้น Gadde et al. (2009) ยังกล่าวว่าการเผาเศษพืชผลผลิตเกษตรที่เหลือในแปลงเกษตรกรรมยังเป็นการปลดปล่อยสภาวะอากาศเสีย ทั้งนี้มลภาวะอากาศเสียมีส่วนประกอบของ carbon dioxide (CO₂) , carbon monoxide (CO) , methane (CH₄) , nitrogen oxides (NO_x) , sulphur oxide (SO₂) และอื่นๆ พิจารณาในอีกด้านหนึ่ง Pathak et al. (2006) แสดงให้เห็นถึงการปรับปรุงความอุดมสมบูรณ์ดิน การลดการปลดปล่อยอากาศเสียและการเพิ่มผลผลิตพืชจากการเกษตรกรรม ภายหลังจากการปฏิบัติการไถพรวนดินแบบอนุรักษ์นิยม เป็นต้นว่า การปกคลุมหน้าดินด้วยเศษพืชที่หลงเหลืออยู่ในดิน

การไถพรวนดินในแปลงเกษตรกรรมปัจจุบันมีการเปลี่ยนแปลงจากวิธีการไถพรวนปกติที่นิยมปฏิบัติอยู่มาเป็นวิธีการไถแบบอนุรักษ์นิยม (conservational tillage practices) ทั้งนี้เพื่อปรับปรุงโครงสร้างดิน ลดราคาการผลิตผลผลิตการเกษตรลง และยังได้ผลผลิตที่สูงกว่าด้วย เกษตรกรค้นพบเครื่องมือไถพรวนที่มีความเหมาะสมสะดวกสบายในการใช้งานเพื่อใช้สำหรับการไถแบบอนุรักษ์นิยม (conservational tillage) ดังนั้นส่วนต่อไปของการศึกษาก็คือการพัฒนาเครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับ ทั้งนี้พิจารณาจากข้อมูลการศึกษาปฏิบัติการกระทำระหว่างดินกับอุปกรณ์งานไถในกระบะดินที่ศึกษาไว้ในส่วนแรก ทั้งนี้จุดประสงค์เพื่อการปรับปรุงเรื่องการจัดการดินและการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ



รูป 1.1 การเผาต่อซังแปลงนาข้าว (Gadde et al., 2009)



รูป 1.2 การเผาแปลงตออ้อยหลังการเก็บเกี่ยว

บทที่ 2 ตรวจเอกสาร

2.1 การไถเตรียมดิน

การไถเตรียมดินเป็นการเตรียมความพร้อมสำหรับการเจริญเติบโตของต้นกล้าพืชหรือเมล็ดพืช (Kawamura , 1999) การเตรียมดินสำหรับพืชไร่และนาข้าวใช้เครื่องมือเตรียมดินแตกต่างกันมาก เนื่องจากลักษณะของพืชจึงทำให้วิธีการเตรียมดินแตกต่างกันโดยเฉพาะความลึกในการไถเตรียมดิน ในสภาพนาข้าวความลึกในการไถเตรียมดินประมาณ 10 – 15 cm (Sakai , 1999) เพื่อความสะดวกในการจัดการ และสำหรับดินไร่ความลึกในการเตรียมดินประมาณ 20 – 30 cm หรือลึกกว่านี้ เนื่องจากเป็นการช่วยเพิ่มการแทงทะลุและการเจริญเติบโตของรากทำให้ผลผลิตเพิ่มขึ้น Sakai , 1999; Hook et al., 1994; Khalilina and Hallman , 1997) การเตรียมดินลึกสำหรับแปลงไร่ (upland field) ยังช่วยทำลายดินชั้นดานไถพรวน (plow pan) ทำให้น้ำซึมผ่านไปยังดินชั้นล่างได้ดีเพื่อใช้สำหรับการเจริญเติบโตของราก ไม่เพียงคำนึงถึงเรื่องน้ำเพียงอย่างเดียวรากต้องการอากาศด้วย (Herrera , 2000) ดังนั้นช่องว่างในดินจึงมีความสำคัญต่อการเจริญเติบโตของพืช ทั้งสองปัจจัยได้รับผลกระทบจากปริมาณช่องว่างในดินซึ่งมี 2 ขนาด (McKyes , 1985) คือช่องว่างขนาดใหญ่ (macropores) และช่องว่างขนาดเล็ก (micropores) การเตรียมดินเป็นการเพิ่มช่องว่างขนาดใหญ่เป็นหลัก น้ำและอากาศในช่องว่างขนาดใหญ่เป็นน้ำที่พืชสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ง่ายหากใช้เครื่องมือเตรียมดินที่ดี เงื่อนไขดินหลังการเตรียมดินจะมีความเหมาะสมสำหรับการเจริญเติบโตของพืช นั่นคือมีช่องว่างของน้ำและอากาศที่เหมาะสม ช่วยลดการบดอัดดิน และยังช่วยลดต้นทุนการผลิตพืชด้วย

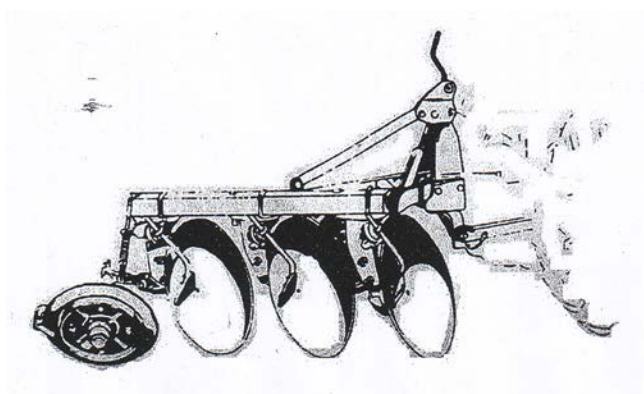
2.2 เครื่องมือไถเตรียมดิน (Tillage implements)

เครื่องมือไถเตรียมดินสามารถจำแนกได้หลายรูปแบบไม่ว่าจะเป็นจำแนกตามลักษณะการทำงาน และลักษณะของเครื่องมือ (Kawamura , 1999) การจำแนกตามลักษณะการทำงานได้แก่ เครื่องมือสำหรับการเตรียมดินขั้นแรก (primary tillage) ได้แก่ เครื่องมือไถดินในระดับลึก เครื่องมือบางชนิดทำหน้าที่พลิกกลับดิน เช่น ไถหัวหมู (moldboard plow) ไถจาน (disk plow) และเครื่องมือบางชนิดไม่ทำหน้าที่พลิกกลับดินแต่ทำให้ดินชั้นล่างแตกตัวเพียงอย่างเดียวเช่น ไถสับ (chisel plow) หรือไถดินดาน (subsoiler) (Kawamura , 1999 ; Anonymous , 2006) และเครื่องมือไถเตรียมดินขั้นที่สอง (secondary tillage) เป็นเครื่องมือไถเตรียมดินที่ทำหน้าที่ย่อยดินให้มีขนาดเหมาะสมสำหรับการงอกของเมล็ดและการเจริญเติบโตของต้นอ่อน รวมถึงปรับสภาพแปลงเพาะปลูกให้อยู่ในลักษณะที่เหมาะสมกับสภาพพื้นที่ ได้แก่ เครื่องพรวน (harrows) ต่างๆ คราดซี่ (rake) การจำแนกตามลักษณะของเครื่องมือ ได้แก่

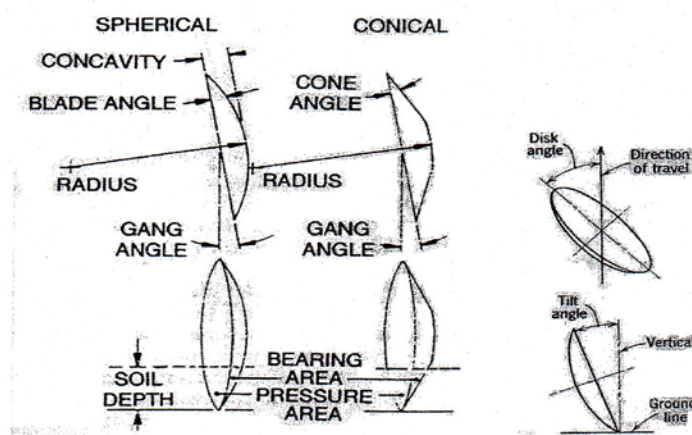
เครื่องมือเตรียมดินประเภท passive tillage เครื่องมือประเภทนี้เป็นเครื่องมือเตรียมดินชนิดไม่สามารถขับเคลื่อนได้ในตัว อาศัยแรงฉุดลากของต้นกำลังในการเคลื่อนที่ ต้องใช้กำลังในการฉุดลากจากต้นกำลังมากเมื่อมีขนาดใหญ่ขึ้น และเครื่องมือเตรียมดินประเภท active tillage เป็นเครื่องมือเตรียมดินที่ถูกขับเคลื่อนโดยตรงจากต้นกำลังหรือเพลาอำนาจกำลังของรถแทรกเตอร์ การใช้เครื่องมือเตรียมดินประเภท active tillage เป็นเครื่องมือเตรียมดินขั้นแรก ขนาดของก้อนดินที่ได้จะมีขนาดเล็กโดยไม่ต้องใช้เครื่องมือเตรียมดินขั้นที่สอง (Kawamura, 1999) ดังนั้นหากใช้เครื่องมือประเภท active tillage มีข้อดีหลายอย่าง เช่นสามารถใช้เครื่องมือเตรียมดินที่มีความกว้างมากขึ้น ไถเตรียมดินได้ลึก ลดแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) เครื่องมือดังกล่าว ได้แก่ อุปกรณ์ไถจอบหมุน (rotary tiller) เป็นเครื่องมือเตรียมดินที่ยังมีข้อจำกัดในเรื่องของความลึกในการทำงาน (Hendrick and Gill, 1971) ความลึกต้องน้อยกว่ารัศมีของโรเตอร์ (rotor) อีกชนิดหนึ่งก็คือ เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (powered disk tiller) มี 2 รูปแบบ คือแบบ two way type และแบบ one way type (Kawamura, 1999)

2.3 นิยามและคำจำกัดความ

ไถงาน (disk plow) หรือไถงานมาตรฐาน (standard disk plow) โดยปกติประกอบด้วยจานไถ 3 – 6 จาน แยกจากกันในแต่ละจานซึ่งอยู่บนโครงเดียวกันและหมุนอย่างอิสระในแต่ละจานไถตามภาพที่ 2.1 ลักษณะจานไถขณะทำงานจะได้รับอิทธิพลจากมุม 2 มุม ได้แก่ มุมจานไถ (disk angle) และมุมไถ (tilt angle) รูปร่างลักษณะจานไถมี 2 แบบ คือแบบเป็นส่วนหนึ่งของทรงกลม (spherical disk) และแบบรูปกรวย (conical disk) (Srivastava et al., 1995) จัดเป็นเครื่องมือเตรียมดินประเภท passive tillage คือเป็นเครื่องมือเตรียมดินที่ไม่เสริมการเคลื่อนที่ของต้นกำลังหรือเครื่องมือเตรียมดินที่ไม่สามารถขับเคลื่อนตัวเองได้



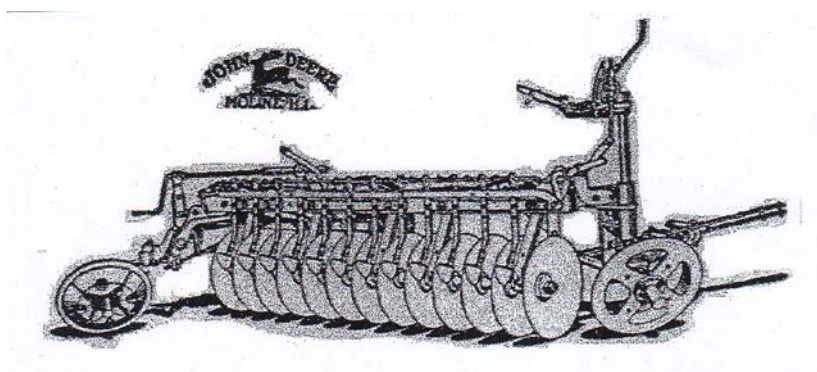
รูป 2.1 ไถงานมาตรฐาน 3 จานไถ



รูป 2.2 รูปร่างลักษณะจานไถ และมุมจานไถ และมุมไถ

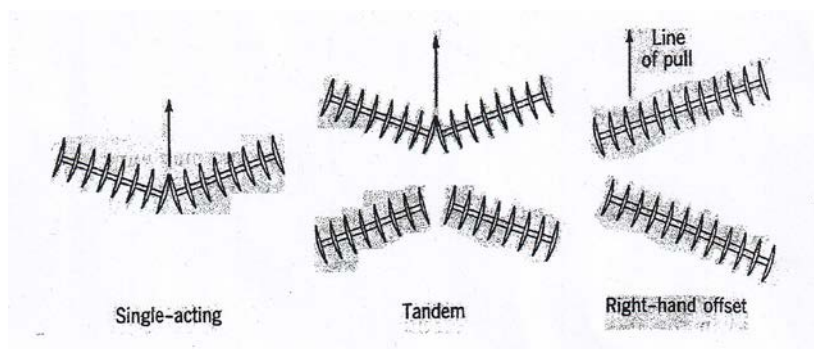
ที่มา: Srivastava et al., 1995

ไถจานแนวตั้ง (vertical disk plow) หรือ disk tiller ต่างจากไถจานมาตรฐานโดยไม่มีมุมไถ (tilt angle) จานไถมีระยะห่างเท่าๆกันและติดตั้งอยู่ในเพลากลอนเดียวกันและหมุนอิสระ (Srivastava et al., 1995) จัดเป็นเครื่องมือเตรียมดินประเภท passive tillage เช่นเดียวกับไถจานมาตรฐาน



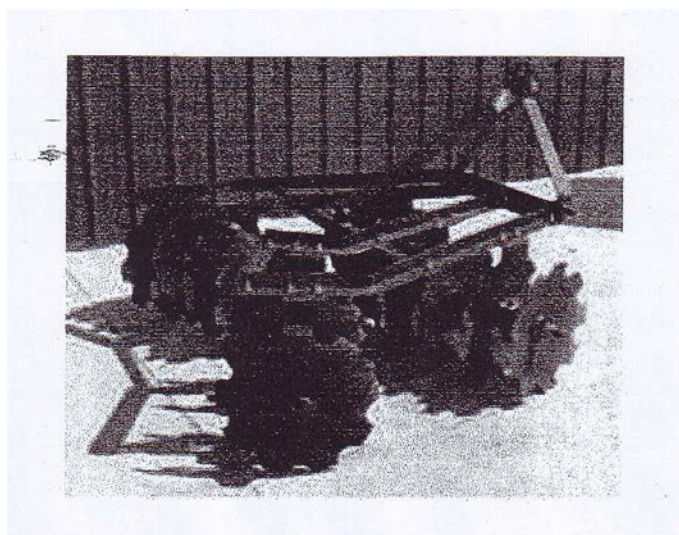
รูป 2.3 ไถจานแนวตั้ง (vertical disk plow) ที่เป็นแบบ single disk plow

พรวนจาน (disk harrows) เป็นเครื่องมือเตรียมดินขั้นที่ 2 ทำหน้าที่ย่อยดินให้มีขนาดเล็กเหมาะสมสำหรับการงอกของเมล็ด หรือเหมาะกับการเจริญเติบโตของต้นกล้าแตกต่างจากไถจานมาตรฐานคือ ไม่มีมุมไถ (tilt angle) (Srivastava et al., 1995; Kawamura, 1999) ประกอบด้วยจานหลายๆจานในเพลากลอนเดียวกันซึ่งเรียกว่า gang พรวนจานอาจประกอบด้วย gang หลายอันจัดเรียงในลักษณะที่ต่างกันตามรูปที่ 2.4 ลักษณะจานของพรวนจานมีทั้งแบบ spherical disk แบบจานหยักดังแสดงในรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.4 ลักษณะชุดพรวนงานและการจัดเรียง

ที่มา : Srivastava et al., 1995



รูปที่ 2.5 ลักษณะพรวนงานอีกชนิดหนึ่งมีลักษณะเป็นหยักสำหรับทำงานในแปลงที่มีวัชพืช

มุมจานไถ (disk angle) คือมุมซึ่งวัดจากแนวทิศทางการเคลื่อนที่ถึงหน้าจานไถเมื่อมองในแนวตั้งตามรูปที่ 2.2 ไถงานมาตรฐานมีมุมจานไถอยู่ระหว่าง $42^{\circ} - 45^{\circ}$ ส่วนไถงานแนวตั้งซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางจานไถเล็กกว่าไถงานมาตรฐาน มุมจานไถปรับได้ระหว่าง $35^{\circ} - 50^{\circ}$ (Godon , 1941; Srivastava et al., 1995)

มุมไถ (tilt angle) คือมุมที่อยู่ระหว่างระนาบหน้าจานกับแนวตั้งตามรูปที่ 2.2 ไถงานมาตรฐานมุมไถสามารถปรับได้อยู่ในช่วง $15^{\circ} - 25^{\circ}$ (Srivastava et al., 1995)

clearance angle หรือ blade angle คือมุมซึ่งวัดจากส่วนโค้งด้านหลังของจานไถถึงแนวหน้าตัดจาน รูปที่ 2.6 (Gill et al., 1980; Reaves et al., 1981) สำหรับจานไถแบบ spherical disk เป็นระยะห่างระหว่างระนาบด้านหน้าจานไถกับผิวด้านหลังจานไถที่สัมผัสดิน และเป็นมุมที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปแบบของความดันด้านหน้า (pressure area) ต่อความดันด้านหลัง (bearing area) ของจานไถ

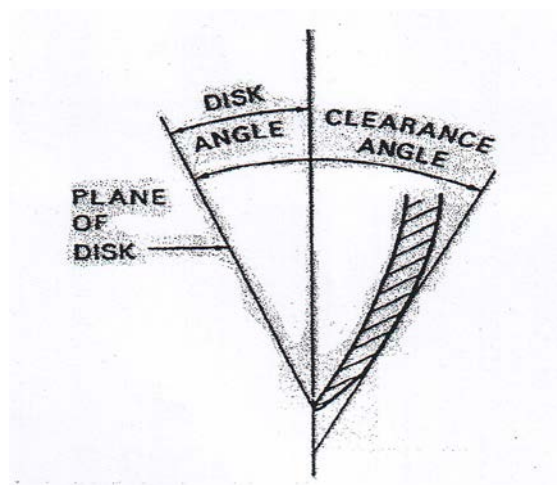
จานไถแบบ spherical disk จานไถมีหน้าตัดเป็นวงกลม ลักษณะจานเป็นส่วนหนึ่งของทรงกลม มีรัศมีส่วนโค้ง (R) คือขนาดส่วนโค้งของจานไถที่มีส่วนโค้งมากมีแนวโน้มที่จะลดการแทงทะลุดิน ขอบของจานไถเป็นวงกลม เส้นผ่านศูนย์กลางและความลึกของส่วนโค้งจานไถวัดจากหน้าตัดจานถึงผิวจานด้านใน (McCreery and Nichols , 1956 ; Bainer et al., 1963)

จานไถแบบ conical disk คือจานไถที่มีผิวด้านนอกเรียบแบน ผิวด้านนอกของจานไถทำมุมกับหน้าตัดจาน มุมดังกล่าวเรียกว่ามุม cone angle หรือ clearance angle

รัศมีส่วนโค้ง (radius of curvature , R) คือขนาดส่วนโค้งจานไถ จานไถที่มีรูปแบบจานเป็นส่วนหนึ่งของทรงกลม (spherical disk) จะมีรัศมีส่วนโค้งเท่ากัน ซึ่งเป็นรัศมีของทรงกลม (McCreery and Nichols , 1956)

bearing area คือพื้นที่ด้านหลังจานไถที่สัมผัสกับดินและกดดินตามรูปที่ 2.2 เป็นพื้นที่ที่รับทั้งภาระในแนวรัศมี (radial load) และภาระในแนวการเคลื่อนที่ (thrust load) (Bainer et al., 1963)

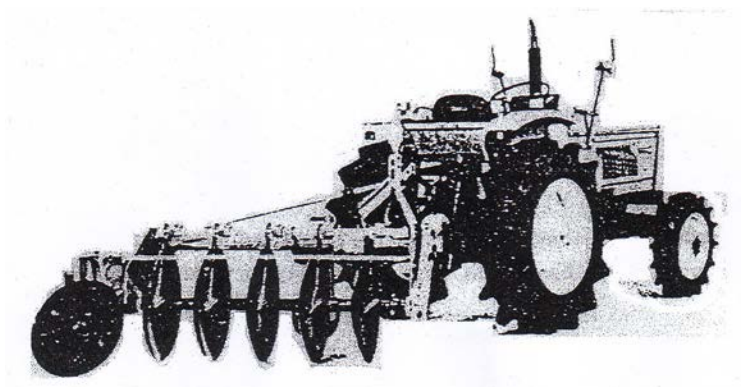
pressure area คือพื้นที่ด้านหน้าจานไถที่สัมผัสดินและรับน้ำหนักดิน ซึ่งดินถูกกระทำในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ของจานไถตามรูปที่ 2.2 ค่าแรงลัพธ์ที่กระทำกับพื้นที่ดังกล่าวคือ แรงปฏิกิริยาของดินซึ่งทำในทิศทางตั้งฉากกับผิวด้านในของทุกทิศทางขณะจานไถกระทำกับดิน (McCreery and Nichols , 1956)



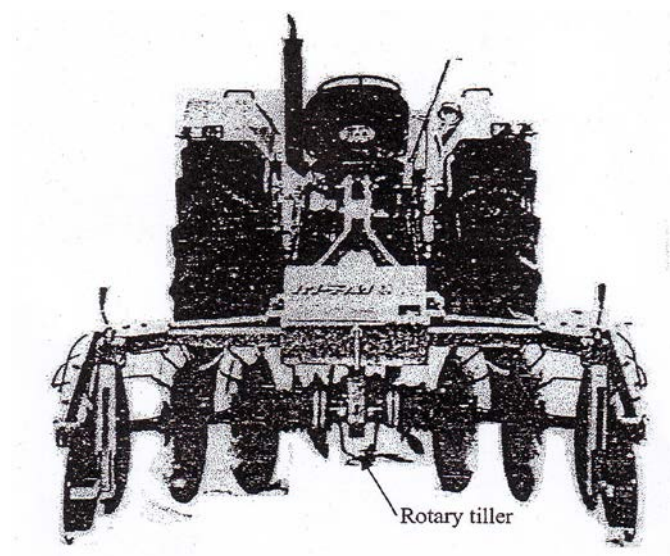
รูปที่ 2.6 มุม Clearance angle

ที่มา: Reaves et al., 1981

ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลัง (PTO powered disk tiller) คือเครื่องมือเตรียมดิน ซึ่งงานไถจะถูกขับเคลื่อนโดยตรงจากเพลาอำนาจกำลัง มี 2 แบบ คือ แบบทางเดียว (one-way type) และแบบ 2 ทาง (two-way type) ตามรูปที่ 2.7 (Kawamura, 1999)



รูป 2.7 PTO powered disk tiller ชนิด one-way type

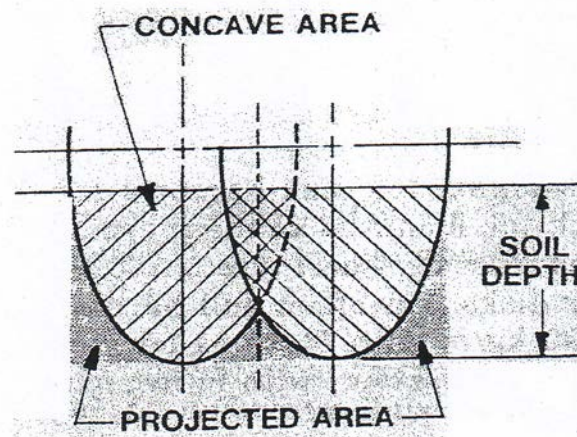


รูป 2.8 PTO powered disk tiller ชนิด two-way type
และตรงกลางเป็นพรวนหมุน

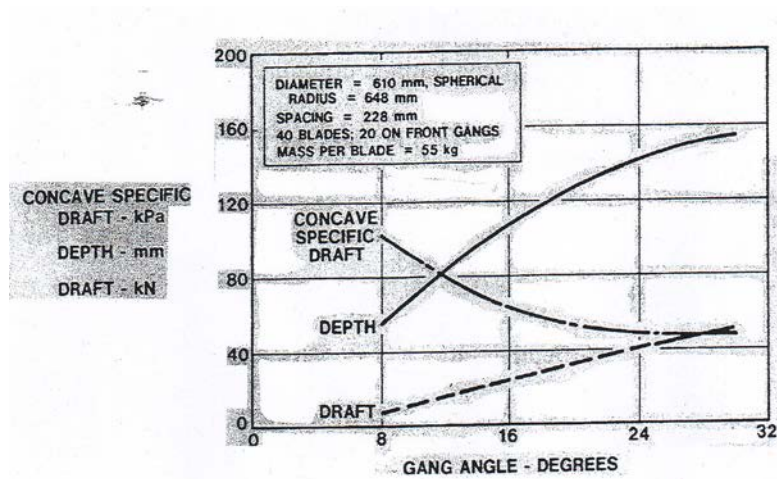
ที่มา : Kawamura , 1999

2.4 ลักษณะงานไถที่กระทำกับดิน

Sommer et al. (1983) วิเคราะห์ผลของงานไถขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 610 mm น้ำหนักอยู่ในช่วง 55 – 120 kg / งานไถหนึ่งงาน โดยเน้นไปที่มุม gang angle มวลงานไถ ชนิดงานไถ ระยะห่างระหว่างงานไถ และความเร็ว สิ่งเหล่านี้มีผลต่อปัจจัยด้านสมรรถนะการทำงาน เช่น ความลึก แรงฉุดลาก แรงฉุดลากในแนวระดับต่อหน่วยพื้นที่กระทำต่อส่วนโค้งด้านในของงาน (concave specific draft) ซึ่งก็คือความสัมพันธ์ระหว่างแรงฉุดลากรวมและพื้นที่แรงดันส่วนโค้งด้านในของงาน (concave pressure area) แสดงในรูป 2.9 ในรูปที่ 2.10 แสดงผลของมุม gang angle ที่มีผลกระทบต่อความลึกการทำงาน เมื่อ gang angle เพิ่มขึ้นมีผลทำให้แรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) และความลึกการทำงานเพิ่มขึ้นและแรงฉุดลากต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลงเมื่อ gang angle มีค่าเพิ่มมากขึ้น



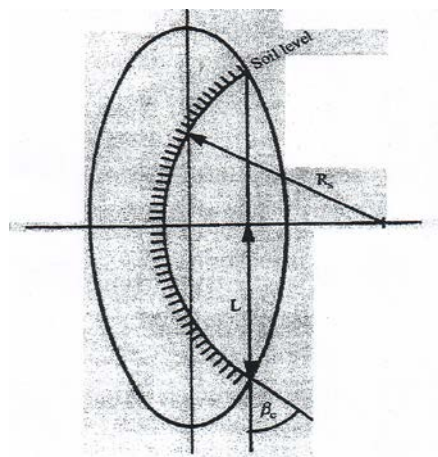
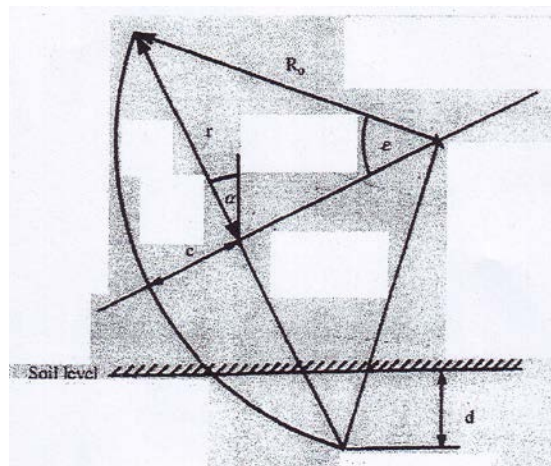
รูป 2.9 แสดงพื้นที่ส่วนโค้งด้านในของงาน (concave area) และพื้นที่ภาพฉาย (projected area)



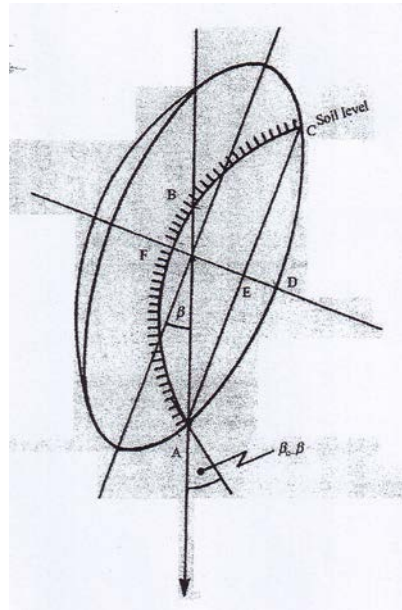
รูป 2.10 ผลของการเปลี่ยนแปลง gang angle ที่มีต่อความลึกและแรงจุดลากในแนวระดับ (draft) และค่าแรงจุดลากในแนวระดับต่อหน่วยพื้นที่กระทำส่วนโค้งด้านใน พิวงาน (concave specific draft)

O'Dogherty et al. (1996) ศึกษาผลของรูปร่างจานไถที่มีความสัมพันธ์ต่อพื้นที่สัมผัสดินของจานไถในส่วนที่เป็น spherical shell รูปร่างจานไถจะเกี่ยวข้องกับแรงกระทำของดิน วัตถุประสงค์ของการศึกษาเพื่อพิจารณาพารามิเตอร์ที่มีความสำคัญต่อจานไถ และผลกระทบของจานไถที่มีต่อพื้นที่สัมผัสระหว่างดินกับด้านหน้าจานไถและด้านหลังจานไถ โดยศึกษาตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับจานไถแสดงในรูปที่ 2.11 และรูปที่ 2.12 แสดง bearing area และ pressure area ของจานไถในแนวตั้งและแนวระนาบ bearing area คือพื้นที่ผิวส่วนโค้งด้านหลังจานไถที่กระทำกับดิน และ pressure area คือพื้นที่ผิวส่วนโค้งด้านหน้าจานไถที่กระทำกับดิน

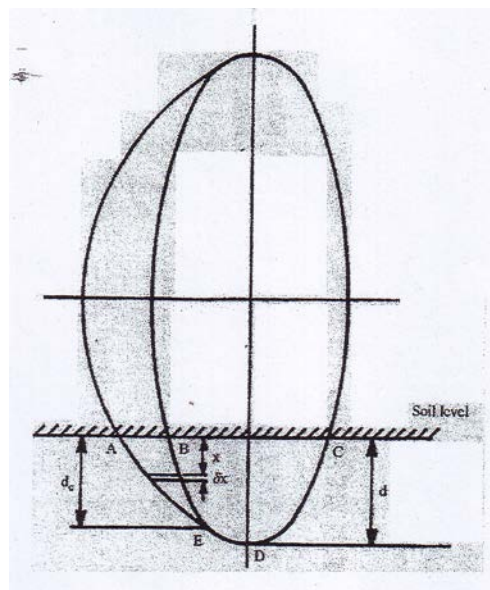
R_o	คือ	รัศมีผิวส่วนโค้งของทรงกลมด้านหลัง
R_s	คือ	รัศมีของวงกลมที่ตัดลงไปบนดิน
r	คือ	รัศมีของจานไถวัดจากขอบจานไถในแนวระนาบ
c	คือ	ระยะความลึกของจานไถวัดจากระนาบจานไถถึงผิวจานไถด้านใน
α	คือ	มุมไถ (tilt angle)
\mathcal{E}	คือ	$\sin \mathcal{E} = r / R_o$
d	คือ	ความลึกในการทำงาน
L	คือ	ความยาวครึ่งหนึ่งของจานไถในแนวระนาบซึ่งเป็นส่วนสัมผัสกับดิน
β	คือ	มุมจานไถ (disc angle)
β_c	คือ	มุมจานไถวิกฤต (critical disc angle)
t	คือ	ความหนาของจานไถ



รูป 2.11 พารามิเตอร์ของรูปร่างงานไถที่ทำมุมได้ α กับแนวระนาบ



รูป 2.12 Bearing area และ pressure area ทำมุม β (disc angle) กับแนวการเคลื่อนที่ซึ่งฉายลงในแนวระนาบ



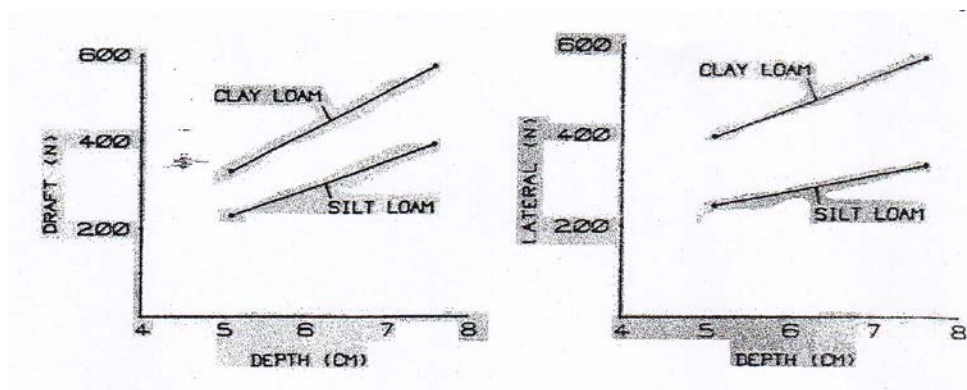
รูป 2.13 Bearing area และ pressure area ของงานไถที่ฉายในแนวตั้ง

รูปที่ 2.13 vertical pressure area A_p (BCDE) พื้นที่ที่เกิดจากการกระทำระหว่างดินกับจานไถ เป็นพื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางการเคลื่อนที่ ซึ่งพื้นที่เพิ่มขึ้นเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น ขณะที่มุมไถมีผลกระทบ น้อยมาก และพบว่า vertical bearing area (A_b , พื้นที่ ABC ในรูปที่ 2.12) มีค่าลดลงเมื่อมุมจานไถ เพิ่มขึ้น vertical bearing area คือ พื้นที่ของดินที่สัมผัสกับส่วนโค้งด้านหลังจานไถที่อยู่ต่ำกว่าระดับ ผิวดิน เมื่อมองในแนวตั้งลงไปและตั้งฉากกับทิศทางการเคลื่อนที่ของจานไถ horizontal pressure area (A_{ph}) คือ พื้นที่ด้านในของส่วนโค้งของผิวจานไถซึ่งกระทำกับดินเป็นระนาบในแนวระดับ คือ พื้นที่ AFBCD ในรูปที่ 2.12 มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมุมจานไถ (disc angle) เพิ่มขึ้นจนถึง 25° หลังจากนั้นจะคงที่เมื่อ มุมไถ (tilt angle) 20° และความลึกการทำงาน 120 mm ส่วนมุมไถมีผลต่อการเพิ่มขึ้นของ horizontal pressure area ถึง 79% เมื่อมุมไถเพิ่มจาก 15° ถึง 25° ที่ความลึกการทำงาน 120 mm และเมื่อเพิ่มความลึกการทำงานระหว่าง 60–120 mm ที่มุมไถ 20° มีผลต่อการเพิ่ม horizontal pressure area ด้วย ส่วน horizontal bearing area (A_{bh}) ซึ่งเป็นพื้นที่ผิวส่วนโค้งด้านนอกของจานไถที่สัมผัสกับ ดินอยู่ในแนวระดับเป็นพื้นที่ AFB ในรูปที่ 2.12 พบว่ามีแนวโน้มลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อมุมจานไถ เพิ่มขึ้น ที่มุมไถ 20° ความลึกการทำงาน 120 mm คล้ายกับ vertical bearing area คือจานไถที่มีส่วน โค้งน้อยกว่าจะลดลงเร็วกว่าและมีค่าเป็นศูนย์ที่มุมจานไถประมาณ 15° ส่วนจานไถที่มีส่วนโค้งมากกว่า จะมีค่า vertical bearing area เป็นศูนย์ที่มุมจานไถประมาณ 30°

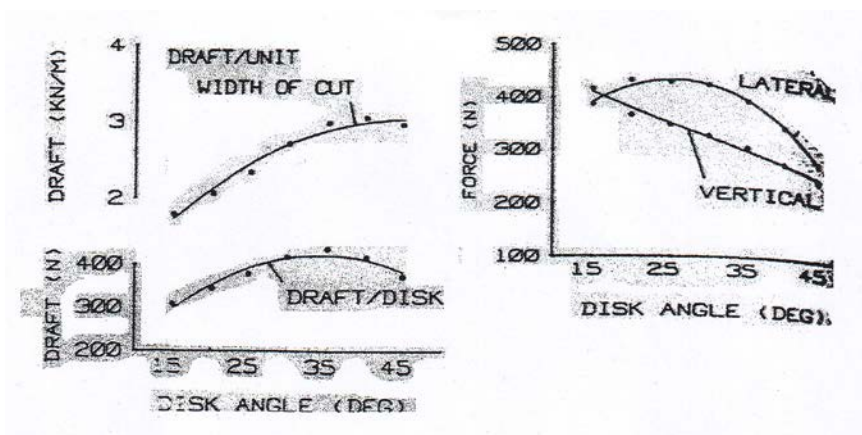
จากการศึกษาพบว่ามุมจานไถ (disk angle) ความลึกการทำงาน ขนาดจานไถมุมไถ (tilt angle) มีผลต่อพื้นที่รับแรงของจานไถ โดยเฉพาะมุมจานไถและความลึกในการทำงาน

Hettiaratchi (1997) ศึกษาแรงปฏิกิริยาที่ดินกระทำต่อจานไถเพียงจานเดียว โดยศึกษาในแปลง ทดลองและใช้ multicomponent sensor ในการวัดค่าแรงปฏิกิริยา วางแผนการทดลองแบบ split – plot factorial design ศึกษามุมจานไถ (disk angle) ที่มีผลกระทบต่อแรงปฏิกิริยาของดินเป็นสำคัญ ปัจจัยที่ ศึกษาประกอบด้วยมุมจานไถ ความลึก และความเร็ว ทำการทดลองสองพื้นที่ใน Alberta จานไถมี รัศมีส่วนโค้ง 635 mm เส้นผ่านศูนย์กลาง 508 mm จากการวิเคราะห์มุมจานไถ ความลึก และ ตำแหน่งของพื้นที่มีผลกระทบอย่างมากต่อแรงจุดลากในแนวระดับ แรงปฏิกิริยาในแนวตั้งและแรง ปฏิกิริยาด้านข้าง ส่วนความเร็วมีผลกระทบที่สำคัญต่อแรงปฏิกิริยาในแนวระดับ เมื่อความลึก เพิ่มขึ้นมีผลทำให้แรงด้านข้างและแรงจุดลากในแนวระดับเพิ่มขึ้น และเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นแรงจุดลาก ในแนวระดับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นจนกระทั่งประมาณ 30° แรงจุดลากในแนวระดับเริ่มคงที่ เมื่อมุมจาน ไถเพิ่มขึ้นจนถึง 45° แรงจุดลากในแนวระดับมีแนวโน้มลดลง แต่แรงจุดลากในแนวระดับต่อความ กว้างในการตัดดินมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น มุมจานไถที่เพิ่มขึ้นส่งผลทำให้แรงปฏิกิริยา ในแนวตั้งลดลงอย่างต่อเนื่อง แต่เมื่อขนาดมุมจานไถมีค่าต่ำ แรงปฏิกิริยาด้านข้างมีค่าน้อย เมื่อมุม

งานไถเพิ่มขึ้นแรงปฏิกิริยาด้านข้างมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นจนกระทั่งมุมงานไถประมาณ $25 - 30^\circ$ แรงปฏิกิริยาด้านข้างเริ่มคงที่ และเริ่มลดลงเมื่อมุมงานไถเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.14 และ 2.15



รูป 2.14 ผลของความลึกที่มีต่อแรงปฏิกิริยาด้านข้าง (lateral force) และแรงฉุดลากในแนวระดับ (Draft)

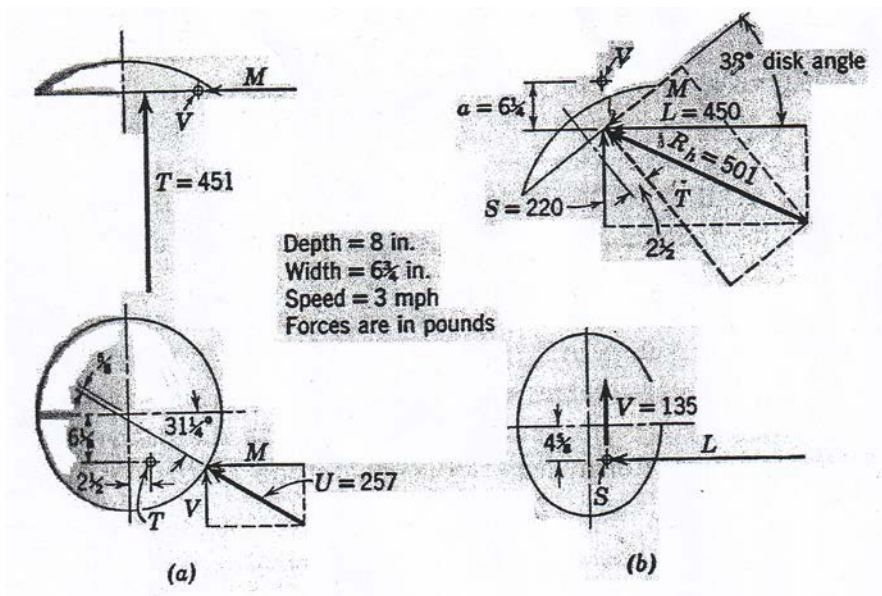


รูป 2.15 ผลของมุมงานไถที่มีต่อแรงปฏิกิริยาด้านข้าง (lateral force) แรงในแนวตั้ง (vertical force) และแรงฉุดลากในแนวระดับ (Draft)

2.5 ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อแรงกระทำระหว่างงานไถกับดิน

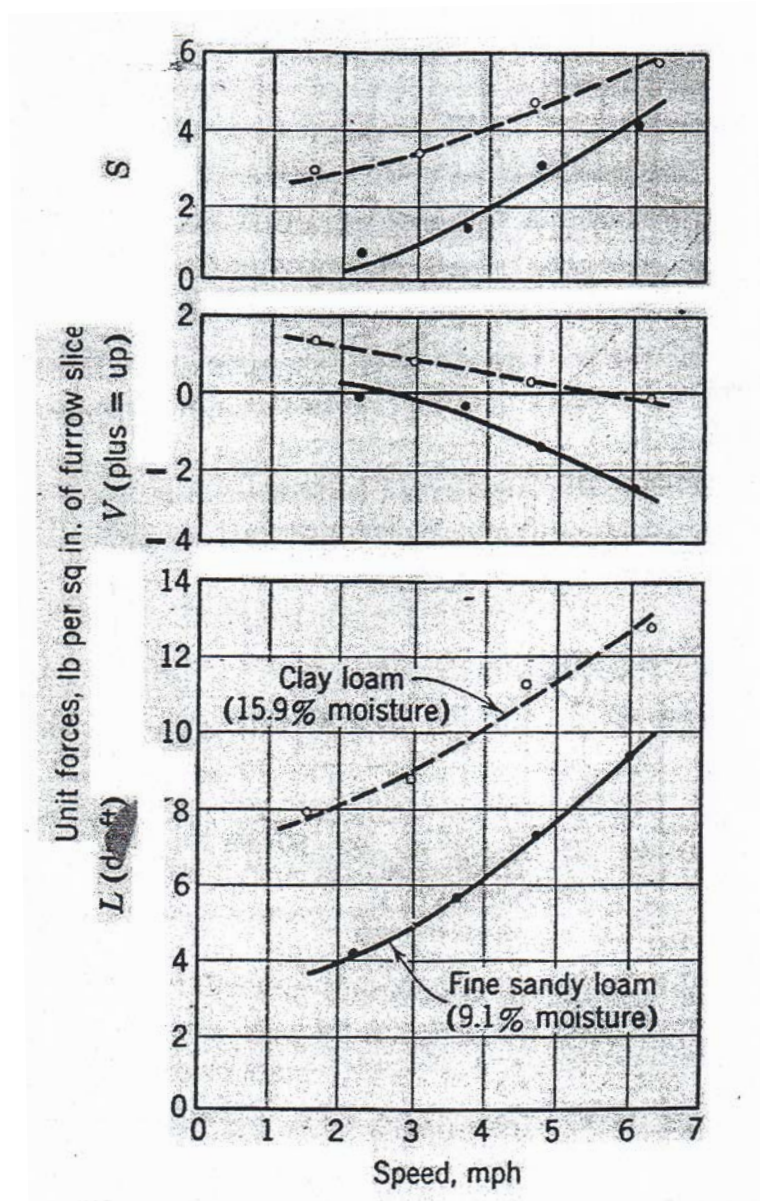
แรงที่ดินกระทำกับงานไถประกอบไปด้วยแรงในการตัดดิน (cutting force) แรงที่ใช้เพื่อทำให้อ่อนดินแตก (pulverizing force) แรงใช้ยกตัวของมวลดิน (elevating force) และแรงใช้ในการพลิกกลับดิน (inverting the furrow slice force) รวมถึงแรงเสียดทานอื่นๆ ที่เกิดขึ้นขณะงานไถกระทำกับ

ดิน (Bainier et al., 1963) แรงกระทำในแนวนอนกับจานไถคือแรงผลักหรือแรงดึง (thrust force, T) ซึ่งเป็นแรงกระทำที่อยู่ต่ำกว่าศูนย์กลางจานและแรงในแนวรัศมี (radial force, U) รวมถึงแรงแนวตั้ง (vertical force) กระทำที่ขอบจานไถ แนวแรงรัศมีจะใกล้ศูนย์กลางมากมีระยะห่างเพียงเล็กน้อยเพื่อทำให้เกิดแรงบิด (torque) เพื่อเอาชนะแรงเสียดทานด้านหลังจาน ในรูปที่ 2.16 a และเป็นสาเหตุทำให้จานหมุน อาจแสดงลักษณะแรงกระทำกับจานไถได้ตามรูปที่ 2.16 b ประกอบไปด้วยแรงในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ (longitudinal force, L) แรงในแนวตั้ง (vertical force, V) และแรงในแนวขวางการเคลื่อนที่ (lateral force, S) โมเมนต์แรงคู่ควบ (couple moment) Va เป็นโมเมนต์แรงคู่ควบที่ทำให้จานหมุนในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ ปัจจัยที่มีผลกระทำต่อแรงประกอบเหล่านี้คือ ความเร็ววิ่ง แสดงในรูปที่ 2.17 และยังพบอีกว่าแรงต้านทานการรูดลากในแนวระดับ (draft resistance) ขึ้นกับสมบัติของดิน (Rucins and Vilde, 2005) เช่น ความแข็ง (hardness) ความหนาแน่น (density) แรงยึดเกาะ (friction) และแรงเสียดทานระหว่างดินกับโลหะหรือวัสดุอื่น (adhesion) ซึ่งสัมพันธ์กับชนิดดิน รวมถึงลักษณะการทำงาน ความลึกและความกว้างในการตัดดิน (Aykas et al., 2004) ปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อแรงรูดลากไถจานได้แก่ น้ำหนัก ความเร็ว และมุมจานไถ (disk angle) เมื่อปัจจัยเหล่านี้เพิ่มขึ้นส่งผลทำให้แรงรูดลากเพิ่มขึ้น



รูป 2.16 ลักษณะแรงกระทำกับจานไถ

ที่มา: Bainier et al., 1963



รูปที่ 2.17 ผลกระทบของความเร็วที่มีต่อแรงประกอบในทิศทาง 3 ทิศทาง ซึ่งเกิดจากการกระทำระหว่างดินกับจานไถ

ที่มา: Bainer et al., 1963

Reaves et al. (1981) ศึกษาอิทธิพลของความกว้างและความลึกในการตัดดินที่มีต่อแรงและการหมุนของจานไถขนาดใหญ่ ดินที่ใช้เป็นดิน Decatur clay loam และ Norfolk sandy loam โดยพิจารณาแรงกระทำ 3 ทิศทาง ลักษณะจานไถที่ใช้มี 3 รูปแบบคือ conventional spherical disk และ compound spherical disk เป็นจานไถที่มีรัศมีส่วนโค้ง 2 ค่าต่างกันชัดเจน และแบบที่ 3 คือ conical disk ขนาดจานไถที่ใช้ศึกษามี 3 ขนาด คือ 610 mm 710 mm 810 mm จากการศึกษาเมื่อความกว้างในการตัดดินเพิ่มขึ้น แรงฉุดลากในแนวระดับและแรงกระทำด้านข้างของจานไถทุกขนาดจะเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะจานไถแบบ conical disk มีอัตราการเพิ่มของแรงกระทำด้านข้างมากขึ้นสำหรับจานไถขนาด 610 mm และจานไถแบบ compound spherical disk สำหรับจานไถขนาด 710 mm และ 810 mm ความลึกในการตัดดินเพิ่มขึ้นมีผลต่อการเพิ่มขึ้นของแรงฉุดลากในแนวระดับทุกขนาด จานไถและทุกรูปแบบจานไถ ผลจากการเพิ่มความลึกในการตัดดินทำให้แรงในแนวตั้งเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะเมื่อขนาดจานไถเพิ่มขึ้น และจานไถที่มีรูปแบบ conventional spherical disk จานไถแบบ compound spherical disk ให้แรงกระทำในแนวตั้งน้อยที่สุดเมื่อความลึกในการตัดดินเพิ่มขึ้น ผลกระทบจากการเพิ่มความลึกมีรูปแบบที่ชัดเจนต่อแรงกระทำด้านข้างสำหรับดิน clay soil น้อยกว่าดิน sandy soil เป็นผลเนื่องจากขนาดของก้อนดินที่กระทำต่อผิวด้านหลังของจานไถ โดยทั่วไปแล้วจานไถแบบ conventional spherical disk มีค่าต่ำที่สุด และแบบ compound spherical disk มีค่าสูงที่สุด

Shirin et al. (1993) ศึกษาปัจจัยของจานไถและการทำงานที่มีผลต่อสมรรถนะของจานไถในดิน clay soil โดยศึกษาในแปลงนาที่มีตอซังในช่วงความชื้น 3 ค่า ระหว่างค่า plastic limit และ liquid limit จานไถขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 69.3 cm และรัศมีส่วนโค้ง (radius of curvature) 70 cm มุมจานไถ (disk angle) 40° ถึง 50° มุมไถ (tilt angle) 17° 20° และ 23° โดยใช้ three point link dynamometer เป็นเครื่องมือวัดแรงฉุดลากในแนวระดับของจานไถ ส่วน lower link ติดตั้ง transducer สำหรับวัดแรงในแนวระดับและแรงในแนวตั้ง จากการทดลองพบว่าความชื้นที่เพิ่มขึ้นมีผลทำให้แรงฉุดลากในแนวระดับจำเพาะ (specific draft) ลดลงในทุกๆความเร็วการทำงาน ขณะทำงานที่มุมไถ 17° และมุมจานไถ 45° เมื่อความเร็วในการทำงานเพิ่มขึ้นแรงฉุดลากในแนวระดับจำเพาะมีแนวโน้มลดลง ขณะที่ความชื้นคงที่ มุมจานไถเพิ่มขึ้นระหว่าง 40° ถึง 45° ทำให้แรงฉุดลากในแนวระดับลดลง และเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อมุมจานไถมีค่าระหว่าง 45° ถึง 50° ในทุกๆกรณี ส่วนผลกระทบที่เกิดจากมุมจานไถที่ความชื้น 23 % (db) ทุกๆมุมจานไถและทุกความเร็วมีผลทำให้แรงฉุดลากในแนวระดับจำเพาะลดลงเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น ความเร็วเป็นปัจจัยสำคัญที่มีผลทำให้แรงฉุดลากในแนวระดับจำเพาะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นในทุกๆเงื่อนไข และสามารถเขียนสมการความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{สำหรับมุมจานไถ } 40^\circ \quad D_s &= 20.68 + 1.04S - 0.25T - 0.20M \quad \dots\dots\dots(1) \\ r &= 0.85 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{สำหรับมุมจานไถ } 45^\circ \quad D_s &= 18.45 + 1.12S - 0.21T - 0.18M \quad \dots\dots\dots(2) \\ r &= 0.91 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{สำหรับมุมจานไถ } 50^\circ \quad D_s &= 21.97 + 1.16S - 0.21T - 0.26M \quad \dots\dots\dots(3) \\ r &= 0.90 \end{aligned}$$

เมื่อ

D_s คือ แรงฉุดลากจำเพาะ (specific draft, N/cm^2)

S คือ ความเร็วในการทำงาน (km/h)

M คือ ความชื้นในดิน (%)

T คือ มุมไถ (tilt angle, degree)

และจากการสังเกตของผู้ทดลองพบว่า การแทงทะลุของจานไถมีค่าสูงเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นซึ่งตรงข้ามกับมุมไถ คือต้องมีค่าน้อย

Gill et al. (1981) ศึกษาอิทธิพลของส่วนโค้งของจานพรวนที่มีต่อแรง เมื่อมุมจานไถและความเร็วในการเคลื่อนที่เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญในการทำงานของจานไถ ได้ตั้งข้อสังเกตไว้ว่ารัศมีส่วนโค้งจานเป็นฟังก์ชันของจานไถ และความเร็วในการเคลื่อนที่การทดลองทำในกระบะดิน โดยใช้จานไถที่มีส่วนโค้งต่างกัน 7 จาน (เรียงลำดับจากรัศมีส่วนโค้งจานไถมากไปน้อย) จานไถติดตั้งโดยไม่มีมุมไถ (tilt angle) ทำการศึกษาผลของมุมจานไถ (disk angle) เมื่อความเร็วในการเคลื่อนที่คงที่ 1.3 m/s และศึกษาผลของความเร็วเมื่อมุมจานไถคงที่ 0.38 rad เปลี่ยนความเร็วอย่างต่อเนื่องในช่วง 0.5 – 3.6 m/s จานไถทำงานที่ความลึก 100 mm (clearance angle เรียงลำดับจากน้อยไปมาก) ทดสอบในดิน 2 ชนิด พบว่าแรงฉุดลากในแนวระดับเป็นฟังก์ชันกับมุมจานไถ คือเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นค่าแรงฉุดลากในแนวระดับมีแนวโน้มลดลงอย่างรวดเร็วในช่วงมุมจานไถ 0.4 rad หลังจากนั้นเพิ่มขึ้น ยกเว้นจานไถชนิดที่ 1 ซึ่งเป็นจานไถแบน อาจเนื่องมาจากความเอียงที่ผิวด้านหน้าที่มาเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มส่วนโค้งของจาน ความเอียงของจานจะเพิ่มขึ้น ผลกระทบต่อแรงในแนวตั้งคือ เมื่อเพิ่มมุมจานไถทำให้แรงในแนวตั้งลดลง ยกเว้นจานไถแบบที่ 1 ซึ่งค่อนข้างคงที่ตลอดการเปลี่ยนแปลงมุมจานไถ

ผลกระทบต่อแรงด้านข้างคือ ในช่วงมุมงานไถน้อย (ไม่เกิน 0.5 rad.) แรงด้านข้างเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว แต่เมื่อเข้าใกล้ 0.5 rad แรงด้านข้างมีแนวโน้มคงที่ ได้ทำการศึกษาผลกระทบของมุมงานไถที่มีต่อ kinematic parameter. $\lambda = V_C / V_F$ ที่ความเร็วในการเคลื่อนที่คงที่ และมุมงานไถน้อย (0.2 – 0.3 rad) ค่า λ มีค่าลดลงเมื่อรัศมีส่วนโค้งเพิ่มขึ้น ผลของความเร็วที่มีต่อแรงจุดลากในแนวระดับของงานไถมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น

Gill et al. (1980) ศึกษาอิทธิพลของรูปร่างงานไถที่มีต่อแรงกระทำกับงานไถ ทำการทดลองในกระบะดิน โดยงานไถทำงานในลักษณะพรวน ขณะทำการทดลองวัดแรงปฏิกิริยาจากดินและโมเมนต์ ความเร็วในการเคลื่อนที่ (forward velocities) ความเร็วการหมุน (rotational velocities) มุมงานไถ (disk angle) ทิศทางแรงกระทำจากดินกำหนด ดังนี้แรงจุดลากในแนวระดับ (draft or longitudinal forces) มีค่าเป็นบวกในทิศทางตรงข้ามกับการเคลื่อนที่ แรงด้านข้าง (side force) เป็นบวกในทิศทางพุ่งเข้าหาด้านหลังงานไถ แรงในแนวตั้ง (vertical force) เป็นบวกในทิศทางชี้ลง พื้นที่งานไถสัมผัสดินคำนวณจากรูปร่างของภาพฉายทางด้านหน้างานไถซึ่งเป็นฟังก์ชันของมุมงานไถ (disk angle) พื้นที่ดังกล่าวใช้ในการคำนวณหาค่าแรงจำเพาะ (specific force) ต่อไป และสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนแรง ($n = \text{side force} / \text{draft}$, $m = \text{vertical force} / \text{draft}$) กับความเร็วหรือมุมงานไถ แรงต่างๆถูกวัดที่ความเร็วในการเคลื่อนที่ 1.3 m/s มุมงานไถระหว่าง 16° ถึง 52° โดยเพิ่มครั้งละ 3° และเมื่อมุมงานไถคงที่ (22°) เปลี่ยนแปลงความเร็วในการเคลื่อนที่อย่างต่อเนื่อง งานไถที่ใช้ในการทดสอบ 3 แบบ แบบที่ 1 เป็นงานไถแบบเดิมที่มีใช้อยู่ทั่วไป (spherical disk I) แบบที่ 2 มีลักษณะเป็นทรงกรวย (conical) และแบบที่ 3 เรียกว่า compound spherical disk คือมีส่วนประกอบของส่วนโค้ง 2 ส่วน (spherical disk II) ขนาดงานไถ 3 ขนาด คือ 610, 710, และ 810 mm

ผลจากการทดลองพบว่าแรงจุดลากในแนวระดับที่เกิดขึ้นกับงานไถแบบ spherical disk II มีค่าต่ำกว่าแรงจุดลากในแนวระดับที่เกิดขึ้นกับงานไถแบบ spherical disk I และแบบ conical ที่เป็นเช่นนั้นอาจเนื่องมาจากรัศมีส่วนโค้งของงานมากกว่า มีเหตุผล 2 อย่าง คือ มีพื้นที่สัมผัสด้านหลังงานไถน้อย ทำให้แรงกดดินในแนวระดับของงานไถน้อย เหตุผลที่สอง คือ การลดลงของรัศมีส่วนโค้งที่ผิวด้านหน้างานไถช่วยให้มีการยกและเหวี่ยงดินได้ดีเช่นเดียวกับการโยนดินของงานไถแบบ conical และแบบ spherical disk I การโยนดินเริ่มมีความสำคัญมากเมื่องานไถมีขนาดใหญ่และทำงานที่ความเร็วสูง ลักษณะแรงในแนวตั้งที่เกิดกับทั้ง 9 งานไถพบว่ามีการเพิ่มค่าลง นั่นคืองานไถต้องการน้ำหนักเพิ่ม โดยทั่วไปแล้วงานไถแบบ spherical disk II มีค่าแรงในแนวตั้งน้อยที่สุด และจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างแรงในแนวตั้งในการเคลื่อนที่พบว่า การเพิ่มความเร็วในการเคลื่อนที่ไม่มีผลต่อการเพิ่มแรงในแนวตั้งมากนัก แรงด้านข้างที่เป็นฟังก์ชันของความเร็วพบว่าไม่มีรูปแบบที่ชัดเจน สภาพดังกล่าวสะท้อนให้เห็น

ความสำคัญของระยะห่างด้านหลังจานไถที่มุมจานไถ 22° ดังนั้นแรงด้านข้างสุทธิประกอบไปด้วย 2 ส่วน คือแรงด้านหน้าและแรงด้านหลังจานไถต้องเท่ากัน การศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับมุมจานไถพบว่าแรงจุดลากในแนวระดับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น แรงในแนวตั้งเพิ่มขึ้นเมื่อมุมจานไถเข้าใกล้ 32° จากนั้นเริ่มมีค่าลดลงและเริ่มคงที่ที่มุมจานไถมากกว่า 40° และแรงด้านข้างมีค่าลดลงที่มุมจานไถมีค่าน้อย (16°) มีค่าเป็นลบเนื่องจากแรงดันดินที่ด้านหลังจานไถ เมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นแรงดันดินด้านหลังจะถูกกำจัด

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนแรง $n (F_y / F_x)$ และ $m (F_z / F_x)$ กับความเร็วพบว่ามีลักษณะความสัมพันธ์ที่คล้ายกันทุกขนาดจานไถ เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น ค่า n มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และเริ่มคงที่ที่ความเร็ว 1.5 ถึง 2.5 m/s และค่า m ก่อนข้างเป็นเส้นตรงโดยจะลดลงประมาณ 0.07 % เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นเป็น 1 m/s

2.6 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Hoki et al. (1988) ศึกษาไถงานขับเคลื่อนด้วยเพลาอำนาจกำลัง (PTO driven powered disk tiller) เป็นเครื่องมือที่ส่งถ่ายกำลังจากเพลาอำนาจกำลังไปยังจานไถ วัตถุประสงค์ของการศึกษาครั้งนี้เพื่อแสดงให้เห็นถึงความสามารถในการทำงานในแปลง โดยทำการทดลองในแปลง 2 สภาพ แปลงทดลองในประเทศญี่ปุ่นเป็นการศึกษาความต้องการแรงจุดลากและกำลัง แปลงทดลองในประเทศสหรัฐอเมริกาให้ความสนใจเรื่องสมรรถนะเครื่องมือไถงานใช้กำลังขับเคลื่อนด้วยเพลาในประเทศญี่ปุ่นประกอบด้วยจานไถ 4 จาน (Model F – 400 tiller) ส่วนในแปลงประเทศสหรัฐอเมริกาประกอบด้วยจานไถ 8 จาน (Model F – 800 tiller) ศึกษาสมรรถนะในแปลงทดลองเนื่องจากแปลงเพาะปลูกมีขนาดใหญ่ สมรรถนะการทำงานจึงเป็นสิ่งสำคัญ ลักษณะเครื่องมือแสดงในตารางที่ 1 เครื่องมือรุ่น F-800 การทดสอบใช้ดินกำลังรถแทรกเตอร์ขนาด 100 hp ทดสอบที่ความเร็วรอบเพลาอำนาจกำลัง 540 rpm และ 1000 rpm และไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลัง ความเร็วในการเคลื่อนที่ต่างๆโดยเปลี่ยนเกียร์ความเร็ว ขณะที่ความเร็วรอบหมุนของจานไถคงที่ การทดลองในแปลงประเทศสหรัฐอเมริกาทำการสังเกตขนาดก้อนดิน ความเรียบของพื้นที่ และการพลิกกลับวัชพืช วัดความลึกการไถ ส่วนเครื่องมือรุ่น F – 400 ศึกษาความต้องการพลังงานของจานไถชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน โดยวัดค่าแรงบิดที่เพลาอำนาจกำลังและความต้องการแรงจุดลากในแนวระดับ ลักษณะของเครื่องมือแสดงในตารางที่ 1 เครื่องมือต่อติดในลักษณะจุดต่อพ่วงสามจุด (three point hitch) รถแทรกเตอร์ขับเคลื่อน 2 ล้อขนาด 23 kW ใช้เป็นต้นกำลังในการขับเคลื่อนจานไถด้วยเพลาอำนาจกำลัง รถแทรกเตอร์คันดังกล่าวถูกจุดลากด้วยรถแทรกเตอร์ขนาด 21 kW อยู่ด้านหน้าใช้สำหรับจุดลากอย่างเดียวระหว่างรถแทรกเตอร์ทั้งสองติดตั้ง dynamometer สำหรับวัดแรงจุดลาก ความเร็วการเคลื่อนที่ที่จะ

เปลี่ยนโดยไม่เปลี่ยนความเร็วเพลลาอานวยกำลัง ทดสอบในเงื่อนไขดินแห้ง สภาพดินประเทศญี่ปุ่น แรงบิดที่เพลลาอานวยกำลังถูกวัดค่า ความเร็วรอบเพลลาอานวยกำลังถูกวัดค่าด้วย Photo sensor ซึ่งติดอยู่ที่ใกล้ๆกับเพลลาอานวยกำลัง

สมรรถนะการทำงานในแปลงของเครื่องมือรุ่น F – 800 เกิดแรงกระทำด้านข้างมากทำให้การบังคับเลี้ยวทำได้ยาก ซึ่งมีสาเหตุมาจากความเร็วที่เพิ่มขึ้น ในการทดสอบครั้งนี้ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนหน้าที่เป็นเครื่องมือไถเตรียมดินขั้นแรก (primary tillage) เปรียบเทียบกับไถงานไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนพบว่าไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนสามารถไถได้ลึกกว่า 30 – 300 % โดยมีวัชพืชเหลืออยู่ในแปลงไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน และยังทำให้แปลงเรียบ ดินแตกตัวได้มากกว่าและพลิกกลับวัชพืชได้ดีกว่า

ความต้องการกำลังของเครื่องมือรุ่น F – 400 ซึ่งทดสอบในประเทศญี่ปุ่น มีการเพิ่มน้ำหนักให้กับอุปกรณ์เพื่อเป็นการเพิ่มการแทงทะลุดิน พบว่าแรงบิดเพลลาอานวยกำลังจะเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วในการเคลื่อนที่ กำลังที่เพลลาอานวยกำลังต้องการมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เครื่องมือไถเตรียมดินความลึก 15 – 17 cm และความเร็วในการเคลื่อนที่สูงขึ้น โดยเฉพาะเมื่อความเร็วของเพลลาอานวยกำลังมีค่าสูง การเพิ่มความเร็วของเพลลาอานวยกำลังมีผลทำให้ดินแตกตัวได้ดี และการเคลื่อนที่ของดินได้ดี และเมื่อความเร็วในการเคลื่อนที่ของรถแทรกเตอร์คงที่ 1.8 km/h เมื่อความลึกในการทำงานเพิ่มขึ้น กำลังที่เพลลาอานวยกำลังจะเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะที่ความเร็วรอบสูงๆ เมื่อเปรียบเทียบระหว่างใช้เพลลาอานวยกำลังขับเคลื่อนได้ความลึก 12.5 cm เมื่อไม่ใช้เพลลาอานวยกำลังขับเคลื่อนได้ความลึก 8.5 cm ขณะเดียวกันแรงฉุดลากในแนวระดับเพิ่มจาก 1300 N ไปเป็น 6300 N ที่ความเร็วรอบเพลลาอานวยกำลัง 540 rpm กำลังรวมที่ต้องการเป็นผลเนื่องมาจากความเร็วในการเคลื่อนที่ กำลังรวมที่ต้องการมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วในการเคลื่อนที่เพิ่มขึ้น โดยเฉพาะเมื่อความเร็วรอบหมุนของเครื่องมือเพิ่มขึ้น

ตารางที่ 1 Powered disk tiller specifications

Model	F – 400	F – 800
Dimension		
Overall length	1820 mm	2130 mm
Overall width	1420 mm	2300 mm
Mass without weights	270 kg	485 kg
Number of disk blades	4	8
Gang angle	27 deg	27 deg
Driving system	Bevel gear and roller chain	
Working width	1000 mm	2000 mm
Mounting system	3 – point hitch	3 – point hitch
Blade spacing	300 mm	300 mm
Blade diameter	610 mm	610 mm

Salokhe et al. (1994) ทดสอบเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (PTO Powered disk tiller) ชนิด two way type ตรงกลางเป็นพรวนหมุน แปลงทดสอบ Bangkok clay มีค่า Cone index เฉลี่ย 1870 kPa ต้นกำลังที่ใช้ในการทดสอบเป็นรถแทรกเตอร์ 4 ล้อ ขนาด 51 kW งานไถมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 51 cm ระยะห่างระหว่างงานไถ 30 cm ความเร็วการทำงาน 1, 2, 3, 4 และ 5 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ในการทดสอบจะให้ความสนใจผลกระทบจากการเปลี่ยนมุมงาน (disk angle) 23° , 28° และ 33° ความเร็วเฉลี่ยของเพลลาอำนวยการขับเคลื่อน (PTO) 540 rpm และความชื้นดินเฉลี่ย 26 % (db) ความเร็วขอบงานไถ (peripheral speed of disk) 2.65 m/s ความลึกในการไถตั้งไว้ 15 cm ศึกษาผลเนื่องจากจำนวนที่วี่งที่มีต่อแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) ถูกวัดโดย three point linkage dynamometer และความต้องการแรงบิด (torque requirement) วัดโดย torque transducer และ slip ring ที่ต่อกับเพลลาอำนวยการขับเคลื่อน ความเร็วรอบของเพลลาอำนวยการขับเคลื่อนวัดโดย proximate switch และเฟืองโซ่ที่ต่ออยู่กับเพลลา ความเร็วในการทำงานวัดจากระยะทางที่เคลื่อนที่ได้และระยะเวลาที่ใช้ในการเคลื่อนที่ นำค่าที่ได้มาคำนวณหาค่ากำลังฉุดลากที่ต้องการ กำลังของเพลลาอำนวยการขับเคลื่อน และการใช้กำลังรวม และกำลังรวมที่ใช้ไถดินในหนึ่งหน่วยปริมาตร และทดสอบไถงานโดยไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนที่มุมงาน 28° ความเร็วการเคลื่อนที่ 2, 3 และ 4 km/h โดยประเมินคุณภาพของงานจากค่า cone index จากการประเมินประสิทธิภาพการไถที่มุมงานไถ 33° เตรียมดินในเที่ยวที่ 1 ขนาดก้อนดินโตกว่าที่มุมงานไถ 28° แต่เมื่อไถเตรียมดินในเที่ยวที่ 2 พื้นที่ผิวและขนาดก้อนดินไม่ต่างกัน ที่มุมงานไถ 23° เครื่องมือ

ทำงานได้ไม่ดี ความต้องการแรงจุดลากจำเพาะของเครื่องมือสามารถแสดงได้ในรูปของสมการที่มุมจานไถ 33° และ 28° ดังนี้

$$\text{มุมจานไถ } 33^\circ \quad D_s = 1.07S + 0.62 \quad (1^{\text{st}} \text{ pass}) \quad (R^2 = 0.99) \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$D_s = 0.9S + 0.086 \quad (2^{\text{st}} \text{ pass}) \quad (R^2 = 0.99) \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$\text{มุมจานไถ } 28^\circ \quad D_s = 1.003S + 0.28 \quad (1^{\text{st}} \text{ pass}) \quad (R^2 = 0.93) \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$D_s = 0.77S + 0.02 \quad (2^{\text{st}} \text{ pass}) \quad (R^2 = 0.99) \quad \dots\dots\dots(7)$$

เมื่อ D_s คือ แรงจุดลากจำเพาะ (specific draft, N/cm^2)
 S คือ ความเร็วในการเคลื่อนที่ไปข้างหน้า (forward speed, km/h)
 R^2 คือ ค่า coefficient of correlation

จากสมการพบว่าแรงจุดลากจำเพาะที่ต้องการมีค่ามากในเที่ยววิ่งที่ 1 เนื่องจากการเริ่มต้นที่เครื่องมือกระทบกับดิน ขณะที่เที่ยวที่ 2 เครื่องมือกระทบกับดินที่หลวมตัว หรือถูกกระทำก่อนหน้านี้ ความต้องการแรงบิดจำเพาะ (specific torque requirement) ที่ได้จากการไถเตรียมดินในเที่ยวแรกสูงกว่าเที่ยวที่สองตามความเร็วที่กำหนด ส่วนความต้องการกำลังงานรวม (total power requirement) ได้มาจากข้อมูลแรงจุดลากในแนวระดับ แรงบิด และความเร็ว เมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นความต้องการกำลังงานรวมก็มีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับเงื่อนไขที่กำหนดมุมจานไถและจำนวนเที่ยววิ่ง มุมจานไถ 33° ต้องการกำลังงานรวมมากกว่าที่มุมจานไถ 28° ที่เงื่อนไขความเร็วและจำนวนเที่ยววิ่งเดียวกัน พลังงานที่ต้องการ (energy requirement) สังกัดได้ว่าเมื่อความเร็วในการเคลื่อนที่เพิ่มขึ้น ค่าพลังงานต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรดินลดลง พลังงานที่ใช้ในการไถเตรียมดินเที่ยวที่ 1 มากกว่าการไถเตรียมดินในเที่ยวที่ 2 ความเร็วที่เพิ่มอย่างต่อเนื่องมีผลทำให้การใช้พลังงานหมุนบิดลดลง มีแนวโน้มเหมือนกันทั้งสองค่ามุมจานไถ แต่ที่มุมจานไถ 28° พลังงานจุดลาก (draft energy) พลังงานหมุนบิด (torque energy) และพลังงานรวม (total energy) มีค่าต่ำกว่าที่มุมจานไถ 33°

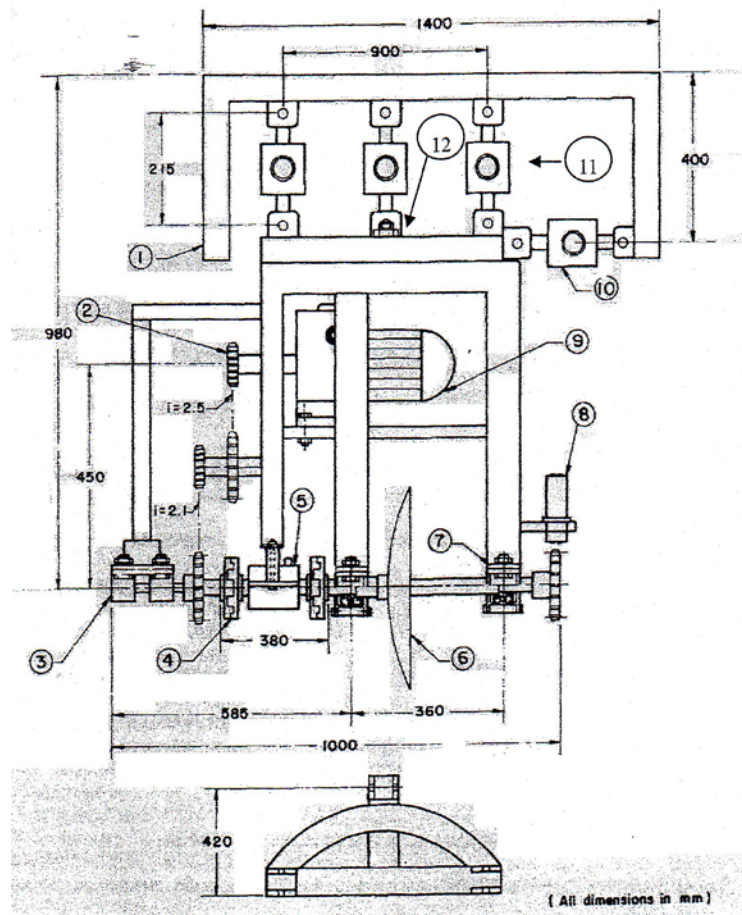
เมื่อเปรียบเทียบระหว่างการขับด้วยเพลลาอำนาจกำลังและไม่ขับด้วยเพลลาอำนาจกำลัง พบว่าที่ความเร็วในการเคลื่อนที่เพิ่มขึ้น ความลึกในการทำงานลดลง ขณะที่ตั้งความลึกไว้ที่ 15 cm ในการทดลองเงื่อนไขไม่ใช้กำลังขับจากเพลลาอำนาจกำลัง ในเงื่อนไขเดียวกันความต้องการแรงจุดลากจำเพาะ

มีค่ามากกว่าแบบใช้กำลังขับจากเพลอาำนวยกำลัง นอกจากนี้ค่ากำลังจุดลากยังมากกว่าด้วย เมื่อประเมินคุณภาพงานด้วยค่า cone index พบว่าที่มุมจานไถ 28° ให้ค่า cone index น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับมุมจานไถ 33° และที่มุมจานไถ 28° เหมือนกัน เปรียบเทียบระหว่างใช้กำลังขับจากเพลอาำนวยกำลังกับไม่ใช้กำลังขับ พบว่าแบบใช้กำลังขับจากเพลอาำนวยกำลังมีค่า cone index น้อยกว่าแบบไม่ใช้กำลังขับมาก ดังนั้นสรุปได้ว่าที่มุมจานไถ 28° ร่วมกับการใช้กำลังขับจากเพลอาำนวยกำลัง ให้คุณภาพของงานดีกว่าแบบอื่น ๆ

Salokhe and Quang (1995) ทดสอบไถงานใช้กำลังขับ (powered disk) เพียงงานเดียวในกระบะดิน ดินชนิด Bangkok clay ความชื้นเฉลี่ย 18% (db) ความต้านทานการแทงทะลุดิน 1100 kPa จานไถที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 510 mm รัศมีส่วนโค้งจานไถ 560 mm มุมจานไถ (disk angle) ระหว่าง $20^\circ - 30^\circ$ ความเร็วการเคลื่อนที่ 1, 2 และ 3 km/h และความเร็วการหมุนจานไถ (rotational speed) 60 – 140 rpm (ค่าแนะนำสำหรับความเร็วการหมุนในการตัดดินของงานไถดิน clay ที่ 2 – 4 km/h ความเร็วรอบจานไถแนะนำที่ 100 rpm) ความลึกในการทำงานคงที่ 12 cm ทำการวัดค่าแรงกระทำของดินในแนวตั้ง (vertical force) แรงกระทำของดินในแนวระดับ (horizontal force) และแรงกระทำของดินในทิศทางด้านข้าง (lateral force) โดยใช้ ring force transducer (รูปที่ 2.18) ทดลองทั้งการหมุนในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่และหมุนทิศทางตรงข้ามกัน สังเกตผลกระทบของมุมจานไถ ความเร็วการหมุนของจานไถ และความเร็วการเคลื่อนที่ที่มีต่อแรงกระทำของดินต่อจานไถ ผลกระทบของมุมจานไถที่มีต่อแรงในแนวระดับคือ เมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นแรงในแนวระดับจำเพาะ (specific horizontal force) จะลดลงในทุกความเร็วการเคลื่อนที่ ผลกระทบที่มีต่อแรงกระทำด้านข้างคือในช่วงมุมจานไถไม่เกิน 25° แรงกระทำด้านข้างจำเพาะ (specific lateral force) มีค่าลดลง แต่เมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นสูงมากกว่า 25° แรงกระทำด้านข้างจำเพาะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ผลกระทบที่มีต่อแรงในแนวตั้ง เมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นแรงในแนวตั้งจำเพาะ (specific vertical force) มีแนวโน้มลดลง มุมจานไถมีผลกระทบต่อแรงบิด (driving torque) คือเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นค่าแรงบิดจำเพาะ (specific driven torque) มีแนวโน้มลดลงจนถึงมุมจานไถ 30° หลังจากนั้นเริ่มคงที่ ผลกระทบที่มีต่อความต้องการกำลังรวม (total power requirement) โดยพิจารณาแรงในแนวระดับ แรงบิดที่มุมจานไถต่างกัน และความเร็วในการเคลื่อนที่กับความเร็วในการหมุนจานไถ พบว่าความต้องการกำลังรวมจำเพาะ (specific total power) ลดลงเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น และจะคงที่ที่มุมจานไถมากกว่า 25° ผลกระทบของความเร็วการหมุน (rotational speed) ที่มีต่อแรงกระทำของดิน โดยมุมจานไถถูกกำหนดที่ 30° เป็นมุมที่ใช้กำลังน้อยที่สุด ความเร็วในการหมุนต่ำกว่า 120 rpm มีผลทำให้เกิดแรงต้านทานในแนวระดับ เนื่องจากการหมุนของจานไถ แรงต้านทานดังกล่าวจะลดลงเมื่อความเร็วในการหมุนของจานไถเพิ่มขึ้น ผลกระทบที่มีต่อแรงบิด (driving torque) เมื่อความเร็วในการหมุนจานไถอยู่ในช่วง 120 rpm แรงบิด

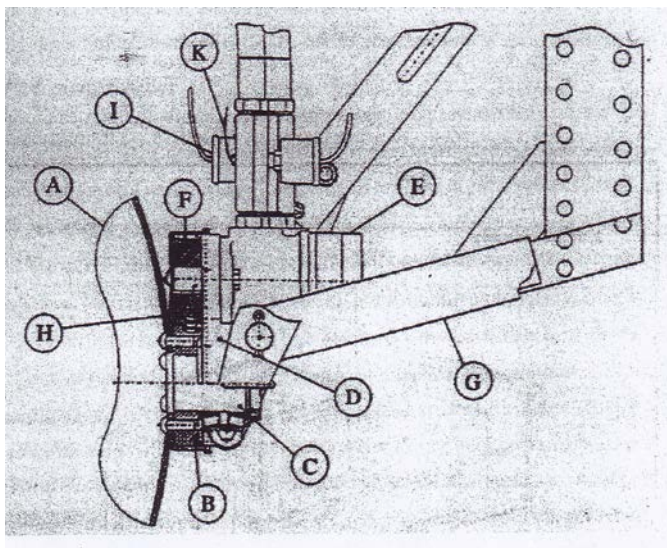
จำเพาะมีแนวโน้มลดลงอย่างรวดเร็ว หลังจากนั้นแรงบิดจำเพาะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ผลที่มีต่อความต้องการกำลังรวมคือ เมื่อความเร็วในการหมุนจานไถเพิ่มขึ้น ความต้องการกำลังรวมจำเพาะสำหรับที่ความเร็วในการเคลื่อนที่ 2 km/h ในช่วงความเร็วการหมุนจานไถ 60 – 100 rpm ความต้องการกำลังรวมคงที่ หลังจากนั้นจะเพิ่มขึ้นที่ความเร็ว 3 km/h ในช่วงความเร็วการหมุนจานไถ 60 – 80 rpm ความต้องการกำลังรวมลดลง หลังจากนั้นจะเพิ่มขึ้น

การเปรียบเทียบระหว่างการหมุนจานไถในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่และหมุนกลับทางกับการเคลื่อนที่ พบว่ามีความสัมพันธ์กับมุมจานไถและแรงกระทำในแนวระดับ กรณีจานไถหมุนทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ (เสริมการเคลื่อนที่ของต้นกำลัง)แรงจุดลากในแนวระดับมีค่าน้อยเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น ตรงข้ามกับการหมุนกลับทิศทางและการหมุนอิสระ (ต้านการเคลื่อนที่ของต้นกำลัง) เช่นเดียวกันผลกระทบที่เกิดกับแรงต้านข้างจำเพาะ ผลกระทบของมุมจานไถที่มีต่อกำลังรวมและกำลังรวมสุทธิ (net total power) เมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้นความต้องการกำลังรวมจำเพาะมีแนวโน้มลดลง โดยเฉพาะมุมจานไถที่หมุนอิสระมีค่าต่ำที่สุด ตามมาด้วยการหมุนของจานไถในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่และการหมุนกลับทางมีค่ามากที่สุด ชุดจับจานไถและอุปกรณ์วัดแรงแสดงในรูปที่ 2.18



รูป 2.18 ส่วนประกอบของเครื่องมือที่ใช้ทดสอบ Powered disk tiller 1 งานในกระบะดิน (1) Main frame, (2) Sprocket, (3) Self-aligning bearing, (4) Flexible coupling, (5) Torque transducer, (6) Test disk, (7) Taper bearing, (8) Proximity switch, (9) Variable speed motor, และ (10) Ring force transducer สำหรับวัดแรงด้านข้าง (Lateral force), (11) Ring force transducer สำหรับวัดแรงในแนวตั้ง (Vertical force) และ (12) Ring force transducer สำหรับวัดแรงในแนวระดับ (Horizontal force)

Hann and Giessible (1998) วัดแรงที่เกิดขึ้นกับจานไถที่ถูกขับในกระบะดิน ดินที่ใช้เป็นดินชนิด sandy loam ศึกษาผลกระทบของอัตราความเร็ว (speed ratio) ซึ่งก็คืออัตราส่วนของความเร็วที่ขอบจานไถต่อความเร็วในการเคลื่อนที่ไปข้างหน้า ที่มีผลกระทบต่อสมรรถนะของจานไถที่ถูกขับ โดยการปรับตั้งค้ำมุมจานไถ (disk angle) และมุมไถ (tilt angle) จานไถที่ใช้ทดสอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 610 mm มีความคมตัดอยู่ด้านนอก จานไถติดตั้งอยู่บนแผ่นจับยึดที่สามารถปรับได้ดังแสดงในรูปที่ 2.19 (A) คือจานไถที่มีขอบเรียบมีด้านคมอยู่ด้านนอก จานไถถูกขับด้วย hydraulic motor (E) เป็นชนิดแรงบิดสูง ความเร็วต่ำ (high torque, low – speed hydraulic motor) ผ่าน gear train (F,B) ที่โครงเสื้อ (D) (housing) ช่วยพยุงไว้ ส่วน gear wheel (F) ถูกต่อเข้ากับเพลลาขับของ hydraulic motor ในขณะที่ gear wheel (B) ซ่อนอยู่ในเพลลา (C) ซึ่งหมุนขับจาน (A) โดยตรง (G) คือ โครงของชุดขับเคลื่อน (carrier frame) ซึ่งมีลูกปืนที่สามารถปรับได้ทั้งมุมจานไถและมุมไถ triaxial dynamometer แบบ two extended octagonal ring และ torque tube วัดแรงระหว่างโครงขับเคลื่อน (carriage frame) และตัวขับเคลื่อน (carriage) จำนวนรอบการหมุนของจานถูกวัดที่ระบบเฟืองขับเคลื่อน (gear transmission) ด้วย magnetic pick – up speed sensor (H) แรงบิดถูกวัดโดยตรงจากค่าความแตกต่างระหว่างความดันน้ำมันทางเข้าและทางออกของ hydraulic motor ด้วย pressure transducer (I) ซึ่งถูกปรับเทียบ (calibrated) เพื่ออ่านค่าแรงบิดไว้แล้ว อุปกรณ์วัดอุณหภูมิน้ำมัน (thermistor, K) แหล่งจ่ายน้ำมันเพื่อตรวจสอบอุณหภูมิน้ำมันให้อยู่ในสภาพใช้งานได้ ข้อมูลแรงดันไฟฟ้าถูกส่งผ่านไปยังอุปกรณ์ขยายสัญญาณ (apmlifier) แล้วเก็บใน data logger ขณะที่สัญญาณที่ได้จาก speed sensor ถูกเก็บลงใน data logger โดยตรง จากข้อมูลของพารามิเตอร์ที่บันทึกไว้ทำการคำนวณหาสมรรถนะของจานที่เปลี่ยนแปลง เช่น แรงดูดลากในแนวระดับ (draught) แรงในแนวตั้ง (vertical force) และแรงด้านข้าง (side force) กำลังรวม (total power) กำลังรวมจำเพาะ (specific total power)



รูป 2.19 ส่วนประกอบของอุปกรณ์ที่ใช้จับยึดจานไถ

ความต้านทานแรงฉุดลากจำเพาะ (specific draught resistance) ก็คือแรงฉุดลากที่ต้องการต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่หน้าตัดดินในส่วนที่ถูกไถ ตัวแปรจำเพาะคำนวณโดยใช้พื้นที่ของดินที่ถูกไถกระทำทำการทดลองที่ speed ratio ช่วง -3 ถึง -1.5 ในกรณีจานไถหมุนตรงข้ามกับทิศทางการเคลื่อนที่ และจาก 1 ถึง 3 ถึง 6 เมื่อจานไถหมุนในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ มุมจานไถที่ใช้ทดสอบ $20^\circ, 35^\circ, 50^\circ$ และ 65° จากแนวการเคลื่อนที่ มุมไถ (tilt angle) -15° (จานไถเอียงไปข้างหน้า), 0° (จานไถอยู่ในแนวตั้ง) และที่มุมไถ 15° และ 30° (จานไถเอียงไปด้านหลัง) กับแนวตั้ง ทุกการทดลองทำที่ความเร็วในการเคลื่อนที่ไปข้างหน้า (forward speed) 1 m/s ความลึกการทำงาน 120 mm ความกว้างขึ้นอยู่กับมุมจานไถ

ผลการศึกษาแรงฉุดลากในการไถและความต้านทานแรงฉุดลากจำเพาะ เมื่อเปลี่ยนแปลงอัตราความเร็ว มุมจานไถ และมุมไถ ค่าแรงต้านทานแรงฉุดลากจำเพาะและแรงฉุดลากมีผลคล้ายกัน เมื่ออัตราความเร็วเริ่มจาก 1 หรือหมุนแบบอิสระ จนถึงค่าอัตราความเร็วเท่ากับ 3 แรงต้านทานแรงฉุดลากจำเพาะ และแรงฉุดลากลดลงอย่างรวดเร็ว โดยเฉพาะที่มุมจานไถ 20° ยกเว้นที่มุมจานไถ 30° และพบว่าเมื่ออัตราความเร็วเพิ่มขึ้นมากแรงฉุดลากมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ผลของแรงในแนวตั้งลดลงเมื่อมุมจานไถเพิ่มขึ้น ขณะที่มุมไถมีค่าในช่วงติดลบ เมื่อจานไถหมุนกลับทาง แรงในแนวตั้งมีค่าน้อยหรือค่าลบแสดงว่ามีการแทงทะลุดินได้ดี เมื่อจานไถหมุนทางเดียวกับการเคลื่อนที่ แรงในแนวตั้งจะเพิ่มขึ้น นั่นคือความสามารถในการแทงทะลุดินน้อยลง แรงในแนวตั้งจะลดลงเมื่อเพิ่มมุมจานไถ มีผลทำให้การขัดสี (scrubbing) ที่ด้านหลังจานไถลดลงด้วย ดังนั้นเมื่อจานไถหมุนทางเดียวกับการเคลื่อนที่อัตราความเร็วและมุมไถใดๆ จะทำให้จานไถแทงทะลุดินได้ดีต้องมีมุมจานไถที่มาก ผลกระทบต่อแรง

ด้านข้าง คือ แรงกระทำด้านข้างที่ด้านหลังจานไถจะเพิ่มขึ้นเมื่อมุมจานไถมีค่าน้อย (20°) มีผลทำให้การควบคุมการทำงานของไถเป็นไปได้ยาก การเพิ่มมุมจานไถทำให้แรงกระทำด้านหลังจานไถลดลง การเพิ่มมุมไถจาก -15° ถึง 30° มีผลทำให้แรงกระทำด้านหลังจานไถเพิ่มขึ้น แรงด้านข้างสำหรับการเคลื่อนที่ไปข้างหน้ามีค่าใกล้ศูนย์ที่มุมจานไถประมาณ 35°

ผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงอัตราความเร็ว มุมจานไถ และมุมไถ ที่มีต่อกำลังรวม (total power) และกำลังรวมจำเพาะ (specific total power) คือ เพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของจาน (disc speed) เพิ่มขึ้น การหมุนกลับทางทำให้ขนาดของกำลังรวมสูงกว่าการหมุนในทิศทางเดียวกับการเคลื่อนที่ 20% ที่มุมจานไถน้อยค่ากำลังรวมมีค่ามากที่สุดและกำลังรวมจำเพาะมีค่ามากที่สุดเมื่ออัตราความเร็วสูงขึ้น เนื่องจากพื้นที่ที่ถูกครอบกวนน้อยมีการขัดสีที่ด้านหลังจานไถมาก ทำให้ต้องการแรงบิดสูง การเพิ่มมุมจานไถมีผลทำให้กำลังรวมและกำลังรวมจำเพาะลดลง ส่วนการเพิ่มมุมไถมีผลต่อการเพิ่มกำลังรวมและกำลังรวมจำเพาะ ดังนั้นมุมจานไถที่ให้กำลังรวมและกำลังรวมจำเพาะน้อย คือ ประมาณ 50° มุมไถ 0° และควรหลีกเลี่ยงมุมจานไถที่น้อยกว่า 35° และมุมไถที่มากกว่า 15°

บทที่ 3 วิธีการศึกษา

การศึกษาประกอบด้วยขั้นตอนหลัก 2 ส่วน ส่วนแรกเป็นการพัฒนาชุดเครื่องมือทดสอบในห้องปฏิบัติการ ศึกษาปฏิริยาความสัมพันธ์ระหว่างดินกับอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (powered disc) ส่วนที่ 2 เป็นขั้นตอนพัฒนาเครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (powered disc harrow) และดำเนินการทดสอบสมรรถนะเครื่องมือในภาคสนาม (field performance evaluation)

วัตถุประสงค์ของการศึกษาในส่วนงานวิจัยนี้แบ่งเป็น 2 ขั้นตอนหลักดังนี้

- 1) ขั้นตอนการพัฒนาชุดทดลองในห้องปฏิบัติการ และศึกษาปฏิริยาสัมพันธ์ระหว่างอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (powered disc) กับดินในกระบะดิน
- 2) ขั้นตอนการพัฒนาเครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (powered disc harrow) และดำเนินการทดสอบเพื่อประเมินสมรรถนะในแปลงทดลอง

3.1 อุปกรณ์ชุดทดลองในห้องปฏิบัติการ

โดยธรรมชาติโครงสร้างดินมีความสลับซับซ้อนมาก ตัวแปรพารามิเตอร์ดินไม่สามารถถูกควบคุมภายใต้เงื่อนไขการทดลองให้เหมือนธรรมชาติได้ และจะนำไปสู่ผลการทดลองที่ผิดพลาดได้ ในอีกมุมมองหนึ่งการติดตั้งชุดอุปกรณ์ทดลองในห้องปฏิบัติการสามารถควบคุมเงื่อนไขการทดลองได้ ยิ่งไปกว่านั้นการศึกษาในห้องปฏิบัติการจะทำให้เข้าใจอย่างลึกซึ้งสำหรับตัวแปรพารามิเตอร์การทดลองแต่ละพารามิเตอร์ ดังนั้นการดำเนินการทดสอบอย่างมีประสิทธิภาพ โดยวิธีการพัฒนาอุปกรณ์ชุดเครื่องมือวัดที่มีความเหมาะสม สำหรับการทดสอบปฏิริยาสัมพันธ์ระหว่างดินกับอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน

ชุดอุปกรณ์ทดลองในห้องปฏิบัติการถูกพัฒนาขึ้น ประกอบด้วยชุดกระบะดินและระบบการวัดค่าต่างๆ

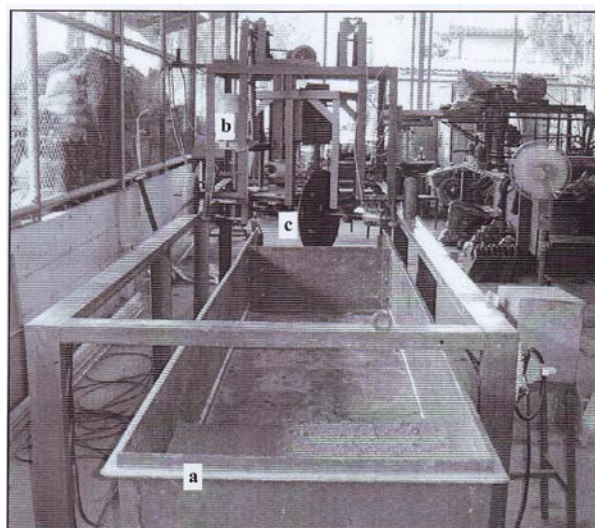
3.1.1 ชุดกระบะดิน (soil bin)

ชุดกระบะดินที่สร้างขึ้นเพื่อใช้ศึกษาปฏิริยาสัมพันธ์ระหว่างดินกับอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน ประกอบด้วยส่วนประกอบหลัก 2 ส่วน คือกระบะดินและชุดขับเคลื่อนอุปกรณ์ทดลอง (รูป 3.1)

1) กระบะดิน (soil bin)

กระบะดินเป็นกระบะที่ทำด้วยโลหะเหล็กแผ่นเหนียวเพื่อใช้เตรียมดินสำหรับการทดลอง ขนาดกระบะดินถูกสร้างขึ้นมาเพื่อความสะดวกต่อการทำงานของอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน โดยพิจารณาว่าไม่มีผลต่อผนังด้านข้างของกระบะดินในขณะทำงาน กระบะดินมีความยาว 2.50 เมตร

กว้าง 0.80 เมตร และลึก 0.40 เมตรใช้โครงเหล็กฉากขนาด 50 X 50 X 5 มิลลิเมตร เพื่อสร้างโครงกระบะดิน ใช้เหล็กแผ่นหนา 5 มิลลิเมตร เพื่อสร้างผนังกระบะดินและส่วนพื้นกระบะดินฐานกระบะดินประกอบด้วยล้อเหล็ก ทั้งนี้เพื่ออำนวยความสะดวกที่บนรางที่ยึดติดอยู่กับพื้นห้องที่ใช้ทดลอง



รูป 3.1 ชุดกระบะดินที่ใช้ทดลอง

(a) Soil bin

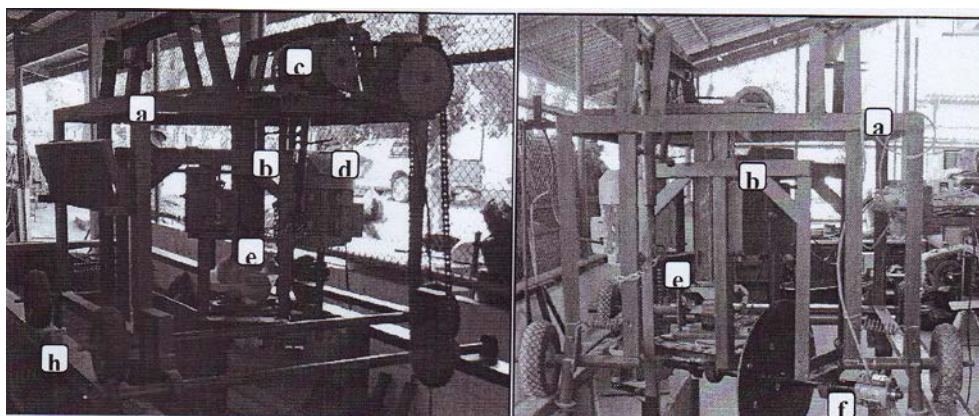
(b) Carriage

(c) Powered disc

2) ชุดขับเคลื่อนเครื่องมือทดลอง (tool carriage)

ชุดขับเคลื่อนเครื่องมือทดลอง ลักษณะเป็นโครงสร้างรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสทำจากเหล็กฉาก 50 X 50 X 5 mm ใช้สำหรับติดตั้งโครงสร้างชุดอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับ (powered disc) และสามารถเปลี่ยนชุดอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับที่แตกต่างกันเพื่อใช้ทดลอง ส่วนประกอบของเครื่องมือประกอบด้วย 2 ส่วนหลัก คือโครงสร้างหลักและโครงติดตั้งอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับ (powered disc) (รูปที่ 3.2) ชุดโครงสร้างหลักเป็นชุดขับเคลื่อนเครื่องมือเคลื่อนที่อยู่บนโครงสร้างที่ทำด้วยเหล็กรูปตัว U ล้อมรอบกระบะดิน ขณะทำงานโครงสร้างหลักถูกขับเคลื่อนในทิศทางตามแนวยาวของกระบะดินการขับเคลื่อนโครงสร้างหลักทำโดยมอเตอร์กระแสสลับ ความเร็วในการขับเคลื่อนชุดโครงสร้างหลักสามารถเปลี่ยนแปลงได้โดยใช้ระบบโซ่ เฟืองโซ่ พินิเยน และสะพานเฟือง (rack) ทั้งนี้จะถูกขับโดยมอเตอร์กระแสสลับ ขับผ่านกล่องเกียร์ทดเพื่อลดความเร็วที่ใช้ในการขับเคลื่อนชุดโครงสร้างหลัก เพื่อให้ได้ความเร็วในการเคลื่อนที่ตามที่ต้องการ การขับเคลื่อนระบบนี้ไม่มีสลิป (slip)

เกิดขึ้นในระบบส่งกำลัง ชุดโครงสร้างติดตั้งงานไถทดลองจะถูกติดตั้งบนชุดโครงสร้างหลักอีกที่หนึ่ง และชุดโครงสร้างติดตั้งงานไถจะถูกติดตั้งผ่าน Double extended octagonal ring transducer ทั้งนี้ชุดเพลลาขับเคลื่อนไถถูกขับโดยมอเตอร์กระแสสลับชนิดปรับความเร็วรอบได้ ใช้ขับเพลลาโดยผ่านกล่องเกียร์ทกรอบ ชุดมอเตอร์และกล่องเกียร์ทกรอบติดตั้งบนโครงติดตั้งงานไถ โดยที่เพลลาขับเคลื่อนไถถูกยึดติดกับแบริ่ง 2 ตัว และงานไถถูกติดตั้งอยู่บนเพลลาขับเคลื่อนไถ ทั้งนี้โครงติดตั้งงานไถจะถูกติดตั้งไว้ในลักษณะที่มุมงานไถ (disk angle) สามารถถูกปรับเปลี่ยนมุมได้ค่าต่าง ๆ กัน นอกจากนี้ล้ออย่าง 4 ล้อ จะถูกติดตั้งที่ปลายเพลลาของชุดขับเคลื่อนเครื่องมือทดลอง จุดประสงค์เพื่อลดแรงเสียดทานในการขับเคลื่อนชุดขับเคลื่อนเครื่องมือทดลอง การหมุนของงานไถที่ความเร็วต่าง ๆ กันจะได้รับโดยการเปลี่ยนค่าความถี่ของมอเตอร์ไฟฟ้า โดยใช้อุปกรณ์อินเวอร์เตอร์ (inverter) เพื่อเปลี่ยนค่าความถี่ต่าง ๆ กัน ให้มอเตอร์สามารถ หมุนได้ที่รอบหมุนค่าต่าง ๆ กัน

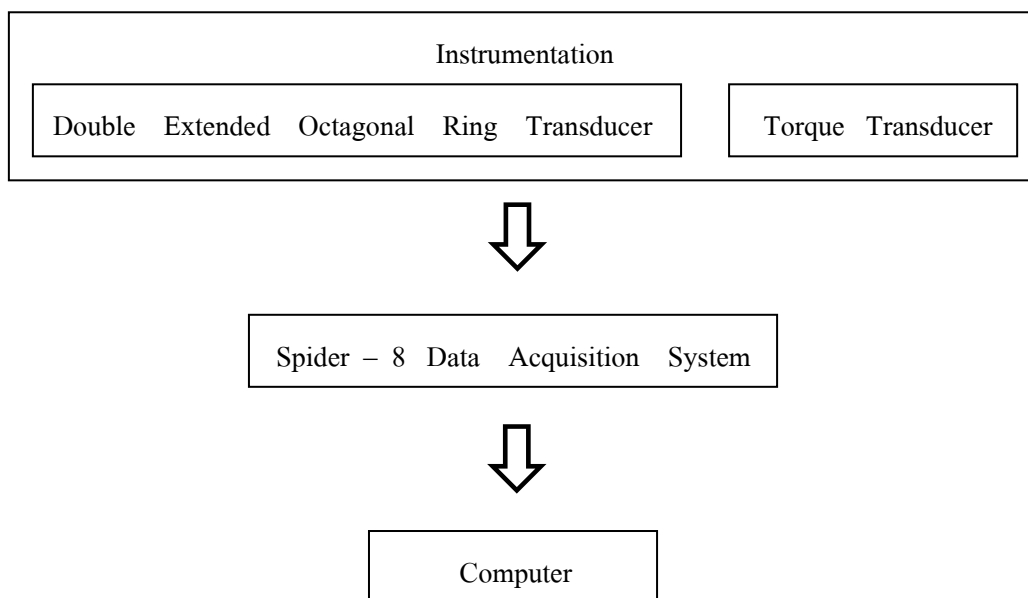


รูป 3.2 Tool carriage frame a) Main frame b) Disc carrying frame
c) Driving motor for main frame d) Motor for driving disc e)
DEOR transducer f) Slip ring

3.1.2 ระบบการวัดค่าต่าง ๆ

การศึกษาปฏิกิริยาความสัมพันธ์ระหว่างดินกับอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับ (soil – powered disc interaction) มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อศึกษาแรงปฏิกิริยากระทำระหว่างงานไถและการเคลื่อนที่ของดินบนงานไถภายใต้สภาวะเงื่อนไขต่าง ๆ กัน เทคนิคต่าง ๆ ถูกใช้แสดงการวัดค่าแรงกระทำบนงานไถ และแรงบิดกระทำบนเพลลาขับเคลื่อนไถระบบการวัดเพื่อใช้ศึกษานี้เป็นการรวมระบบการวัดและ

ระบบการเก็บข้อมูล (data acquisition) ทั้งนี้เป็นระบบการวัดและบันทึกค่าแรงกระทำ 3 ทิศทาง และแรงบิดที่กระทำบนเพลาชักงานไถ ในการศึกษาปฏิกิริยาความสัมพันธ์ระหว่างดินกับอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนระบบการวัดค่าต่าง ๆ แสดงดังรูป 3.3



รูป 3.3 ระบบการวัด

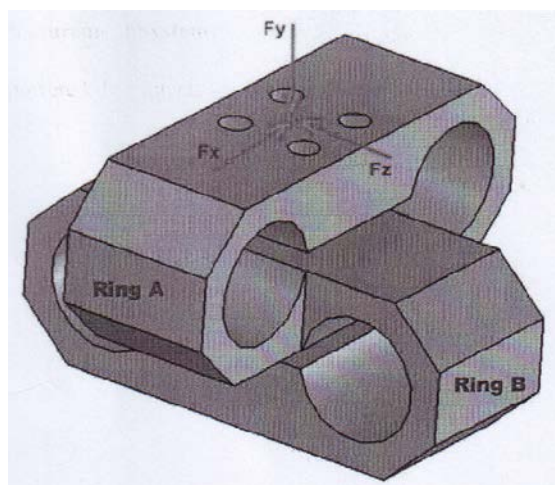
3.1.3 ระบบการวัด

ระบบการวัดแรงปฏิกิริยาที่เกิดบนงานไถและแรงบิดที่กระทำบนเพลาชักงานไถ จะถูกอธิบายในส่วนต่อไปนี้

1) แรงปฏิกิริยาของดิน

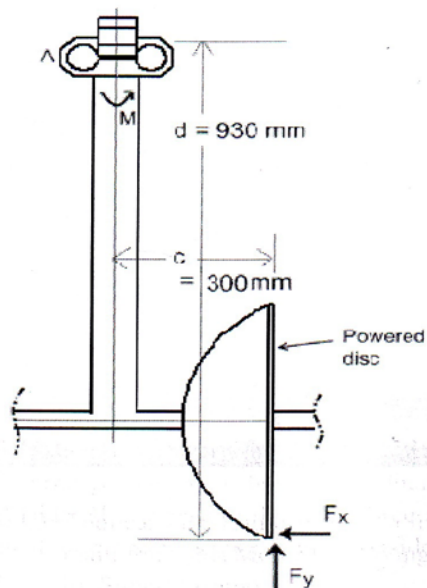
แรงกระทำของดินต่อไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน ประกอบด้วยแรง 3 แรง คือ แรงในแนวระดับ (draft) แรงในแนวตั้ง (vertical force) และแรงในแนวด้านข้าง (side force) ทั้งนี้การวัดค่าแรง 3 แรงจะถูกทำโดยใช้ Double extended octagonal ring transducer ทรานสดิวเซอร์ชนิด Double extended ring ถูกออกแบบมาเพื่อใช้ในการทดลองนี้ สำหรับใช้วัดแรงในแนวระดับ แรงในแนวตั้ง และแรงในแนวด้านข้าง เป็นแรงปฏิกิริยาที่ดินกระทำต่องานไถ การออกแบบทรานสดิวเซอร์ Double extended octagonal ring สามารถอธิบายได้ดังนี้

การออกแบบ Double extended octagonal ring transducer ถูกทำโดยให้ extended octagonal ring 2 อันติดตั้งหันหลังชนกัน โดยเส้นแนวแกนตามความยาวของ extended octagonal ring ทั้งสองทำมุมตั้งฉากกัน (รูป 3.4) extended octagonal ring A ถูกใช้เพื่อวัดแรงในแนวระดับ (draft) ตามแกน F_x และแรงยกในแนวตั้ง (lift force) ตามแกน F_y ส่วน extended octagonal ring B ใช้เพื่อวัดแรงด้านข้าง (side force) ตามแกน F_z



รูป 3.4 Double extended octagonal ring transducer

แรงกระทำในแนวระดับ (draft) (F_x) และแรงกระทำในแนวตั้ง (F_y) กระทำบนจานไถ และ โมเมนต์ผลลัพธ์ (M) จะถูกพิจารณาสำหรับออกแบบ Double extended octagonal ring transducer (รูป 3.5) ขนาดของ Double extended octagonal ring transducer จะถูกสมมุติขึ้นโดยการพิจารณาพื้นที่ที่รับแรงเพียงพอ ตลอดจนความหนาของส่วนด้านบนที่ติดต่อกับชุดเครื่องมือทดลอง และส่วนด้านติดต่อกับจุดยึดชนิดแข็งแรง



รูป 3.5 แรงและโมเมนต์ที่ใช้เพื่อพิจารณาออกแบบ Double extended octagonal ring transducer

แรงในแนวราบ 10 kN แรงในแนวตั้ง 5 kN และโมเมนต์กระทำเป็นผลมาจากแรงในแนวราบและแรงในแนวตั้ง ทั้งค่าแรงและโมเมนต์จะถูกใช้เพื่อพิจารณาออกแบบ Double extended octagonal ring transducer

พิจารณา

แรง F_x	=	10000 N
แรง F_y	=	5000 N
โมเมนต์ M	=	$F_x \cdot d - F_y \cdot c$
	=	$10000 \times 930 - 5000 \times 300$
	=	$7.8 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$
ความกว้าง b	=	80 mm

$$\text{รัศมีวงแหวน } r = 32.50 \text{ mm}$$

ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางวงแหวน 2 L

$$= 145 \text{ mm}$$

$$K = L / r = 2.23$$

σ_{\max} = elastic limit of high tensile steel

$$= 800 \text{ MN/m}^2 = 800 \text{ N/mm}^2$$

และคำนวณหาค่าต่ำสุดความหนาของวงแหวน (t) ที่ต้องการ ทั้งนี้ไม่ให้เกินค่าelastic limit ของวัสดุ

$$2.62 F_x + 2.17 F_y + 4.05 \left[\frac{M}{r} \right] \frac{\left[\frac{2K}{\square} + 0.5 \right]}{\left[K^2 + \frac{4K}{\square} + 0.5 \right]} \quad (\text{O'Dogherty, 1996})$$

$$t^2 = \frac{\quad}{(b \sigma_{\max} / r)}$$

$$= \frac{2.62 \times 10000 + 2.17 \times 5000 + 4.05 \left[\frac{7.8 \times 10^6}{32.5} \right] \frac{\left[\frac{2 \times 2.23}{\square} + 0.5 \right]}{\left[2.23^2 + \frac{4 \times 2.23}{\square} + 0.5 \right]}}{(80 \times 800 / 32.5)}$$

$$t = 11.25 \text{ mm}$$

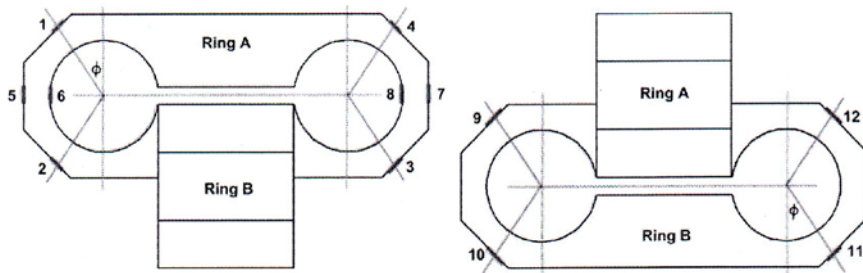
$$= 15 \text{ mm}$$

ในที่สุดก็เลือกขนาดของ Double extended octagonal ring transducer ดังนี้

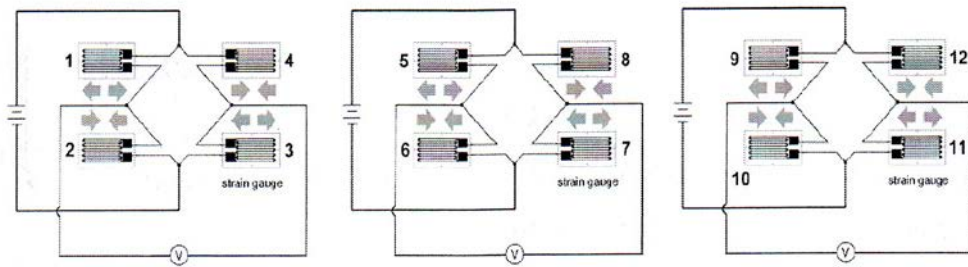
ความหนา , t	=	15	mm
ความกว้าง , b	=	80	mm
รัศมี , r	=	32.50	mm
ระยะห่างระหว่างวงแหวน , 2L	=	145	mm

นอกจากการคำนวณขนาดของ Double extended octagonal ring transducer แล้ว ตำแหน่งติดสะพานเกจ (strain gauge) ที่ถูกต้องบนผิวของทรานสดิวเซอร์ก็มีความสำคัญที่สุดเช่นเดียวกัน ตำแหน่งที่สำคัญที่สุดคือการติดสะพานเกจที่ตำแหน่ง strain node ซึ่งมีความสำคัญมากเพื่อที่จะลดค่า cross sensitivity ที่สัมพันธ์กันระหว่างทิศทางที่วัดค่าเพื่อให้มีค่าน้อยที่สุด ตำแหน่งที่ถูกต้องแน่นอนของ strain node หาได้จากทฤษฎี finite element ของ Double extended octagonal ring transducer โดยใช้โปรแกรม ANSYS รูปแบบโครงสร้างของ Double extended octagonal ring transducer ถูกออกแบบโดยใช้ Solid Works และถูกปรับปรุงโดยใช้ ANSYS in IGES (.igs) format ทั้งนี้ด้านหนึ่งของทรานสดิวเซอร์จะถูกทำให้อยู่ภายใต้สภาวะการบังคับที่แข็งแกร่ง ขณะที่ให้แรงกระทำในลักษณะสม่ำเสมอ 5 kN กระทำลักษณะแยกกันในทิศทาง X และ Y บนพื้นที่ตำแหน่งตรงกลางที่อยู่ตรงข้ามกัน โมเดลอีลาสติกเชิงเส้นตรง (linear elastic model) จะถูกเลือกสำหรับการคำนวณการกระจายค่าความเครียดที่เกิดขึ้นบน Double extended octagonal ring transducer ทั้งนี้โมเดลอีลาสติกเชิงเส้นตรงเป็นไปตามกฎของ Hook

การกระจายค่าความเครียดในแนวสัมผัสจะพิจารณาตามการวัดค่าความเครียดที่ขนานกับผิวที่ทรานสดิวเซอร์ติดตั้งอยู่ ผลการกระจายค่าความเครียดในแนวสัมผัสที่โหนดใดๆจะถูกใช้สำหรับหาตำแหน่ง strain nodes ตำแหน่งที่เหมาะสมของ strain nodes สำหรับการวัดค่าแรงในทิศทาง X และ Y ทั้งนี้ทำโดยการพิจารณาค่า cross sensitivity ที่มีค่าน้อยเกิดขึ้น ณ ตำแหน่งมุม 34 องศา และ 90 องศา ตามลำดับ (รูป 3.6) ในลำดับต่อมาสะพานเกจจะถูกติดสำหรับวัดค่าแรงในทิศทางต่างๆ สะพานเกจ 1, 2, 3 และ 4 สำหรับใช้วัดค่าแรงในแนวระดับ สะพานเกจ 5, 6, 7 และ 8 ใช้วัดค่าแรงในแนวตั้ง และสะพานเกจ 9, 10, 11, และ 12 ใช้วัดค่าแรงในแนวค้ำข้าง (รูป 3.6) หลังจากทราบขนาดที่แน่นอนและตำแหน่งที่เหมาะสมของ strain nodes ทำการสร้างอุปกรณ์ Double extended octagonal ring transducer จากโลหะ high tensile steel



รูป 3.6 การติดตั้งสะพานเกจสำหรับการวัดค่าแรงใน 3 ทิศทาง



รูป 3.7 วงจร Full bridge ของสะพานเกจ



รูป 3.8 Octagonal force transducer

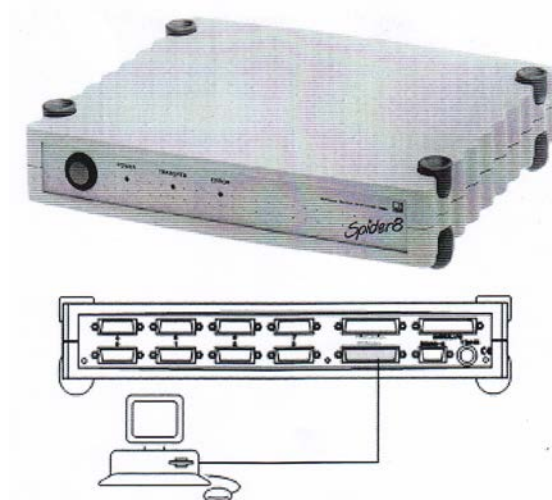
ภายหลังสร้างไดนาโมมิเตอร์ (dynamometer) เสร็จ สะเตนเกจชนิด foil มีค่าความต้านทาน 120Ω และค่าเกจแฟกเตอร์ 2.05 ถูกนำมาติดตั้งที่ตำแหน่ง strain nodes ทั้งนี้สะเตนเกจจะถูกติดตั้งโดยใช้กาวเฉพาะอย่าง และพันด้วยเทปพันสายไฟเพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการเสียหายและป้องกันความชื้น (รูป 3.8) ทั้งนี้วงจรบริดจ์จะถูกสร้างขึ้นเป็นอิสระเพื่อใช้วัดค่าแรงต่างๆ กัน วงจรบริดจ์แต่ละวงจรประกอบด้วยสะเตนเกจ 4 อันถูกติดตั้งในรูปแบบของวงจรวิดสโตนฟูลบริดจ์ (Wheatstone full bridge)

2) ทอร์ก

ทรานสดิวเซอร์วัดแรงบิดติดตั้งสลีปริง (slip ring) ใช้เพื่อวัดแรงบิดที่กระทำบนเพลลาจานไถเพลลาที่ใช้ยาว 30 ซม. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 35 มม. อยู่ระหว่างมอเตอร์กับอุปกรณ์จานไถ และขนาดของเพลลาถูกทำให้ลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเหลือ 30 มม. ทั้งนี้เพื่อเพิ่มความไวในการวัดค่าแรงบิด นอกจากนี้สะเตนเกจที่ใช้วัดค่าแรงบิดจะถูกป้องกันไว้ด้วยเทปพันทับเอาไว้เพื่อป้องกันการเสียหายและความชื้น นอกจากนี้สลีปริงจะถูกติดไว้อีกด้านหนึ่งของเพลลาเพื่อใช้ส่งผ่านสัญญาณทางออกจากสะเตนเกจไปยังคอมพิวเตอร์ผ่านระบบ Spider 8 Data Acquisition

3) Data Acquisition System

Spider-8 (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, Germany) เครื่องมืออิเล็กทรอนิกส์ประกอบด้วยหลายช่องสัญญาณ ทำงานร่วมกับ PC สำหรับเป็นหน่วยการวัด ถูกใช้เป็นระบบ Data Acquisition (รูป 3.9) ระบบการวัดค่าต่อไปยังคอมพิวเตอร์โดยใช้ RS 232 interface โปรแกรม Catman-4.0 (Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, Germany) ใช้สำหรับการวัดและวิเคราะห์ข้อมูล



รูป 3.9 Spider - 8 Data Acquisition System

3.1.4 การปรับเทียบค่า (Calibration) ของทรานสดิวเซอร์

1) ทรานสดิวเซอร์ชนิด Octagonal

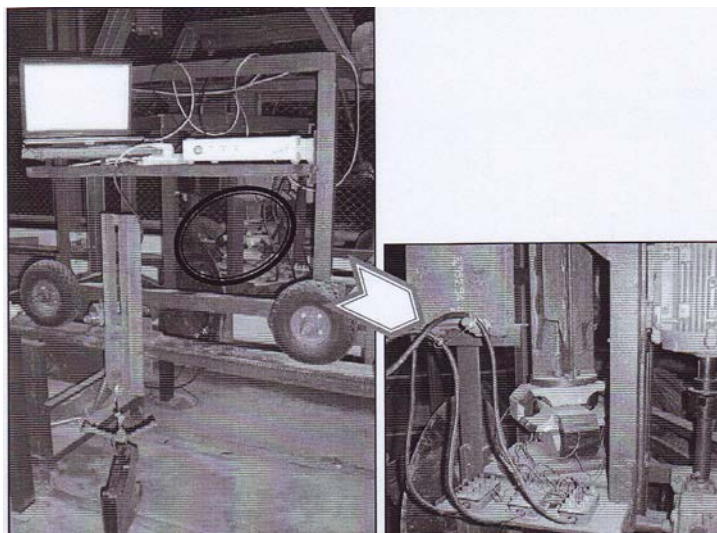
การปรับเทียบค่า DEOR (Double extended octagonal ring) transducer ถูกดำเนินการ 2 ขั้นตอน ขั้นตอนแรกเป็นการปรับเทียบค่าทางทฤษฎี ทั้งนี้ทำการปรับเทียบค่าบนโต๊ะมาตรฐาน ขณะที่ขั้นตอนที่ 2 เป็นการปรับเทียบค่าในลักษณะการใช้งานจริง การปรับเทียบค่าที่ถูกดำเนินการบนโต๊ะมาตรฐานใช้เปรียบเทียบค่ามาตรฐานในสภาพสถิตเพื่อยืนยันหลักการการทำงานของทรานสดิวเซอร์ ขณะที่การปรับเทียบค่าที่ตำแหน่งการใช้งานจริงจะถูกทำเพื่อเข้าใจและปรับปรุงค่าความถูกต้องและค่า cross sensitivity ที่เป็นผลจากทรานสดิวเซอร์ที่ถูกทำเพื่อการปรับเทียบค่า

DEOR ถูกติดตั้งบนโต๊ะปรับเทียบค่าเพื่อเตรียมการสำหรับการปรับเทียบค่า (รูป 3.10) ตัวทรานสดิวเซอร์จะถูกวางในตำแหน่งซึ่งวงแหวน A ถูกยึดติดบนลาน (platform) ของโครงสร้างหลัก ขณะที่ช่องว่างระยะห่างพอประมาณอยู่ระหว่างไดนาโมมิเตอร์และผิวหน้าลานยึดของโครงสร้างหลักจะถูกทำโดยใช้แผ่นโลหะแบนเสียบคั่นเอาไว้ ขณะที่ใช้ลวดและขอแขวนน้ำหนักจะทำได้เพื่อแขวนโหลดในทิศทางต่างๆ 3 ทิศทาง DEOR transducer ถูกปรับเทียบค่าโดยการแขวนน้ำหนักที่ทราบค่าในแต่ละทิศทางแยกจากกัน และวัดค่าความต่างศักย์ผลลัพธ์ (output voltage) สำหรับแต่ละค่าโหลดกระทำ จากนั้นเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความต่างศักย์ผลลัพธ์ (output voltage) กับค่าโหลดกระทำ นอกจากนี้ค่า cross sensitivity จะถูกตรวจสอบโดยการสังเกตผลลัพธ์ของค่าความต่างศักย์ช่องต่างๆ ขณะที่การดำเนินการปรับเทียบค่าถูกทำในแต่ละช่องสัญญาณสำหรับการให้โหลดกระทำ



รูป 3.10 แสดงการปรับเทียบค่าของ DEOR force transducer

สำหรับการปรับเทียบค่าที่โหลดกระทำที่ตำแหน่งจริง DEOR Transducer จะถูกติดตั้งบนโครงสร้างตามแสดงใน (รูป 3.11) และการปรับเทียบค่าถูกทำในแต่ละทิศทางแยกจากกัน โดยโหลดกระทำที่ทราบค่าจะกระทำในแต่ละทิศทางของ DEOR transducer ผ่านจุดที่โหลดกระทำบนงานไถที่ใช้ทดสอบ และค่าความต่างศักย์ผลลัพธ์ของทุกช่องสัญญาณจะถูกวัดค่า sensitivity และ cross sensitivity



รูป 3.11 แสดงการปรับเทียบค่า DEOR Transducer สำหรับแต่ละตำแหน่งที่โหลดกระทำ

ผลการปรับเทียบค่าในสถานะสถิตที่ทำบนโต๊ะปรับเทียบค่ามาตรฐานและการปรับเทียบค่าในตำแหน่งโหลดกระทำจริงถูกสรุปใน Appendix – A ผลของการปรับเทียบค่าที่ทำบนโต๊ะมาตรฐานได้ผลลัพธ์ค่า cross sensitivity น้อยกว่า 2 % ซึ่งก็เป็นการพิสูจน์ให้เห็นว่าหลักการทำงานของ DEOR transducer นั้นถูกต้อง ส่วนการปรับเทียบค่า DEOR transducer ที่กระทำโดยโหลดที่ตำแหน่งจริงได้ผลลัพธ์ค่า cross sensitivities viz. 2.47 % , 7.20 % (Y, Z); 12.96 % , 9.59 % (X, Z) และ 33.3 % , 25.64 % (X, Y) สำหรับการให้โหลดกระทำต่อ DEOR transducer ในทิศทาง X , Y และ Z ตามลำดับ

ในการปรับเทียบค่าที่ทำบนโต๊ะมาตรฐาน แรงที่วัดค่ากระทำโดยตรง ณ ตำแหน่งแกนของทรานสดิวเซอร์ ขณะที่ที่โหลดกระทำจริงเป็นตำแหน่งเยื้องออกจากแนวแกนของทรานสดิวเซอร์ ดังนั้นผลที่เกิดจากค่า cross sensitivities จึงสูงกว่ากรณีการทดลองปรับเทียบค่าที่ทำบนโต๊ะมาตรฐาน ขณะเดียวกันตำแหน่งของ DEOR transducer ไม่สามารถถูกเคลื่อนที่ใกล้กับจุดการกระทำของแรงบนอุปกรณ์ไถกระทำ ทั้งนี้เนื่องจากความยุ่งยากของโครงสร้าง อย่างไรก็ตามผลลัพธ์ที่ได้จากการ

เปรียบเทียบค่าในสถานะสถิตของตำแหน่งติดตั้งอุปกรณ์ไถกระทะก็สามารถยอมรับได้และผลลัพธ์ที่ได้จากค่า cross sensitivity จะถูกใช้เพื่อการปรับค่าการวัดให้ถูกต้องต่อไป

2) ทรานสดิวเซอร์วัดค่าทอร์ก (torque transducer)

ทรานสดิวเซอร์วัดค่าทอร์กจะถูกปรับเทียบค่าโดยการกระทำของโหลดที่ตำแหน่งแขนที่ต่ออยู่นอกไป ผลลัพธ์ของค่าความเครียด (strain) จะถูกวัดค่าโดยการใช้ Spider – 8 Data Acquisition System (รูป 3.12) ผลการปรับเทียบค่าของทรานสดิวเซอร์วัดค่าทอร์กถูกแสดงใน APPENDIX – A



รูป 3.12 แสดงการปรับเทียบค่าของทรานสดิวเซอร์วัดค่าทอร์ก (torque transducer)

3.2 การกระทำระหว่างกัน (Interaction) ของดินกับเครื่องมือไถงานใช้กำลังขับ

การกระทำระหว่างกันของดินกับเครื่องมือไถงานใช้กำลังขับเคลื่อนกับตัวประกอบหลายตัวเป็นต้นว่า พารามิเตอร์ดิน พารามิเตอร์อุปกรณ์ไถงาน และพารามิเตอร์การทำงาน พารามิเตอร์การทดลองที่มีความสำคัญจะถูกอธิบายต่อไปนี้

3.2.1 พารามิเตอร์การทดลอง

1) พารามิเตอร์ดิน

ก. ชนิดของดิน

ชนิดดินมีอิทธิพลอย่างมากต่อสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์ไถงานชนิดใช้กำลังขับ ทั้งนี้เกี่ยวข้องกับคุณสมบัติดินที่ยึดติดกับผิวเครื่องมือ (adhesion) และแรงเสียดทานระหว่างดินกับผิวเครื่องมือ (friction) ดินร่วนปนทราย (sandy loam) จากมาตรฐานการจำแนกดินของ USDA เป็นดิน

จากพื้นที่ภาคตะวันออกเฉียงเหนือประเทศไทย ถูกใช้เพื่อการศึกษาครั้งนี้ คุณสมบัติของดินร่วนปนทรายถูกแสดงในตาราง 3.1

ตาราง 3.1 คุณสมบัติของดินร่วนปนทราย

Particle size distribution (%)	Sand (2 – 0.42 mm)	59.83
	Silt (0.42 – 0.002 mm)	25.14
	Clay (< 0.002 mm)	15.03
Consistency limit (% db)	Plastic limit	12.89
	Liquid limit	16.01

ข. ความหนาแน่นมวลรวมดิน

ค่าความหนาแน่นมวลรวมดินมีความสำคัญสำหรับการวัดค่าแรงกระทำต่องานไถระดับค่าความหนาแน่นมวลรวมดินค่าหนึ่งจะถูกพิจารณาสำหรับการศึกษาครั้งนี้ดำเนินการเก็บตัวอย่างดินหลายค่าสำหรับการทดสอบแต่ละครั้ง จากนั้นคำนวณหาค่าเฉลี่ยความหนาแน่นมวลรวมดินสภาพแห้ง

ค. การบดอัดดิน (soil compaction)

การบดอัดดินแสดงถึงความแข็งแรงดิน ทั้งนี้เป็นค่าที่แสดงถึงความสามารถของดินในสภาพเงื่อนไขเฉพาะที่สามารถต้านทานแรงกระทำ ระดับการบดอัดดินจะทำให้มีค่าคงที่ตลอดการทดลองและวัดค่าความต้านทานการแทงทะลุดิน (cone penetration resistance) สำหรับการทดลองแต่ละครั้งและคำนวณหาค่าเฉลี่ยค่าความต้านทานการแทงทะลุดิน ทั้งนี้เพื่อความเข้าใจระดับการบดอัดดินขณะการทดลองในกระเบดิน

ง. ความชื้นดิน

ความชื้นดินจะเกี่ยวข้องกับคุณสมบัติต่างๆ เหล่านี้ของดิน เป็นต้นว่าความสามารถในการไหลของดิน การบดอัดดิน (soil compaction) ความต้านทานการเฉือนดิน (shear resistance) แรงยึดเกาะระหว่างดินกับผิวโลหะ (adhesion) แรงเสียดทานระหว่างดินกับผิวโลหะ (friction) ความชื้นดินที่ใช้ศึกษามีค่าเท่ากับ 10 % (db) ทั้งนี้เป็นค่าความชื้นดินที่ต่ำกว่าค่า plastic limit

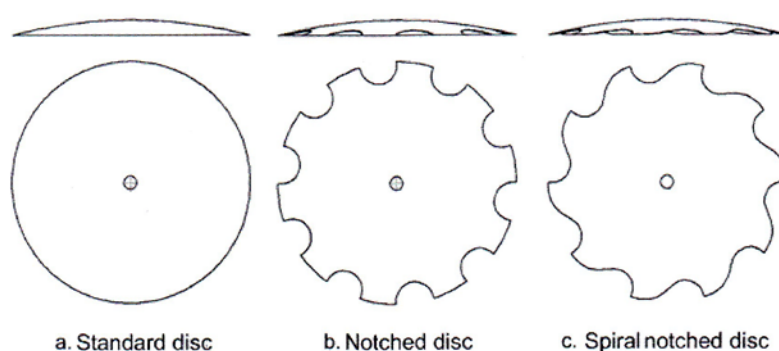
3.2.2 พารามิเตอร์อุปกรณ์งานไถ

ก. คุณลักษณะข้อกำหนดของงานไถ

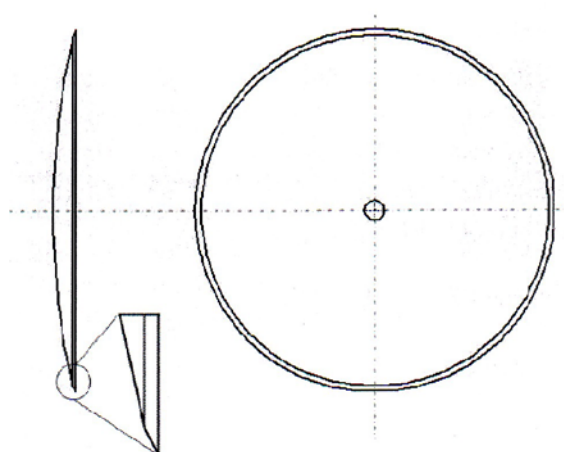
คุณลักษณะข้อกำหนดของงานไถ คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางงานไถ รัศมีความโค้ง (radius of curvature) ของงานไถ ชนิดขอบตัดดินของงานไถ และวัสดุเคลือบผิวงานไถ ทั้งหมดนี้เป็นแฟก

เตอร์ที่มีความสำคัญ และเป็นแฟกเตอร์ที่มีผลอย่างนัยสำคัญยิ่งต่อแรงที่กระทำต่อจานไถ และการเคลื่อนที่ของดินบนจานไถ

ชนิดต่างๆ 3 ชนิดของจานไถที่ใช้ในท้องตลาด ทั้งนี้จานไถทั้งสามชนิดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากัน เพียงแต่รูปร่างของจานที่ใช้ตัดดินแตกต่างกัน โดยจะเรียกชื่อว่า standard disc , notched disc และ spiral notched disc เป็นจานไถที่ใช้เพื่อการศึกษา (รูป 3.13) ทั้งนี้จานไถทั้งหมดจะถูกปาดทำให้เกิดคมจากด้านนอกจาน (รูป 3.14) คุณลักษณะข้อกำหนดของจานไถแสดงในตาราง 3.2



รูป 3.13 ชนิดของจานไถ



รูป 3.14 ขอบจานไถ

ตาราง 3.2 คุณสมบัติของข้อกำหนดของโถจานที่ใช้ในการทดลอง

	Standard disc	Notched disc	Spiral notched disc
Disc diameter , mm (inch)	559 (22)	559 (22)	559 (22)
Concavity , mm	40	40	40
Thickness , mm	5	5	5
Number of notches		10	10

ข. มุมจาน (disc angle) และมุมเอียง (tilt angle)

การตั้งมุมจานและมุมเอียงของอุปกรณ์โถจานที่มีความเหมาะสมที่สุดมีความจำเป็นอย่างยิ่งเพื่อที่จะได้ค่าแรงจุดลากในแนวระดับ (draft) อุปกรณ์โถจานที่มีค่าต่ำสุด และได้สมรรถนะการทำงานที่มีประสิทธิภาพดีที่สุดในการศึกษาครั้งนี้มุมจานจะถูกตั้งไว้ที่ 23° , 28° และ 33° และมุมเอียงของจานเท่ากับ 0°

3.2.3 พารามิเตอร์การทำงาน

ก. ความลึกการทำงาน

ค่าความลึกการทำงานมีอิทธิพลอย่างนัยสำคัญต่อสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์โถจานเมื่อพิจารณาในเทอมของแรงจุดลากในแนวระดับที่ต้องการ ปริมาตรดินที่ถูกเคลื่อนย้าย ทั้งนี้ค่าความลึกการทำงานของโถจานตั้งไว้ที่ 16 cm ตลอดการทดลองครั้งนี้

ข. ความเร็วการเคลื่อนที่ (forward velocity)

ค่าความเร็วการเคลื่อนที่คงที่เท่ากับ 0.05 m/sec ใช้เพื่อการศึกษาตลอดการทดลอง

ค. ความเร็วการหมุนของจานโถ (disc rotational speed)

ความเร็วการหมุนของจานโถมีบทบาทสำคัญยิ่งต่อการทำงานของอุปกรณ์โถจานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนระดับความเร็วการหมุนของโถจานตั้งไว้เพื่อการศึกษา 3 ค่า คือ 75 , 100 และ 125 rpm ทั้งนี้เป็นการศึกษาการกระทำระหว่างกันของดินกับอุปกรณ์โถจานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน Inverter ชนิดปรับความถี่ (Siemens Micromaster 420) จะถูกใช้เพื่อปรับความเร็วรอบตามที่ต้องการ ทั้งนี้ทำโดยการปรับความถี่ของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับชนิด 3 เฟส

3.2.4 การเตรียมดิน

ในขั้นแรกดินจะถูกทำให้แห้งโดยการตากแดด และต่อมาโครงสร้างของเม็ดดิน (aggregates) ถูกบดให้แตกเป็นอนุภาคเล็กๆ จากนั้นเม็ดดินที่แตกจะถูกร่อนผ่านตะแกรงรูเปิดขนาด 2 mm และดินที่ผ่านการร่อนจะถูกเก็บไว้ในถุงพลาสติกสีดำ ตัวอย่างดินในแต่ละถุงจะถูกนำออกมาเพื่อการ

ตรวจสอบหาความชื้นดิน และเพื่อทราบปริมาณน้ำที่ต้องการเพื่อให้ดินมีความชื้นสุดท้ายเท่ากับ 10 % (db) หลังจากทราบปริมาณน้ำที่จะใช้เพื่อทำความชื้นดินตามที่ต้องการ ก็ดำเนินการฉีดพ่นน้ำให้กับดินในลักษณะเพื่อให้ สม่ำเสมอ และเก็บไว้ในถุงพลาสติกที่ปิดมิดชิดและเก็บไว้ประมาณ 24 ชั่วโมง เพื่อให้ความชื้นดินมีการแพร่กระจายตลอดทั่วตัวอย่างดิน ในการทดสอบแต่ละครั้งในกระเบดินค่าความชื้นดินจะถูกรักษาไว้ที่ประมาณ 10 % (db)

ดินที่มีความชื้นตามต้องการ 10 % (db) จะถูกนำไปใส่ในกระเบดิน (soil bin) จำนวน 3 ชั้น ภายหลังจากใส่ดินแต่ละชั้นก็ดำเนินการบดอัดโดยปล่อยค้อนน้ำหนักที่ระยะความสูง 80 cm เพื่อให้ดินได้รับการบดอัดอย่างสม่ำเสมอตลอดหน้ากระเบดิน ทั้งนี้ชั้นบนสุดของดินจะใส่ดินที่ระยะความสูงจากขอบจานไถด้านล่างอย่างน้อย 16 cm ภายหลังจากการบดอัดดินในกระเบดินแล้ว ผิวหน้ากระเบดินจะถูกคลุมไว้ด้วยแผ่นพลาสติกเพื่อรักษาไม่ให้ความชื้นดินสูญเสียน้ำ และทิ้งไว้ประมาณ 24 ชั่วโมง เพื่อรักษาสมดุลความชื้นดิน

3.2.5 วิธีการทดสอบ

ในขั้นแรกอุปกรณ์ไถงานมาตรฐาน (standard disc) ถูกติดตั้งบนเพลลาที่อยู่บนโครงขับเคลื่อนด้านใน (inner carrier frame) และติดต่อกับโครงชุดขับเคลื่อนเครื่องมือ (the tool carriage) ทั้งนี้การติดตั้งโครงขับเคลื่อนจานไถจะติดผ่าน DEOR transducer มุมจาน (disc angle) เริ่มแรกถูกตั้งไว้ที่มุม 23 องศา ตามที่ได้กล่าวไว้ก่อนหน้านี้แล้วว่าดินจะถูกเตรียมที่ระดับค่าความชื้นที่ต้องการ จากนั้นค่าความต้านทานการแทงทะลุดิน (cone penetration resistance) จะถูกวัดค่าที่ตำแหน่งต่างๆกันในกระเบดิน ค่าเฉลี่ยของความต้านทานการแทงทะลุดินอยู่ระหว่าง $0.40 - 0.45 \text{ kN/m}^2$ นอกจากนี้ตัวอย่างดินที่ถูกเก็บจะถูกนำไปหาค่าความชื้นดินค่าเฉลี่ยระหว่าง 9.5 % - 10 % (db) และค่าเฉลี่ยความหนาแน่นมวลรวมสภาพแห้ง (dry bulk density) เท่ากับ 10.8 kN/m^3 ก่อนเริ่มต้นการทดสอบ ตารางสี่เหลี่ยมจัตุรัส (square grid) จะถูกเตรียมบนพื้นผิวหน้าดินเพื่อเข้าใจพฤติกรรมลักษณะการวิบัติของดินที่ได้จากการทดลอง ทุกช่องสัญญาณของ DEOR transducer และ Slip ring จะถูกติดต่อกับชุด Spider - 8 Data Acquisition System และ Spider - 8 จะถูกต่อกับ PC

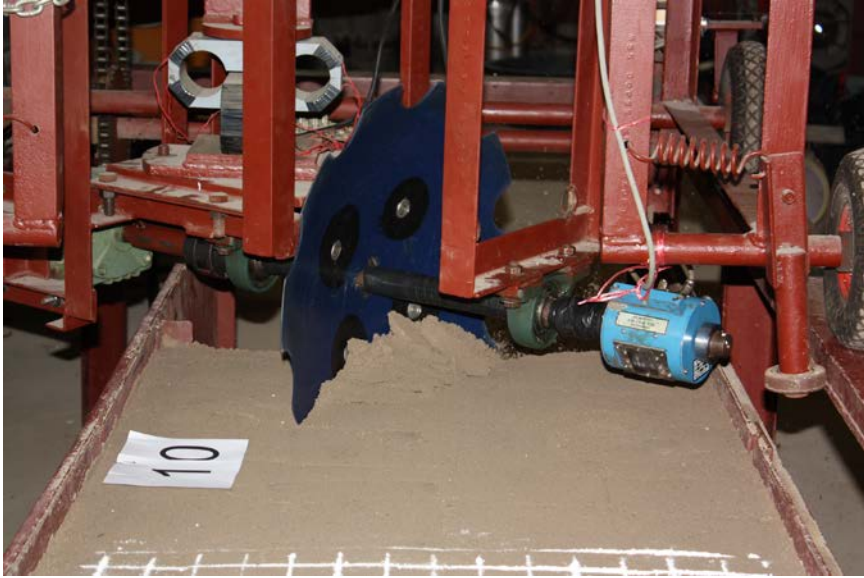
เปิดสวิทซ์ตัว Inverter ชุดปรับค่าความถี่ จากนั้นค่าความถี่จะถูกปรับเพิ่มขึ้นอย่างช้าๆ จนกระทั่งได้รอบการหมุนของไถงานทดลองตามที่ต้องการ ขั้นแรกอุปกรณ์ไถงานจะถูกทำให้หมุนด้วยความเร็ว 75 rpm ภายหลังจากทำการปรับตั้งชุดเครื่องมือทดสอบตลอดจนการติดตั้งเซ็นเซอร์ต่างๆที่ไว้วัดค่า เก็บข้อมูลทดลองโดย Spider - 8 Data Acquisition System โดยใช้โปรแกรม Catman 4.0 ภายหลังจากการหมุนอิสระในระยะแรกชุดทดลองติดตั้งเครื่องมือทดสอบจะถูกทำให้เคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ 0.05 m/sec และหยุดที่ตำแหน่งประมาณ 0.30 m ก่อนถึงระยะสิ้นสุดของกระเบดิน ทั้งนี้เพื่อป้องกันผลที่เกิดจากแรงอัดที่เกิดจากดินอันเป็นผลเนื่องมาจากผนังด้านสิ้นสุดของกระเบดิน การ

ทดลองซ้ำ 3 ครั้งจะถูกดำเนินการในการทดลองแต่ละเงื่อนไข โดยวิธีการเดียวกันจะถูกทำซึ่งเป็นการทดลองเงื่อนไขแตกต่างกัน สำหรับค่ามุมไถงาน (disc angle) และความเร็วรอบการหมุนที่แตกต่างกัน ภายหลังจากทดสอบสมรรถนะของอุปกรณ์ไถงานมาตรฐานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (รูป 3.15) เพล่าขับเคลื่อนจะถูกถอดออกจากแหล่งให้กำลังคือมอเตอร์ไฟฟ้า ขณะนี้เรียกว่าเงื่อนไขการหมุนอิสระก็จะถูกทดสอบที่ตำแหน่งมุมงานใดต่าง ๆ กัน

ภายหลังจากทดสอบอุปกรณ์ไถงานมาตรฐานเสร็จสิ้นลงทั้งเงื่อนไขงานถูกขับโดยมอเตอร์และงานหมุนอิสระ (free rolling) อุปกรณ์ไถงานชนิด notched disc (รูป 3.16) และลำดับ ต่อมาคือชนิด spiral notched disc (รูป 3.17) จะถูกทดสอบ ทั้งนี้วิธีการเช่นเดียวกันจะถูกทำสำหรับการทดสอบงานไถแบบ notched disc และ spiral notched disc



รูป 3.15 การทดสอบ standard disc



รูป 3.16 การทดสอบ notched disc



รูป 3.17 การทดสอบ spiral notched disc

3.2.6 การวิเคราะห์ข้อมูล

แรงปฏิกิริยาดิน (soil reaction) และแรงบิดที่ได้จาก Spider – 8 data acquisition system จะอยู่ในรูปแบบของค่าความเครียด (strain) กราฟการเปรียบเทียบค่าของทรานสดิวเซอร์ DEOR ในทิศทางต่างๆกันจะถูกใช้เพื่อเปลี่ยนแปลงค่าความเครียด (strain) ที่ได้จากการวัดค่าไปเป็นค่าแรงกระทำ ทั้งนี้ค่าที่ใช้เพื่อการปรับแก้จะต้องทำเพื่อแก้ไขค่า cross sensitivity ที่เกิดขึ้น นอกจากนี้กราฟที่ใช้เปรียบเทียบค่าแรงบิดที่ได้จากทรานสดิวเซอร์จะถูกใช้เพื่อปรับเปลี่ยนค่าความเครียดที่ได้จากการวัดค่าไปเป็นค่าแรงบิดที่ต้องการ

SPSS software จะถูกใช้เพื่อการคำนวณผลการทดลองที่แตกต่างกันของชนิดงานไถแบบต่างๆกัน สำหรับค่าแรงปฏิกิริยาดิน(soil reaction) และค่าแรงบิดเมื่อเงื่อนไขการทดลองชนิดขอบงานแตกต่างกัน มุมงาน (disc angle) แตกต่างกัน และความเร็วรอบหมุนงานที่แตกต่างกัน ยิ่งไปกว่านั้นการเปลี่ยนรูปของดินที่สังเกตเห็นได้จากตารางสี่เหลี่ยม (grid) ที่เตรียมไว้ ซึ่งเห็นได้จากรูปภาพที่ถ่ายไว้จะถูกใช้เพื่อเข้าใจพฤติกรรมของดินภายใต้เงื่อนไขการทำงานที่แตกต่างกันในรูปแบบการวิบัติของดิน (soil failure pattern) การเคลื่อนย้ายดิน และการแตกย่อยของดิน (soil pulverization)

3.3 การพัฒนาเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน

เกือบจะทุกชนิดของเครื่องมือไถเตรียมดินสามารถใช้สำหรับการจัดการกับเศษพืชที่หลงเหลืออยู่ และผสมเศษพืชนั้นลงไปในดิน แต่อย่างไรก็ตามเครื่องมือไถเตรียมดินทุกชนิดก็ไม่สามารถทำงานได้ดีในทุกสภาพของเศษพืชที่หลงเหลืออยู่ในแปลง เครื่องมือไถงานแนวตั้ง (vertical disk plow) อาจจะเป็นเครื่องมือที่มีความเหมาะสมและใช้กันมากในประเทศไทย และเข้าใจว่าสามารถทำงานได้ดีกับสภาพแปลงส่วนมาก ยิ่งไปกว่านั้นขณะที่เครื่องมือไถงานแนวตั้งถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลัง (PTO) ของรถแทรกเตอร์ ก็จะทำให้สมรรถนะการทำงานของเครื่องมือดีขึ้น ขณะเดียวกันการใช้พลังงานจากต้นกำลังก็จะมีประโยชน์มากขึ้น

เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนที่พัฒนาประกอบด้วยงานไถมาตรฐาน 6 งานเป็นชนิด Category II มุมงานไถ 30 องศา ความเร็วรอบงานไถ 100 rpm ชนิด one way disc plow ระยะระหว่างงาน 23 cm ระบบส่งกำลังใช้โซ่และเฟืองโซ่

ข้อควรพิจารณาในการออกแบบเครื่องมือ ทั้งนี้ควรคำนึงถึงด้านเศรษฐศาสตร์และประสิทธิภาพของเครื่องมือที่ถูกพัฒนาขึ้น

1) การยอมรับและวิเคราะห์เงื่อนไขในการออกแบบ : จำเป็นต้องพิจารณาเงื่อนไขของสภาพดินและอากาศ ตลอดจนความต้องการใช้เครื่องมือในด้านเกษตรกรรม ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับเงื่อนไขสิ่งทีคาดหวังจะได้รับและเงื่อนไขสิ่งทีทำได้ยากที่สุด สิ่งเหล่านี้ควรจะต้องถูกพิจารณาก่อนที่จะเริ่มสเก็ตภาพเครื่องมือที่จะออกแบบ

2) ชนิดของโหลดและความเค้นที่เกิดจากโหลดกระทำ : โครงสร้างที่ถูกกระทำโดยแรงดึง (tension) แรงกด (compression) แรงบิด (torsion) และแรงคด (bending) โหลดเหล่านี้จะถูกพิจารณาภายใต้เงื่อนไขการทำงาน ตำแหน่งของโหลดที่ทำให้เกิดการวิกฤตจะถูกหาเพื่อพิจารณาออกแบบโครงสร้างของเครื่องมือ

3) การเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนเครื่องมือ : เพื่อให้การทำงานประสบผลสำเร็จ การจัดวางตำแหน่งชิ้นงานมีความจำเป็นที่จะต้องพิจารณา ทั้งนี้เพื่อทำให้เกิดการเคลื่อนที่ที่ต้องการจากแหล่งต้นกำลังและทิศทางการเคลื่อนที่เป็นสิ่งที่มีความสำคัญ

4) การเลือกใช้วัสดุ : มีความรู้เรื่องวัสดุที่เหมาะสม และเงื่อนไขการทำงานมีความสำคัญมาก สำหรับการเลือกใช้วัสดุ การพิจารณาเลือกชิ้นส่วนมาตรฐาน ซึ่งปกติแล้วมีผลทำให้ราคาการก่อสร้างถูกลงและการบำรุงรักษาเครื่องมือก็ทำได้สะดวก

5) รูปแบบและขนาดของชิ้นส่วน : เพื่อที่จะออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรทั้งด้านรูปแบบและขนาด จำเป็นต้องรู้แรงกระทำต่อชิ้นงานนั้น ยิ่งกว่านั้นลักษณะโหลดกระทำหรือโหลดกระทำชนิดทันทีทันใด ก็อาจจะเป็นสาเหตุทำให้เกิดการวิบัติของเครื่องมือ ทั้งนี้การพิจารณาตัวประกอบความปลอดภัยต้องมีค่าสูงขึ้น

6) ความปลอดภัยและความสะดวกสบายของผู้ปฏิบัติงาน : ค่าตัวประกอบความปลอดภัยที่เหมาะสมจะถูกพิจารณาขณะชิ้นส่วนที่ถูกออกแบบมีขนาดแตกต่างกัน

7) การใช้ชิ้นส่วนมาตรฐาน : การเลือกใช้ชิ้นส่วนมาตรฐานจะสัมพันธ์กับราคาเครื่องจักรกล ทั้งนี้เพราะว่าราคาชิ้นส่วนมาตรฐานจะมีมูลค่าเพียงส่วนหนึ่งของราคาชิ้นส่วนที่มีลักษณะคล้ายคลึงกันกับชิ้นส่วนที่สร้างขึ้นมา ชนิดและขนาดตลับลูกปืนมาตรฐาน โช้และเฟืองโช้ สลักเกลียว จะถูกเลือกจากเงื่อนไขของโหลดกระทำ

8) การวางแผนออกแบบให้เกิดประโยชน์สูงสุด : ในการวางแผนออกแบบเครื่องมือใดงานชนิดใช้กำลังขับให้เกิดประโยชน์สูงสุดจะพิจารณาจากรูปภาพเขียนแบบเบื้องต้น

9) เครื่องจักรกลในโรงงานที่ใช้ในการสร้างชิ้นส่วนต่างๆ : การออกแบบที่มีคุณภาพเพื่อให้ได้ประโยชน์สูงสุดถ้างานนั้นถูกผลิตอย่างมีประสิทธิภาพ เครื่องมือใช้ในโรงงานทั่วไปและกระบวนการสร้างจะถูกพิจารณาเพื่อทำให้การสร้างชิ้นงานจากแบบเขียนไปสู่การสร้างชิ้นงาน

10) การต้านทานแรงเสียดทานและการหล่อลื่น : เนื่องจากการสูญเสียพลังงานจากแรงเสียดทาน ดังนั้นการให้ความสนใจเพื่อจะสร้างระบบการหล่อลื่นของผิวเครื่องมือที่ออกแบบเมื่อชิ้นส่วนนั้นต้องเคลื่อนที่สัมพันธ์กันจำเป็นจะต้องถูกพิจารณา

ข้อกำหนดที่ใช้พิจารณาเพื่อออกแบบเครื่องมือ

- | | |
|------------------------|---------------------------------------|
| 1. Type of the disc | – Spiral notched disc |
| 2. Gang angle (degree) | – 30 |
| 3. Disc rpm | – 100 |
| 4. Type of harrow | – One way disc harrow |
| 5. Implement category | – 2 |
| 6. Number of discs | – 6 |
| 7. Disc spacing (cm) | – 23 |
| 8. Power source | – P. T. O. |
| 9. Power transmission | – Chain # 100 and sprocket drive |
| 10. Lubrication | – Oil |
| 11. Hitch | – Three point rear mounted |
| 12. Bearing | – Heavy duty spherical roller bearing |
| 13. Harrow frame | – Rigid frame |

3.4 การเขียนแบบและการพัฒนาเครื่องมือ

โครงสร้างเครื่องมือพรวนงานชนิดทิศทางเดียวจะถูกใช้เป็นข้อพิจารณาเพื่อพัฒนาเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน เครื่องมือถูกออกแบบในลักษณะแยกชิ้นต่าง ๆ กันและนำมาประกอบเข้าด้วยกันเป็นเครื่องมือสมบูรณ์แบบ การออกแบบประกอบด้วย 4 ส่วนหลัก คือ ชุดงานพรวน (disc gang) ชุดล้อหลัง (rear wheel) ชุดกล่องเกียร์ (gear box) ชุดถ่ายทอดกำลัง (transmission unit) และโครงเครื่องมือ (frame)

3.4.1 ชุดงานพรวน (disc gang)

พิจารณาความต้องการกำลังที่มีค่าน้อย การทำงานในลักษณะสม่ำเสมอ และเพื่อประหยัดการสับกลบวัสดุเกษตรเหลือในแปลงเกษตรกรรม งานไถชนิด spiral notched disc จะถูกเลือกเพื่อใช้เป็นชุดงานพรวน การพิจารณาจำนวนงานที่ใช้และระยะห่างระหว่างงานจะถูกพิจารณาในการออกแบบชุดงานพรวน รูป 3.18 แสดงรูปเขียนแบบวิศวกรรมของชุดงานพรวน

3.4.2 ชุดล้อหลัง (rear wheel assembly)

จากผลการศึกษาในกระบะดินทำให้ทราบว่าแรงปฏิกิริยาของดินที่กระทำในทิศทางด้านข้าง (lateral direction) ของเครื่องมือมีผลต่อเครื่องมือเป็นอย่างมาก แรงกระทำในแนวทิศทางด้านข้างหรือ side force จะมีผลต่อการบังคับทิศทางการทำงานของรถแทรกเตอร์ในระหว่างการทำงาน ดังนั้นการออกแบบชุดล้อหลังของเครื่องมือจึงมีความสำคัญมากเพื่อการสมดุลแรงในทิศทางด้านข้างที่กระทำต่อรถแทรกเตอร์ ชุดอุปกรณ์บังคับล้อหลังจะถูกออกแบบให้มีความแข็งแรงเพียงพอเพื่อที่จะรักษาสมดุลแรงรวมด้านข้าง รูป 3.19 แสดงภาพเขียนแบบของชุดล้อหลัง

3.4.3 ห้องเกียร์และชุดถ่ายทดกำลัง

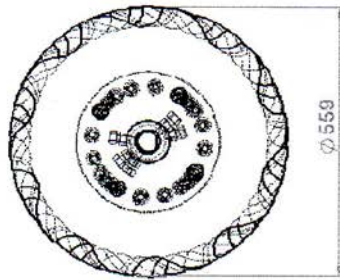
ชุดห้องเกียร์ที่ใช้มีอัตราทด 40 : 8 เพื่อใช้ลดความเร็วรอบเพลลา P.T.O. จากค่า 540 rpm เหลือ 100 rpm ระบบโซ่และเฟืองโซ่จะถูกใช้เพื่อการส่งผ่านกำลังจากห้องเกียร์ไปยังเพลลาขับ รูป 3.20 แสดงภาพเขียนแบบชุดห้องเกียร์ที่ต่อไปยังระบบส่งถ่ายกำลัง

3.4.4 โครงเครื่องมือ

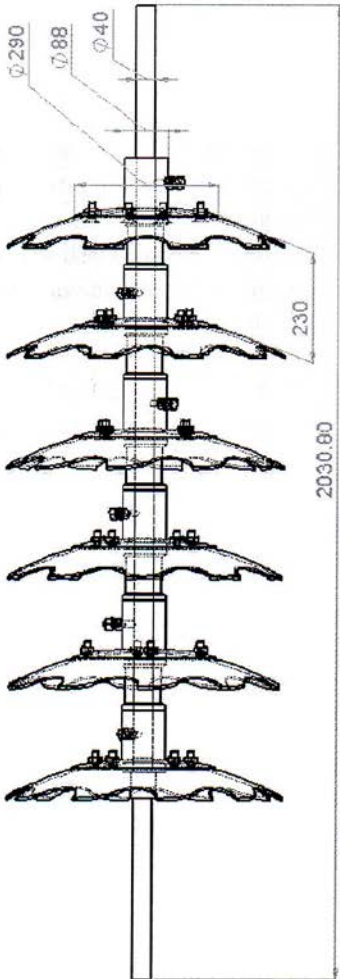
โครงเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนถูกออกแบบเป็น 2 ส่วน คือ โครงชุดงานและโครงชุดต่อติด 3 จุดโดยแยกจากกัน โครงอุปกรณ์ทั้งสองจะถูกต่อติดเข้าด้วยกันในลักษณะทำมุม 30 องศา โดยใช้วิธีการต่อติดให้เป็นหน่วยเดียวกัน รูป 3.21 แสดงการเขียนแบบของโครงเครื่องมือ

3.5 การตรวจสอบจุดวิกฤติและความปลอดภัย

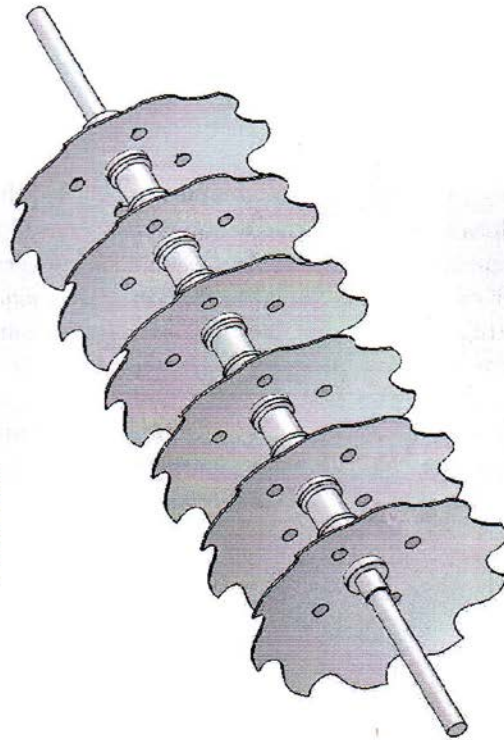
โหลดกระทำที่มีค่าสูงสุดจะถูกคาดหวังเพื่อกระทำต่อเพลลา ชิ้นส่วนของลิ้ม lower link link และสลักเกลียวยึด อย่างไรก็ตามสลักเกลียวมาตรฐานจะถูกเลือกโดยการพิจารณาจากตำแหน่งต่อติดของชิ้นส่วนและการคำนึงถึงความแข็งแรงของสลักเกลียว



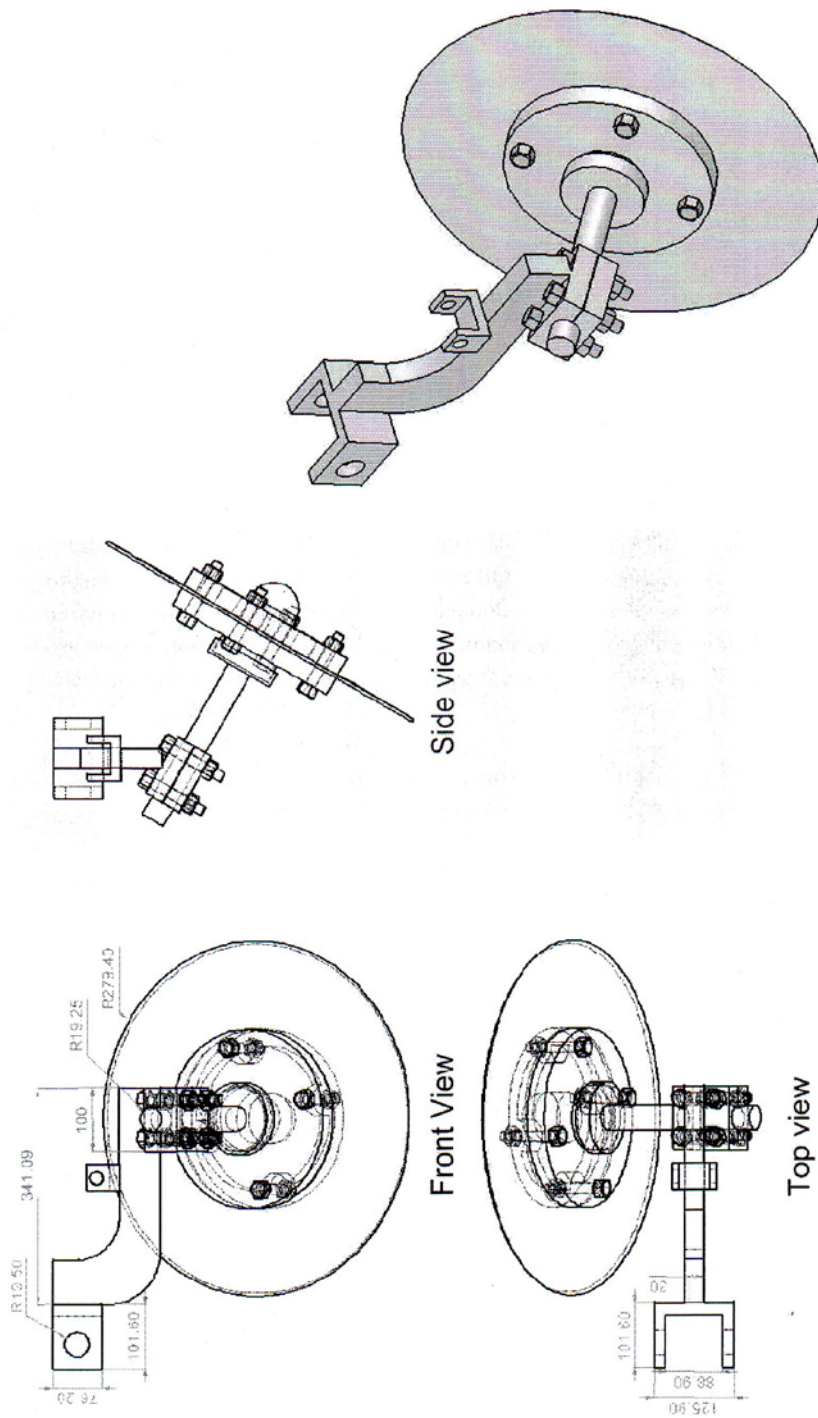
Side view



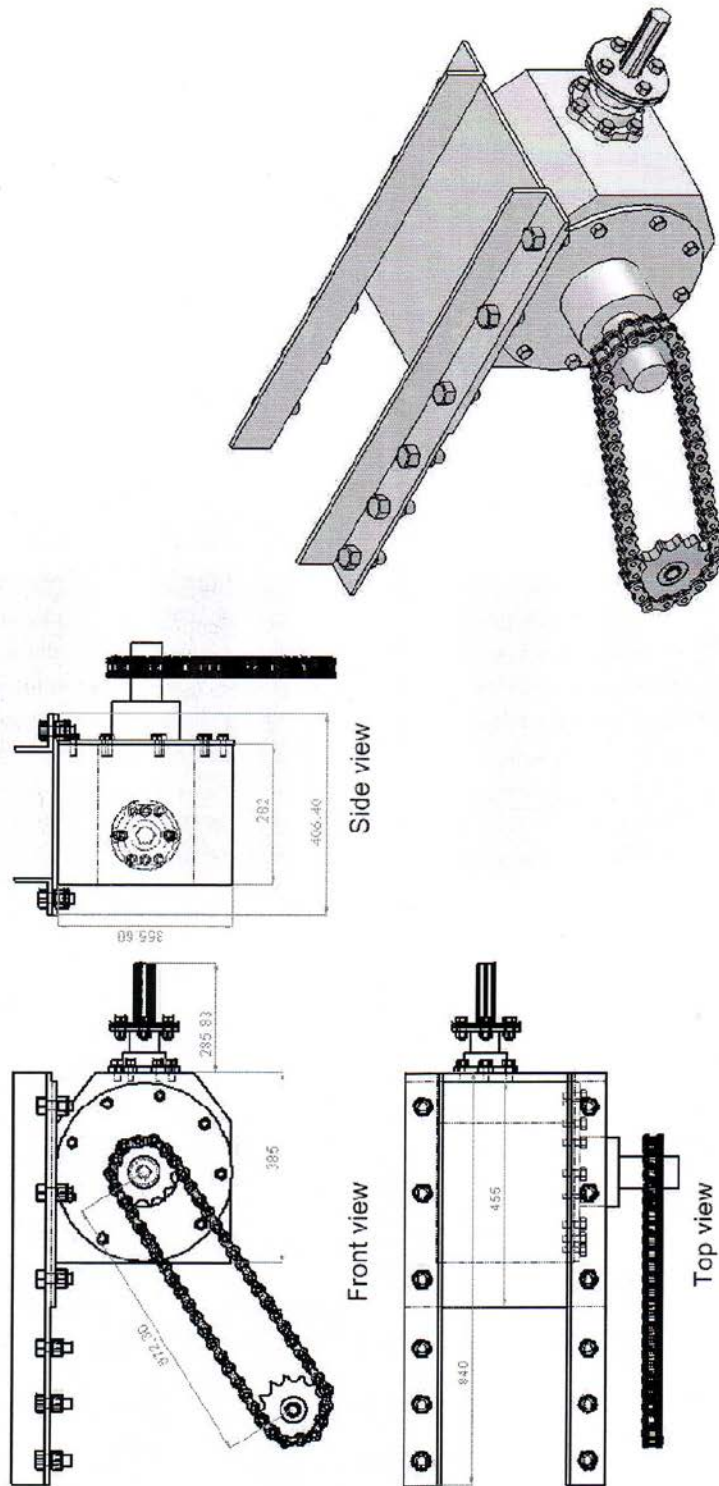
Front view



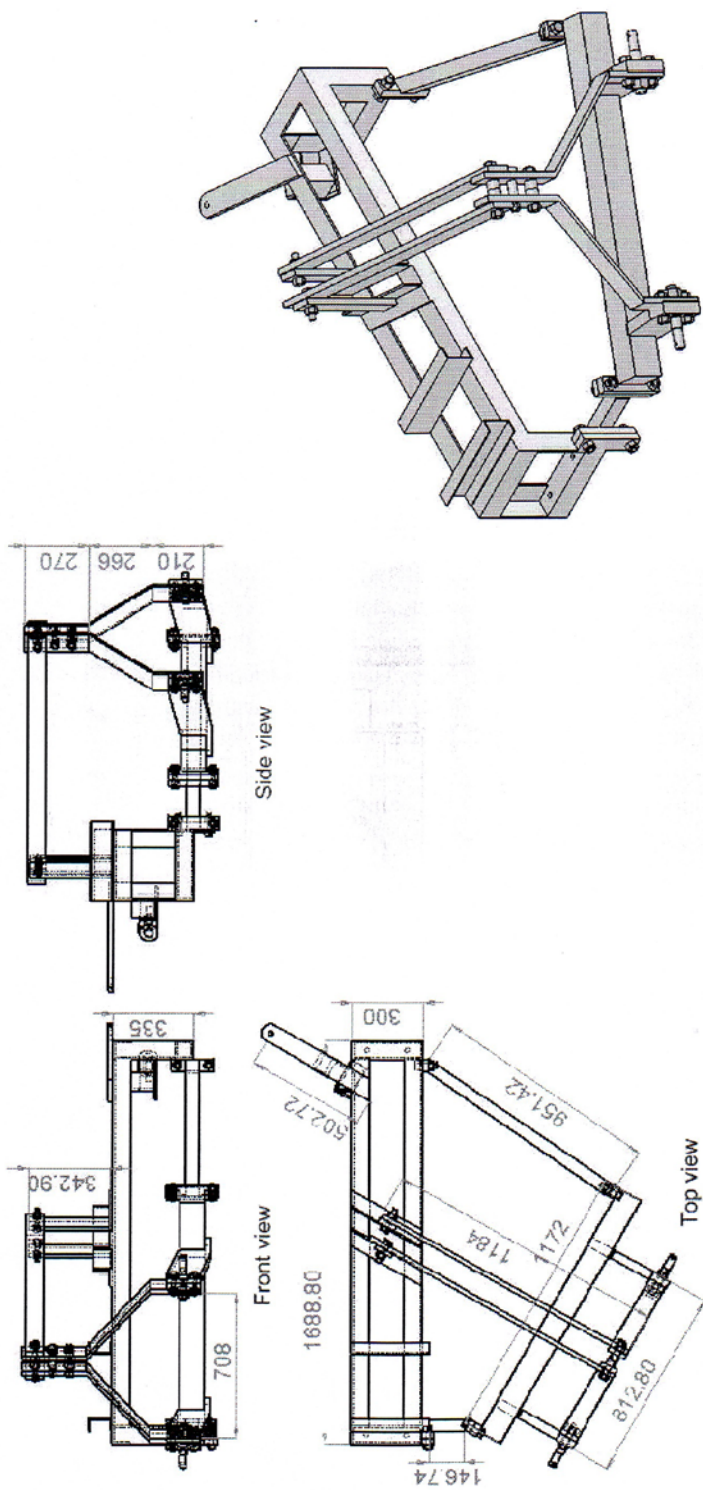
รูป 3.18 ชุดจานพรวน



รูป 3.19 ชุดล้อหลัง



รูป 3.20 ชุดห้องเกียร์



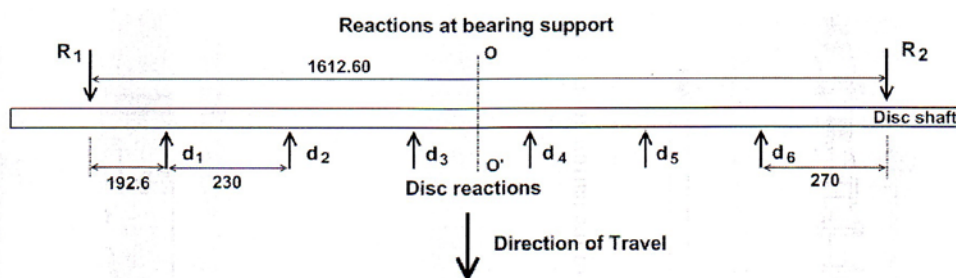
รูป 3.21 ชุดโครงเครื่องมือ

ขนาดของเพลาจานไถ ล้อม และ lower link pins จะถูกตรวจสอบภายใต้การกระทำของโหลดที่มากที่สุด

ก) จุดวิกฤติที่กระทำบนเพลาน

จุดวิกฤติที่โหลดกระทำมากที่สุดจะถูกคาดหวัง ณ ที่หลายตำแหน่งที่กระทำบนเพลาชับงานพรวน ดังนั้นขนาดของเพลาชับงานพรวนจะถูกตรวจสอบลักษณะการวิบัติที่อาจจะเกิดจากการเฉือน (shear) และการบิด (torsion)

แรงปฏิกิริยาของดินที่กระทำในแนวระดับ เช่นแรงจูดลากในแนวระดับ (draft) จะถูกสมมุติให้มีผลต่อการโก่งงอของเพลาจานพรวน ดังนั้นแรงจูดลากในแนวระดับค่าสูงสุดที่ได้จากการศึกษาในกระบะดินจะถูกใช้สำหรับการตรวจสอบขนาดของเพลาน รูป 3.22 แสดงไดอะแกรมแรงปฏิกิริยาของดินกระทำต่อเพลาจาน



รูป 3.22 Free body diagram ของเพลาจานพรวน

ค่าแรงกระทำในแนวระดับค่าสูงสุดสำหรับแต่ละจาน = 292.70 = 300 N

แรงรวมในแนวระดับสูงสุด = 300 x 6 = 1800 N

แรงบิดค่าสูงสุดของจานจานเดียว = 58.19 = 60 kN – mm

แรงบิดรวม = 60 x 6 = 360 kN – mm

พิจารณาโมเมนต์รอบจุด R_1

ได้ R_2 = 856.80 N

พิจารณาโมเมนต์รอบจุด R_2

ได้ R_1 = 943.20 N

นั่นคือ

$$\begin{aligned}
 \text{ค่าความเครียดเฉือน (shear stress)} &= \text{Max . reaction / พื้นที่หน้าตัดเพลลา} \\
 &= \frac{943.20}{1256} \\
 &= 0.75 \quad \text{N/mm}^2
 \end{aligned}$$

พิจารณาค่าความเค้นเฉือนเนื่องจากแรงบิด

$$\tau_{\max} = T_{\max} \cdot R / J \quad \dots\dots\dots(3.1)$$

โดย

$$T_{\max} = \text{ค่าแรงบิดสูงสุด (N – mm)}$$

$$R = \text{รัศมีของเพลลา (mm)}$$

$$D = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางกลางเพลลา (mm)}$$

$$J = \text{Polar moment of inertia of the shaft}$$

$$= \pi D^4 / 32$$

$$= 3.14 \times 40^4 / 32$$

$$= 251200 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{\max} = 360 \times 1000 \times 20 / 251200$$

$$= 28.66 \text{ N / mm}^2$$

ความเค้นดัด

$$\sigma_{\max} = M \times R / I$$

$$M = \text{โมเมนต์กระทำต่อเพลลา}$$

$$= 241890 \text{ N – mm}$$

$$R = \text{รัศมีของเพลลา (mm)}$$

$$D = \text{เส้นผ่านศูนย์กลางกลางเพลลา (mm)}$$

$$I = \text{second moment of inertia}$$

$$= \pi D^4 / 64$$

$$= 3.14 \times 40^4 / 64$$

$$= 125600 \text{ mm}^4$$

นั่นคือ

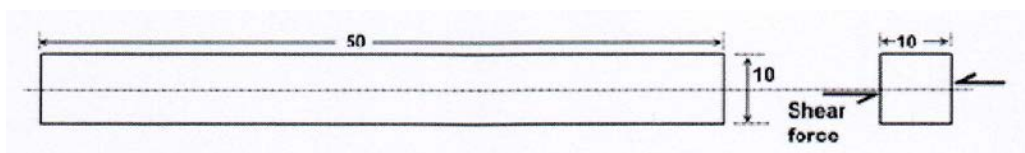
$$\sigma_{\max} = 241890 \times 20 / 125600$$

$$= 38.52 \text{ N / mm}^2$$

ขณะที่ความเค้นเฉือนสูงสุดและความเค้นค้ำคระทำบนเพลลาถูกพบว่ามีค่าน้อยกว่าค่าความแข็งแรงเฉือนสูงสุด (ultimate shear strength) ของวัสดุที่ใช้ทำเพลลา (240 N/mm^2) ดังนั้นขนาดของเพลลาจึงสามารถยอมรับได้

ข) ลิ่มยึด

ลิ่มถูกใช้เพื่อยึดเฟืองโซ่กับเพลลาของงานพรวน ส่วนมากลิ่มยึดจะถูกพิจารณาว่าเป็นจุดวิกฤติมากที่สุดสำหรับระนาบเฉือนมากกว่าระนาบที่ถูกแรงกด (bearing plane) ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดกระทำที่เพลลาจะเป็นการกระทำของแรงเฉือนที่เกิดขึ้นบนลิ่มยึด



รูป 3.23 แรงเฉือนกระทำบนลิ่มยึด (หน่วย มม.)

$$\begin{aligned} \text{ค่าแรงเฉือนสูงสุดกระทำบนลิ่มยึด} &= \frac{\text{แรงบิดค่าสูงสุดกระทำบนเพลลา}}{\text{รัศมีเพลลา}} \\ &= 360 / 20 = 18 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{คั้งนั้นความเค้นเฉือนกระทำบนเพลลา} &= \frac{\text{แรงเฉือน}}{\text{พื้นที่หน้าตัดของลิ่ม}} \\ &= \frac{18 \times 1000}{50 \times 10} \\ &= 36 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

ค่าความเค้นเฉือนสูงสุดกระทำบนลิ่มยึดมีค่าน้อยกว่าค่าความแข็งแรงเฉือนค่าสูงสุด (ultimate shear strength) ของวัสดุที่ใช้ทำลิ่ม (240 N/mm^2) ดังนั้นขนาดของลิ่มสามารถถูกยอมรับได้

ค) Lower link pin

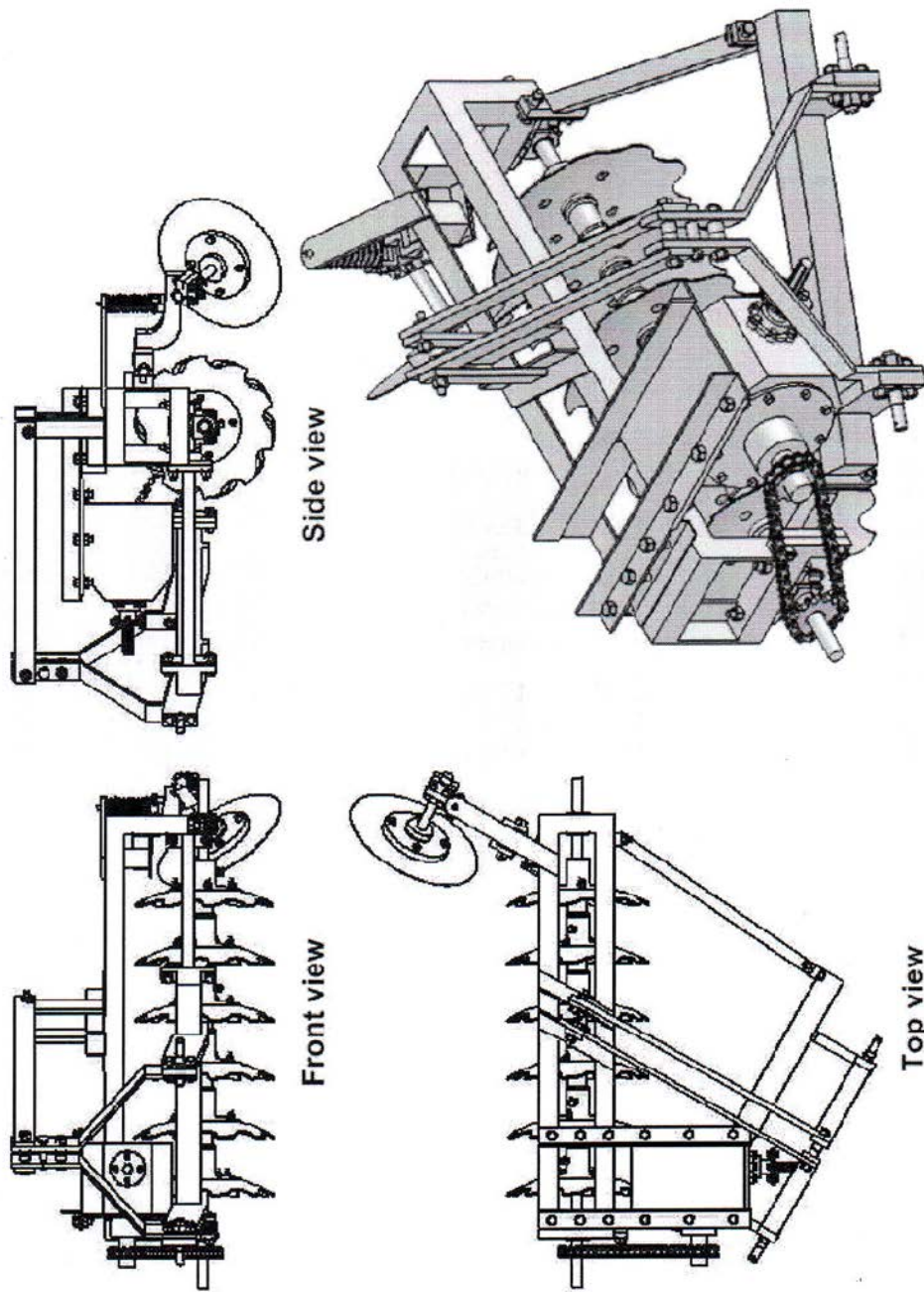
ถูกพิจารณาว่าแรงกระทำในแนวระดับค่าสูงสุด (maximum draft) กระทำต่อ lower link pin ทั้งสองอัน ดังนั้นค่าแรงจุดลากรวมในแนวระดับจะถูกใช้เพื่อตรวจสอบขนาดของ pin ที่ใช้

$$\begin{aligned}
 \text{ค่าแรง draft สูงสุดที่กระทำต่อ pin} &= 1800 \text{ N} \\
 \text{ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง pin ค่าต่ำสุด} &= 29 \text{ mm} \\
 \text{ความเค้นเฉือน (shear stress)} &= \frac{\text{แรงกระทำค่าสูงสุด}}{\text{พื้นที่ของ pin}} \\
 &= \frac{1800}{660.185} \\
 &= 2.727 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

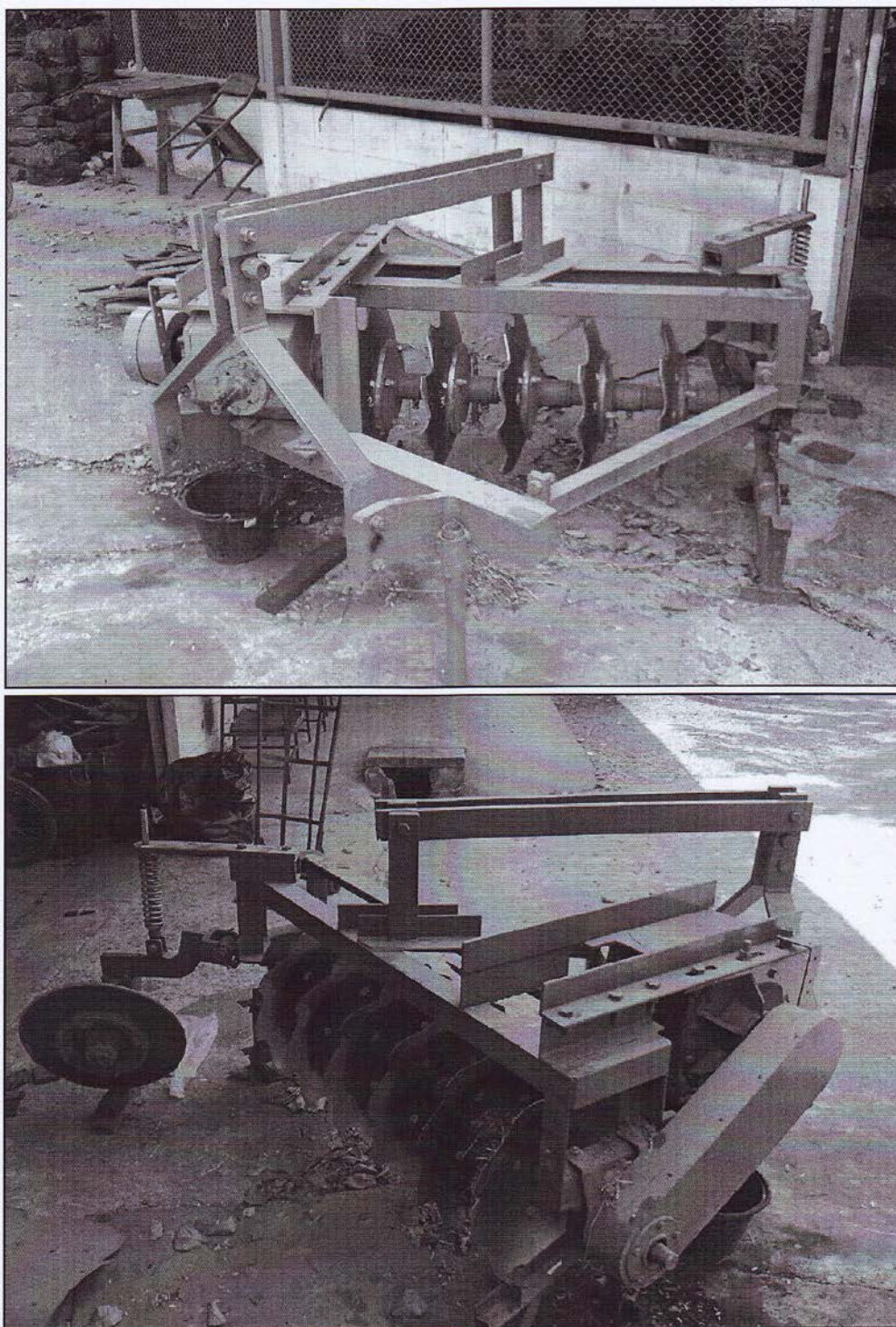
เช่นเดียวกันค่าความเค้นเฉือนสูงสุดกระทำบน lower link pin ถูกพบว่ามีค่าน้อยกว่าความแข็งแรงเฉือนค่าสูงสุด (ultimate shear strength) ของวัสดุที่ใช้ทำ pin (240 N/mm^2) ดังนั้นขนาดของ pin ที่ใช้สามารถถูกยอมรับได้

3.6 การสร้าง

หลังจากพิจารณาเรื่องความปลอดภัยของทุกชิ้นส่วนของเครื่องมือ ดำเนินการสร้างแต่ละส่วนแยกกัน จากนั้นชิ้นส่วนทุกชิ้นจะถูกนำมาประกอบเข้าด้วยกัน สุดท้ายก็ได้เครื่องมือไถจานชนิดใช้กำลังขับ (powered disc harrow) รูป 3.24 แสดงภาพเขียนแบบของเครื่องมือ



รูป 3.24 การเขียนแบบเครื่องมือโถงานชนิดใช้กำลังจับ



รูป 4.25 เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขั้บ

3.7 การประเมินสมรรถนะการทำงานในแปลงของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับ

วัตถุประสงค์หลักของการทดสอบในแปลงเพื่อต้องการข้อมูลที่มีความน่าเชื่อถือของเครื่องมือที่พัฒนาขึ้น เช่น ความสามารถในการทำงาน คุณภาพงาน ประสิทธิภาพสนาม ความสามารถในการปรับแก้ไขเครื่องมือเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับเครื่องมือที่มีอยู่ในขณะนั้น ดังนั้นหลังจากการสร้างเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเสร็จ จำเป็นที่จะต้องประเมินสมรรถนะการทำงานสนาม วิธีและขั้นตอนการประเมินสมรรถนะการทำงานจะถูกดำเนินการดังต่อไปนี้

3.7.1 แปลงที่ใช้ทดสอบ

แปลงที่ใช้ทดลองเป็นแปลงของภาควิชาวิศวกรรมเกษตร มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน การทดลองจะถูกทำเพื่อศึกษาสมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับในแปลงเกษตรกรรมจริง สภาพแปลงที่ใช้ทดสอบสำหรับเงื่อนไขไถงานถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง และไถงานไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลังถูกแสดงในรูป 3.26 สภาพแปลงที่ใช้ทดลองถูกแบ่งออกเป็นแปลงย่อยเพื่อใช้ทดสอบสำหรับเงื่อนไขการทดลองพารามิเตอร์แตกต่างกัน



รูป 3.26 แปลงทดลอง

ลักษณะดินของแปลงทดลอง

ชนิดของดิน	Clay loam
Particle size distribution (%)	
Sand	23.15
Silt	38.23
Clay	38.62
Consistency limit (%)	
Liquid limit (db)	32.1
Plastic limit (db)	20.7

3.7.2 พารามิเตอร์ที่ใช้ทดลอง

ตัวประกอบต่างๆที่มีผลต่อสมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนนี้
เงื่อนไขแปลง

1. ความหนาแน่นดิน
2. ความชื้นดิน
3. Cone index

พารามิเตอร์คงที่

- | | |
|--------------------------|-----------------------------|
| 1. เงื่อนไขแปลง | - เป็นแปลงที่ไม่ถูกไถมาก่อน |
| 2. Gang angle | - 30 องศา |
| 3. Disc rotational speed | - 100 rpm |
| 4. ความลึกการทำงาน | - 16 cm |

พารามิเตอร์ตัวแปร

- | | |
|--------------------------------------|---|
| 1. ตำแหน่งเกียร์การทำงานของแทรกเตอร์ | - 1L , 2L , 3L |
| 2. Operational mode | - ใช้เพลลา PTO ขับ
- ไม่ใช้เพลลา PTO ขับ |

พารามิเตอร์การทดลองที่ถูกบันทึกค่าระหว่างการทดสอบ

1. แรงปฏิกิริยาของดินที่กระทำต่อเครื่องมือ
2. แรงบิดเพลลา P.T.O.
3. ความเร็วรอบหมุนเพลลา P.T.O.
4. ความเร็วการทำงานของรถ และ wheel slip

5. ความลึกการทำงาน
6. ความกว้างการทำงาน
7. Fuel consumption
8. คุณภาพงาน

3.7.3 ข้อมูลที่ถูกสังเกตและบันทึกค่า

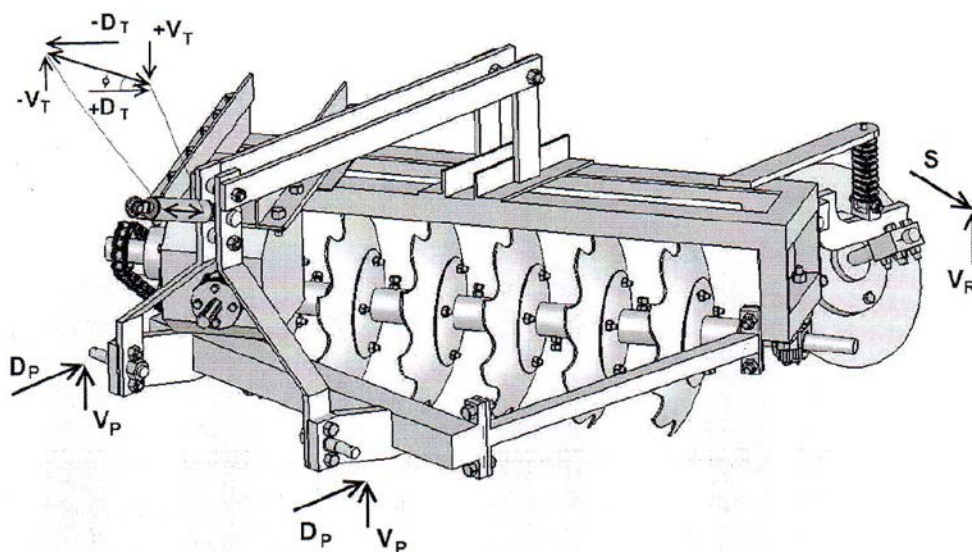
แรงปฏิกิริยาคินที่กระทำต่อเครื่องมือ แรงบิดเพลลาอำนาจกำลัง ความเร็วรอบเพลลาอำนาจกำลัง จะถูกวัดและบันทึกค่าโดยใช้ automatic instrumentation and measurement system อย่างไรก็ตาม ความเร็วการทำงาน wheel slip ความลึกการทำงาน ความกว้างการทำงาน อัตราการใช้น้ำมัน เชื้อเพลิง และคุณภาพงาน จะถูกวัดค่าโดยวิธีปกติ สำหรับรายละเอียดวิธีการวัดค่าโดยใช้ instrumentation and measurement จะถูกอธิบายในลำดับถัดไป

3.7.3.1 Instrumentation

Automatic instrumentation and measurement system ประกอบไปด้วยเซ็นเซอร์(sensors) ต่างๆกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งเพื่อใช้วัดค่าแรงปฏิกิริยาคินที่กระทำต่อเครื่องมือ แรงบิดเพลลา P.T.O. และ ความเร็วรอบหมุน P.T.O. และ acquisition system

ก. แรงปฏิกิริยาคินกระทำต่อเครื่องมือ

แรงปฏิกิริยาคินกระทำต่อเครื่องมือ 3 ค่า คือ แรงศูนย์กลางเครื่องมือในแนวระดับ(D) แรงในแนวตั้ง (V) และแรงกระทำด้านข้าง (S) ที่กระทำต่อเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน รูปแสดง 3.27 free body diagram ของแรงกระทำต่อเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน



รูป 3.27 แสดงแรงกระทำต่อเครื่องมือใตงานชนิดใช้กำลังขั้บ

Lower link pin และ Top link ถูกใช้เพื่อวัดแรง draft และแรงในแนวตั้ง ในขณะที่ octagonal ring transducer ที่ติดตั้งที่โครงล้อหลังจะใช้เพื่อวัดแรงกระทำด้านข้าง (side force)

แรงดูดลากในแนวระดับรวม (total draft) และแรงกระทำในแนวตั้งที่กระทำต่อเครื่องมือใตงานชนิดใช้กำลังขั้บ จะถูกคำนวณโดยวิธีการรวมแรงกระทำที่ตำแหน่ง lower link pins และแรงกระทำที่ top link

นั่นคือ

$$\text{Total draft ,D} = D_p + D_T \quad \dots\dots\dots(3.2)$$

$$\text{Total vertical force ,V} = V_p + V_T \quad \dots\dots\dots(3.3)$$

โดยที่

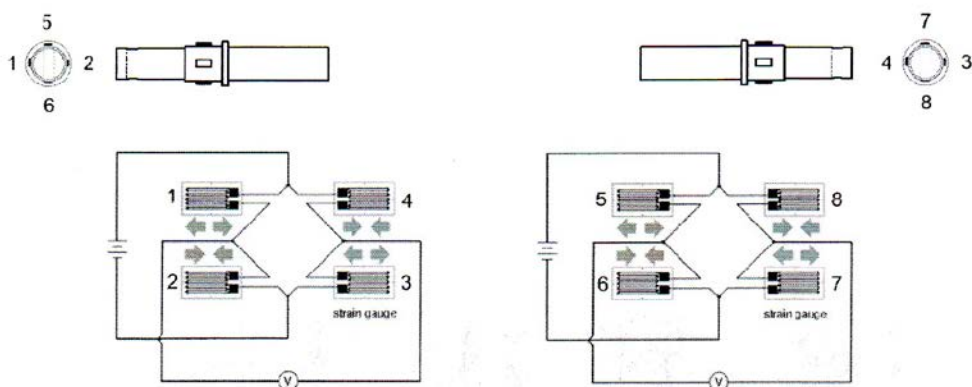
D_p = แรงดูดลากในแนวระดับที่กระทำบน pin

V_p = แรงในแนวตั้งที่กระทำบน pin

D_T = แรงดูดลากในแนวระดับที่กระทำบน top link

V_T = แรงในแนวตั้งที่กระทำบน top link

สแตนเกจถูกติดบน lower link pins และถูกต่อในลักษณะวงจร full bridge รูป 3.28 แสดงวงจร bridge ของสแตนเกจที่ติดอยู่บน pin ภายหลังติดสแตนเกจในตำแหน่งที่เหมาะสม สแตนเกจจะถูกคลุมไว้ด้วยสารเฉพาะอย่างเพื่อป้องกันตัวสแตนเกจถูกกระทบจนเกิดการแตกหัก และขณะเดียวกันก็ป้องกันความชื้นจากภายนอก



รูป 3.28 Instrumentation ของ lower link pins

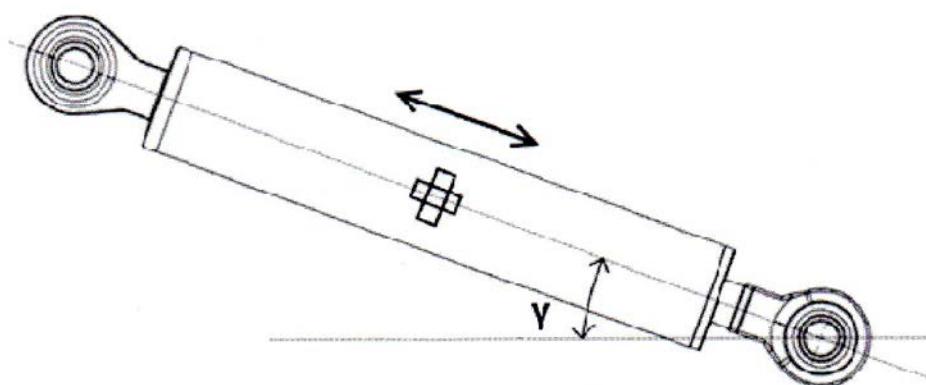
นอกจากนี้สแตนเกจจะถูกติดบน top link เพื่อใช้วัดส่วนประกอบของแรง draft และแรง vertical force (รูป 3.29) มุมเอียง (γ) ของ top link ในระหว่างการทำงานที่ทำกับระนาบแนวนอนจะถูกใช้เพื่อวัดค่าแรงในทิศทางแนวระดับและแนวตั้ง

แรงทิศทางแนวระดับ

$$D_T = \text{ค่าแรงที่วัดได้} \times \cos(\gamma) \quad \dots\dots\dots(3.4)$$

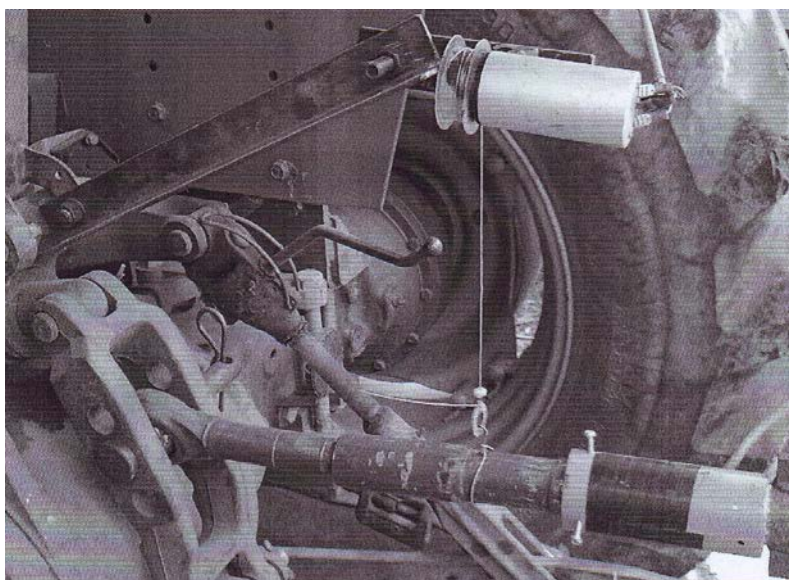
แรงทิศทางแนวตั้ง

$$V_T = \text{ค่าแรงที่วัดได้} \times \sin(\gamma) \quad \dots\dots\dots(3.5)$$



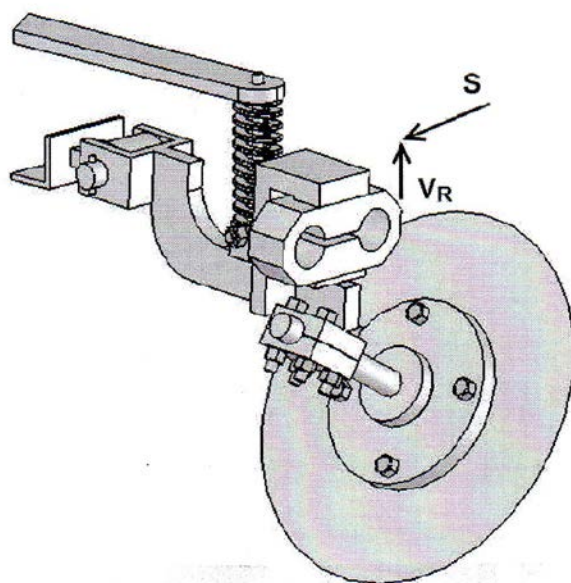
รูป 3.29 Instrumentation ของ top link

Potentiometer จะถูกติดตั้งอยู่บนโครงยึดแน่นที่ติดกับรถแทรกเตอร์เพื่อใช้วัดค่ามุมเอียงของ top link ในระหว่างเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน (รูป 3.30)

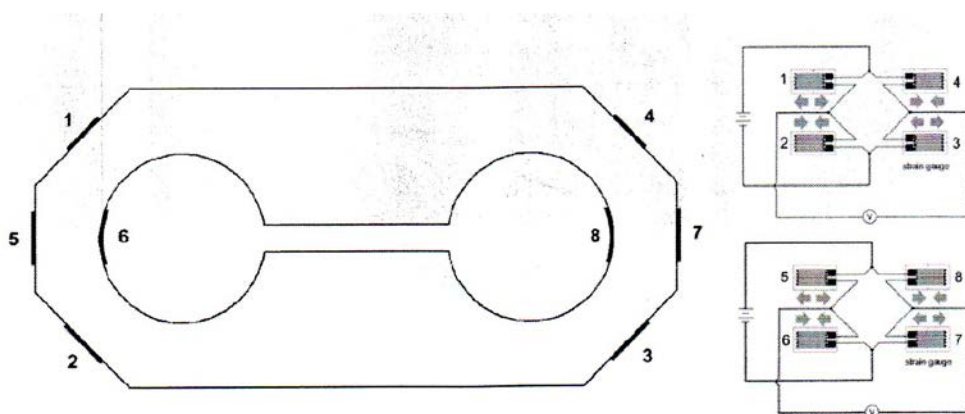


รูป 3.30 Potentiometer ติดอยู่กับ top link

ที่โครงสร้างของ furrow wheel จะถูกพัฒนาเพื่อใช้วัดแรงรวมในแนวด้านข้าง (side force) ที่กระทำต่อเครื่องมือ ทั้งนี้ส่วนของ furrow wheel จะถูกปรับเพื่อติดตั้ง extended octagonal ring transducer เพื่อวัดแรง (รูป 3.31) สदनเกจ 1, 2, 3, 4 และ 5, 6, 7, 8 ถูกติดตั้งบนทรานสดิวเซอร์ และต่อในลักษณะ full bridge เพื่อวัดค่าแรงในแนวระดับ (S) และในแนวตั้ง (V_R) (รูป 3.32)



รูป 3.31 การวัดแรงในแนวด้านข้าง (side force)



รูป 3.32 Extended octagonal ring transducer

ข. แรงบิดที่เพลลา P.T.O.

Torque transducer และ slip ring ถูกใช้สำหรับวัดค่าแรงบิดเพลลาอำนาจกำลัง ทั้งนี้สแตนด์เกจจะถูกติดไว้บนเพลลา P.T.O. และ slip ring (รูป 3.33) และถูกใช้เพื่อการส่งผ่านค่าความเครียดไปยังชุด data acquisition system



รูป 3.33 Torque transducer และ slip ring

ค. ความเร็วรอบ P.T.O.

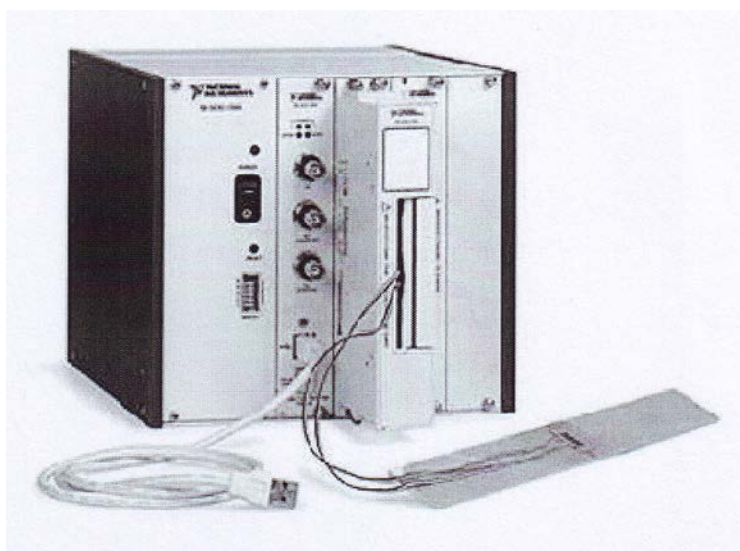
Magnetic pickup ถูกใช้เพื่อวัดค่าความเร็วรอบของเพลลา P.T.O. ในช่วงเวลาขณะใดๆ ทั้งนี้ Magnetic pickup ถูกติดตั้งอยู่บนโครงของเครื่องมือ (รูป 3.34)



รูป 3.34 แสดงการติดตั้ง Magnetic pickup

3.7.3.2 Data Acquisition System

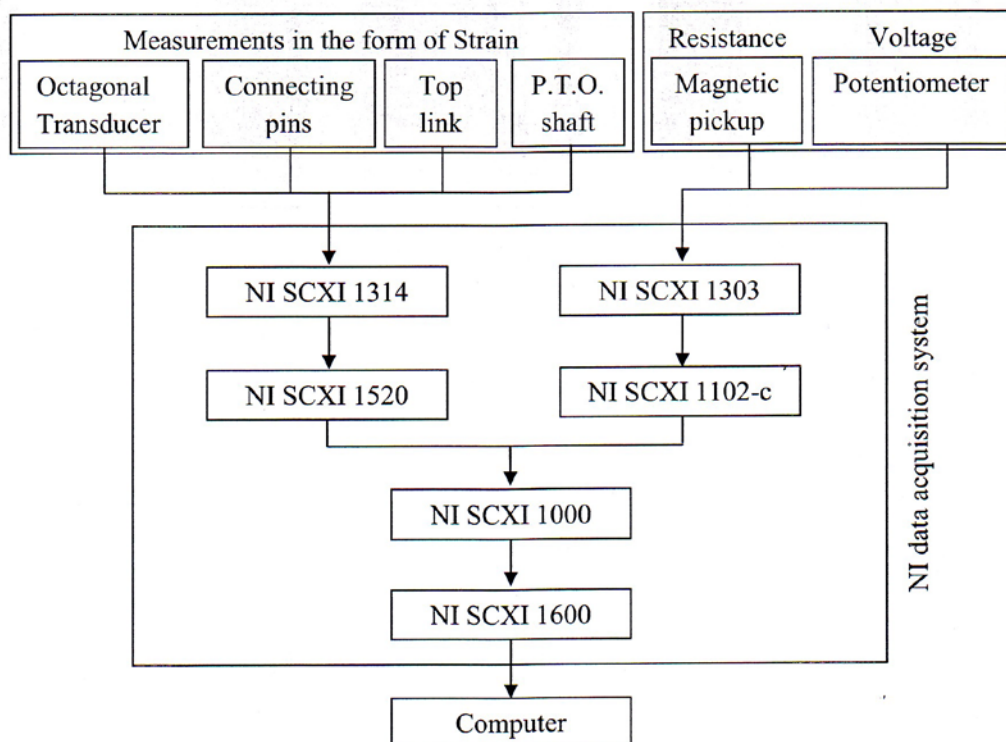
Data Acquisition System ประกอบด้วย National Instrument (NI), terminal blocks และ SCXI modules (รูป 3.35) National Instrument terminal blocks 1314 ถูกใช้เพื่อส่งผ่านสัญญาณอนาล็อก (analog signals) ไปยังสเตนเกจอินพุต module SCXI – 1520 Modules ทุกอันจะถูกติดตั้งอยู่บน NI chassis SCXI 1000 ส่วน NI SCXI 1600 ถูกใช้เพื่อเปลี่ยนสัญญาณอนาล็อก (analog signals) ไปเป็นสัญญาณตัวเลข (digital signal) และส่งข้อมูลทั้งหมดไปยังคอมพิวเตอร์ผ่าน USB



รูป 3.35 National Instrument Data Acquisition System

3.7.3.3 Measurement System and Calibration

ระบบการวัดแรงปฏิกิริยาติน แรงบิดเพลา P.T.O. ความเร็วการทำงานของรถแทรกเตอร์ และ wheel slip จะถูกติดต่อกับชุด data acquisition system ตามที่แสดงในรูป 3.36

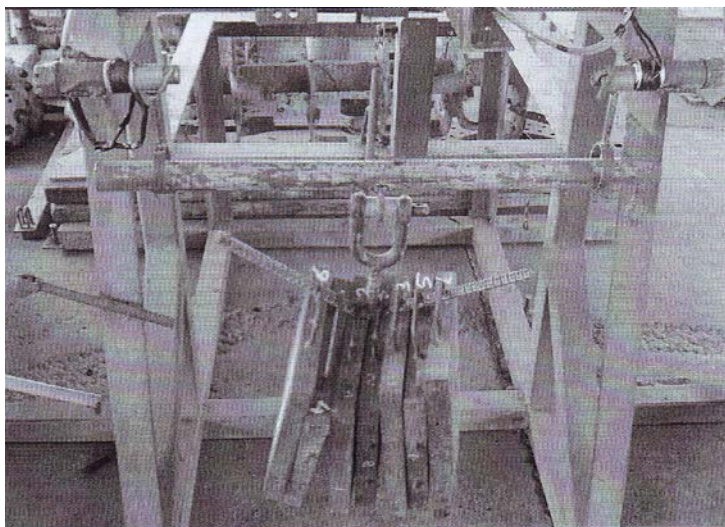


รูป 3.36 Measurement system

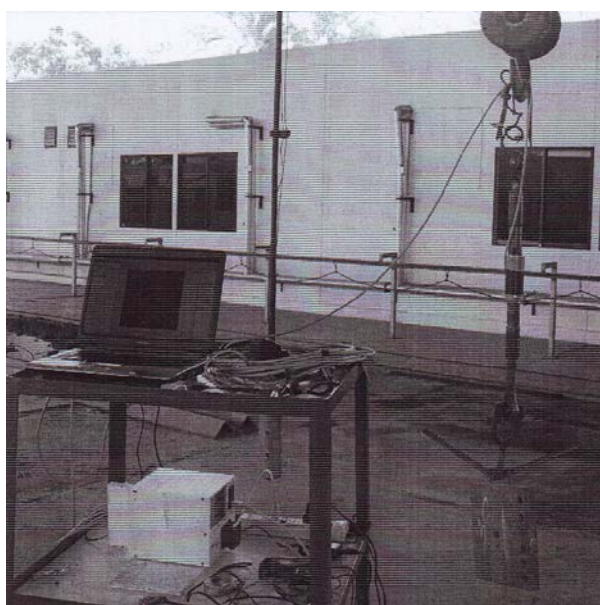
หลังจากตัดสินใจการใช้ระบบการวัดและระบบ data acquisition system เซ็นเซอร์ทุกอัน (sensors) จะถูกปรับเทียบค่าก่อนที่จะนำไปใช้งานวัดจริง ทรานสดิวเซอร์ lower link pins ทรานสดิวเซอร์ top link และทรานสดิวเซอร์ octagonal ring จะถูกปรับเทียบค่าโดยการประยุกต์ใช้กับ โหลดที่รู้ค่าดังแสดงในรูป 3.37 , 3.38 , 3.39 สัญญาณที่วัดค่าได้โดยระบบการวัดที่ใช้จะถูกนำมาปรับเทียบค่ากับกราฟปรับเทียบค่าที่ทำไว้

P.T.O torque transducer และ slip ring จะถูกนำมาปรับเทียบค่าโดยใช้โหลดที่รู้ค่า (รูป 3.40) จากนั้นสัญญาณผลลัพธ์จะถูกวัดค่า

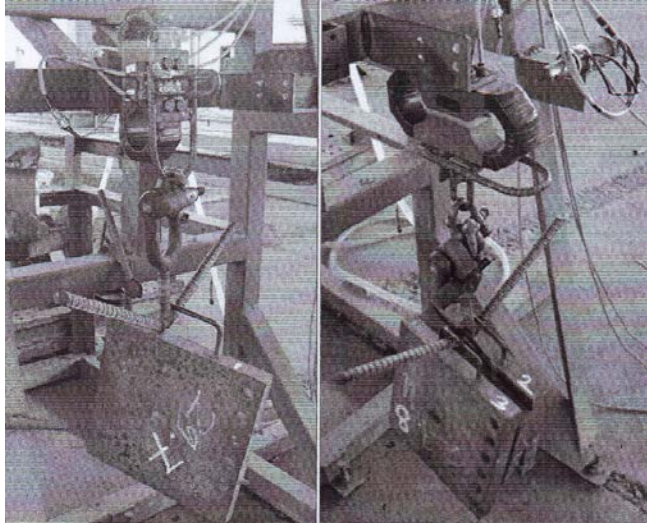
เช่นเดียวกัน Potentiometer จะถูกปรับเทียบค่าในตำแหน่งมุมของ top link ต่างๆกัน และก็วัดค่า voltage ที่ได้มาจาก potentiometer



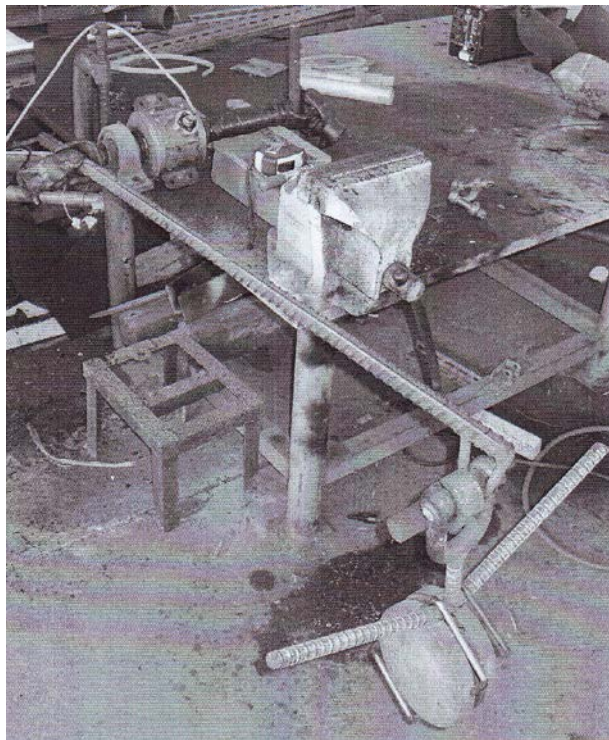
รูป 3.37 การปรับเทียบค่าของ lower link pins



รูป 3.38 การปรับเทียบค่าของ top link pin



รูป 3.39 การปรับเทียบค่าของ extended octagonal ring transducer



รูป 3.40 การปรับเทียบค่าของ torque transducer

3.7.4 การวัดค่าตัวแปรอื่นๆ

ตัวแปรอื่นๆเป็นต้นว่า ความชื้นดิน ความหนาแน่นดิน cone index ความลึกการทำงาน ความกว้างการทำงาน ความเร็วการทำงาน wheel slip อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง (fuel consumption) และคุณภาพของงานจะถูกวัดค่า

ก) ความชื้นดิน และความหนาแน่นดิน

Core sampler ถูกใช้เพื่อเก็บตัวอย่างดินสำหรับหาค่าความชื้นดินและความหนาแน่นดิน ทั้งนี้ ตัวอย่างดินจะถูกเลือกจากหลายตำแหน่งในแปลงทดลอง และความชื้นดินจะถูกวัดหาค่าโดยวิธีนำเข้าสู่อบ น้ำหนักดินแรกเริ่มจะถูกบันทึกค่าเอาไว้ก่อนเข้าสู่อบ จากนั้นตัวอย่างดินจะถูกอบในตู้อบที่อุณหภูมิ 105° เป็นเวลา 24 ชั่วโมงหลังจากถูกทำให้แห้งก็ชั่งหาน้ำหนัก จากนั้นก็สามารถหาค่าความชื้นดินได้ (RNAM, 1983)

$$\text{ความชื้นดิน (\%)} = \frac{W_w - W_d}{W_d} \times 100$$

โดย

$$W_w = \text{น้ำหนักดินขณะมีความชื้น, g}$$

$$W_d = \text{น้ำหนักดินขณะแห้ง, g}$$

ค่าความหนาแน่นดินจะถูกคำนวณจากความสัมพันธ์

$$\text{ความหนาแน่นดิน (สภาพแห้ง), g/cm}^3 = \frac{W_d}{V}$$

โดย

$$V = \text{ปริมาตรของดินตัวอย่าง, cm}^3$$

และค่าเฉลี่ยของความชื้นดินและความหนาแน่นดินจะถูกคำนวณหาค่า

ข) Cone index

ใช้เครื่องมือ Cone penetrometer เพื่อวัดค่าความแข็งของดินในเทอมของ cone index ทั้งนี้มีหลักการการวัดค่า Cone index ได้จาก

$$\text{Cone index, kPa} = \frac{F}{A}$$

$$\text{โดย } F = \text{แรงตั้งฉากที่กระทำบนทรงกรวย (cone) ที่
แทงลงไปดิน, kN}$$

$$A = \text{พื้นที่ฐานทรงกรวย, m}^2$$

จากนั้นค่าต่างๆของ Cone index หลายตำแหน่งที่วัดในแปลงก็จะถูกนำมาคำนวณหาค่าเฉลี่ย

ค) ความลึกการทำงาน

ความลึกการทำงานจะถูกวัดที่หลายตำแหน่งภายหลังจากการทดสอบ และความลึกค่าเฉลี่ยของการทำงานจะถูกคำนวณหาค่าในแต่ละแปลงทดลอง

ง) ความกว้างการทำงาน

ความกว้างการทำงานจะถูกวัดค่าที่หลายตำแหน่งภายหลังจากการทดสอบ จากนั้นความกว้างค่าเฉลี่ยจะถูกคำนวณหาค่า

จ) ความเร็วการทำงาน และ wheel slip

รถแทรกเตอร์ติดเครื่องมือไถงานชนิดขับโดยเพลลาอำนาจกำลังจะถูกทำงานในตำแหน่งเกียร์ 1L ที่ความเร็วคงที่ ทั้งนี้ขณะทำงานเครื่องมือไม่ได้อยู่ในตำแหน่งใช้งานไถ โดยวัดด้วยความเร็วคงที่ในระยะทางคงที่ จากนั้นก็ทำการบันทึกเวลาที่ใช้ และสามารถคำนวณหาค่าความเร็วรถแทรกเตอร์ในขณะที่ไม่มีโหลดกระทำได้ วิธีการเดียวกันก็สามารถทำได้ในสภาพความเร็วเกียร์ 2L และ 3L จากนั้นวิธีการเดียวกันจะถูกทำในกรณีมีโหลดกระทำเมื่อทำงานที่ตำแหน่งเกียร์ 1L , 2L , 3L และความเร็วการทำงานจริงขณะมีโหลดกระทำจะถูกคำนวณหาค่า

Wheel slip สามารถถูกคำนวณหาค่าได้ดังนี้ (RNAM, 1983)

$$S (\%) = 1 - \frac{V_{load}}{V_{no\ load}} \times 100$$

โดย

$$V_{load} = \text{ความเร็วรถแทรกเตอร์ภายใต้เงื่อนไขมีโหลดกระทำ}$$

$$V_{no\ load} = \text{ความเร็วรถแทรกเตอร์ภายใต้เงื่อนไขไม่มีโหลดกระทำ}$$

ฉ) อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง (fuel consumption)

ถังน้ำมันขนาดเล็กจำลองถูกใช้สำหรับวัดอัตราการกินน้ำมันเชื้อเพลิง (รูป 3.41) ก่อนทดลองถังน้ำมันขนาดเล็กนี้จะถูกบรรจุด้วยน้ำมันเต็มและระดับของน้ำมันจะถูกบันทึกเอาไว้ จากนั้นเมื่อการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนที่ถูกลดลงเสร็จดับเครื่องยนต์รถแทรกเตอร์ และก็เติมน้ำมันจนเต็มถึงน้ำมันถึงระดับที่บันทึกไว้จากนั้นคำนวณหาค่าอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงได้

$$\text{อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง (ลิตร/ha)} = \frac{\text{จำนวนน้ำมันที่ใช้(ลิตร)}}{\text{พื้นที่ที่ทำงาน(ha)}}$$



รูป 3.41 วัดอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง

ช) คุณภาพงาน

คุณภาพงานจะถูกประเมินจากสภาพที่เห็นและการพลิกกลับวัชพืช ทั้งนี้รูปภาพจะถูกถ่ายภาพทั้งก่อนและภายหลังการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน และใช้เพื่อประเมินคุณภาพของงานในเทอมของการเคลื่อนย้ายดิน (soil displacement) การพลิกกลับของดิน (soil inversion) และจำนวนวัชพืชที่เหลืออยู่ จำนวนต้นวัชพืชในพื้นที่ 2256.25 cm^2 จะถูกนับและบันทึกค่าไว้หลายตำแหน่งของแปลงทั้งก่อนและภายหลังการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน และเครื่องมือขณะทำงานขณะไถงานไม่ถูกขับโดยเพลลา P.T.O. จากนั้นค่าที่ได้จะถูกคำนวณหาเปอร์เซ็นต์การพลิกกลับดิน (soil inversion) (RNAM , 1983)

$$\text{การพลิกกลับดิน (\%)} = \frac{Nw_b - Nw_a}{Nw_b} \times 100$$

โดย

$$Nw_b = \text{จำนวนวัชพืชก่อนการไถ}$$

$$Nw_a = \text{จำนวนวัชพืชภายหลังการไถ}$$

3.7.5 วิธีการทดสอบในแปลงทดลอง

ก่อนการทดสอบเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน สลักเกลียวทุกตัวจะถูกตรวจสอบและขันให้แน่น แบริงทุกตัวจะถูกตรวจสอบเพื่อป้องกันการสึกหรอและการหล่อลื่นที่เหมาะสม นอกจากนี้ชิ้นส่วนต่างๆ เช่น เกียร์ โช้ ฟันเฟืองโช้ จะถูกหล่อลื่นอย่างเหมาะสม เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะถูกติดกับรถแทรกเตอร์และเพลลา P.T.O. จะถูกต่อติดกับกล่องเกียร์ของเครื่องมือ เครื่องมือจะถูกปรับไว้เพื่อให้การทำงานมีความสม่ำเสมอขณะทำงาน หลังจากการตรวจสอบเบื้องต้นทำการหล่อลื่นโดยอัตรารบี เครื่องมือจะถูกทำงานในสภาพไม่มีโหลดกระทำและตรวจสอบการทำงานของเครื่องมือ

สมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะขึ้นกับชนิดของดิน ความชื้นดิน และความแข็งแรงดิน ดังนั้น ค่าความชื้นดิน ความหนาแน่นดิน และความแข็งแรงเชิงกลของดิน ในเทอมของ cone index หลายตำแหน่งในแปลงทดลองจะถูกวัดค่าก่อนการดำเนินการทดสอบเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน

ก่อนการทดสอบ ความเร็วรอบเพลลา P.T.O. จะถูกตั้งไว้ที่ 540 rpm โดยใช้อุปกรณ์ tachometer ตรวจสอบ ทั้งนี้เพื่อให้ได้ความเร็วรอบหมุนของเพลลาแกนไถ 100 rpm จากนั้นเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะถูกทำงานที่ตำแหน่งความเร็วเดินหน้าของรถแทรกเตอร์ที่กำหนดไว้ และพารามิเตอร์แรงปฏิกิริยาของดินกระทำต่อแกนไถจะถูกบันทึกค่าไว้โดยใช้ automatic instrumentation and measurement system เช่นเดียวกันค่าแรงบิดที่เพลลา P.T.O. ก็จะถูกบันทึกค่าไว้ด้วย นอกจากนี้พารามิเตอร์ต่างๆ เป็นต้นว่า ความเร็วการทำงานจริงของรถแทรกเตอร์ wheel slip ความสึกกร่อนการทำงาน ความกว้างการทำงาน อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง และคุณภาพงานจะถูกบันทึกไว้

3.7.6 การวิเคราะห์ข้อมูล

Drawbar power ถูกคำนวณจากความสัมพันธ์

$$D_p \text{ (kW)} = \text{Draft (N)} \times \text{Forward speed (m/s)}$$

P.T.O. power ถูกคำนวณจากความสัมพันธ์

$$P_p \text{ (W)} = 2 \pi NT/60$$

โดย

$$N = \text{P.T.O. speed, rpm}$$

$$T = \text{P.T.O. torque, N-m}$$

Total power ถูกคำนวณจากความสัมพันธ์

$$P(W) = \text{Drawbar power} + \text{P.T.O. power}$$

และ SPSS software จะถูกใช้สำหรับการวิเคราะห์ทางสถิติสำหรับค่าพารามิเตอร์ต่างๆ

บทที่ 4

ผลการทดลองและวิจารณ์

4.1 ปฏิกริยาดินกับอุปกรณ์งานไถ

อุปกรณ์งานไถมีความสำคัญอย่างมากต่อการไถเตรียมดิน การกระทำของงานไถที่มีต่อดิน คือ ตัดดิน ยกดิน ย่อยดิน (pulverization) พลิกกลับดิน และเคลื่อนย้ายดินไปอีกด้านหนึ่ง ผลลัพธ์ของแรงที่เกิดจากดินกระทำต่องานไถเป็นผลจากการตัดดิน (soil cutting) การย่อยดิน การยกดินและการพลิกกลับดิน (elevating and inverting action) รวมทั้งแรงที่ไม่เกิดประโยชน์ (parasitic forces) กระทำต่องานไถ แรงต่างๆเหล่านี้ประกอบด้วยแรง 3 แรง คือ แรงในแนวระดับกระทำในทิศทางเคลื่อนที่ของรถแทรกเตอร์ (longitudinal draft) แรงด้านข้างกระทำตั้งฉากกับทิศทางเคลื่อนที่ของรถแทรกเตอร์ (lateral side force) และแรงในแนวตั้งทิศทางขึ้นด้านบน (vertical upward force)

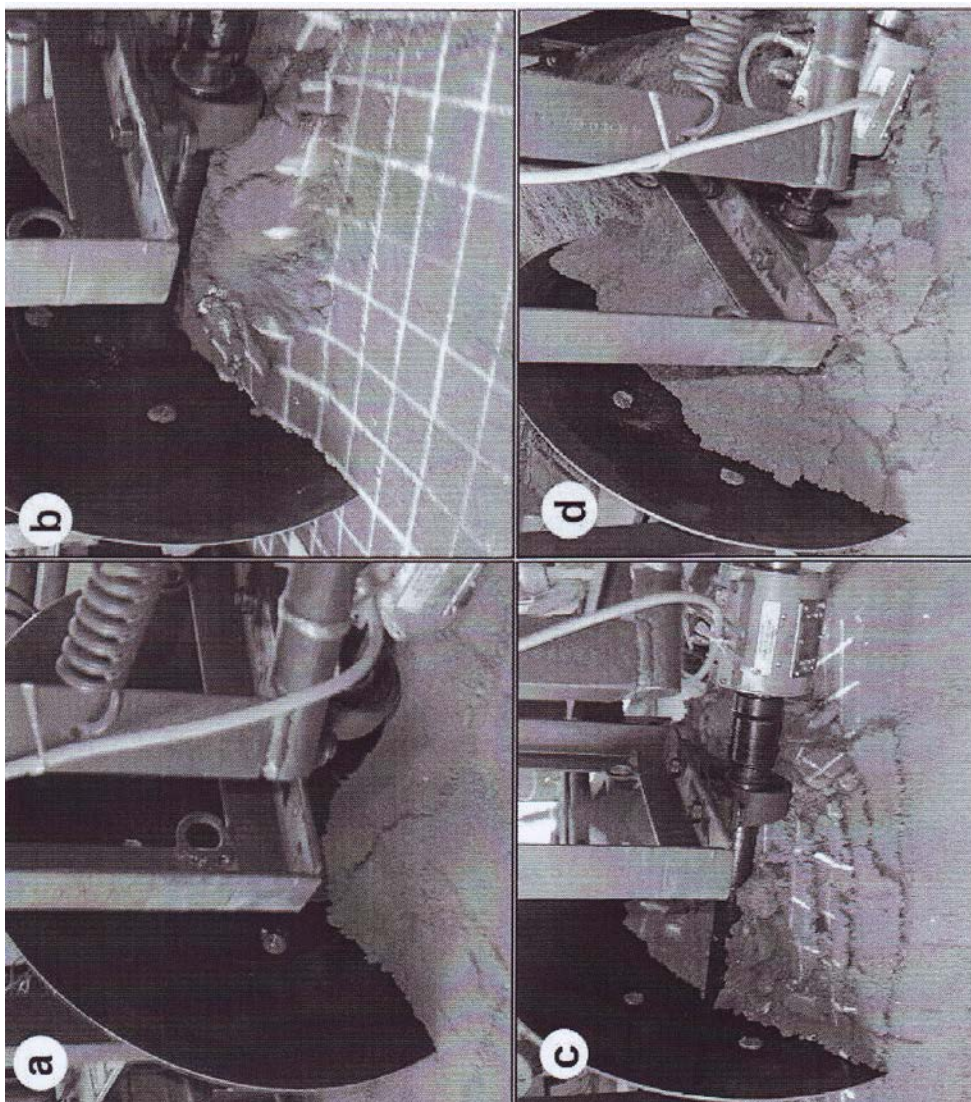
รูปแบบการเคลื่อนย้ายดิน (soil displacement pattern) และแรงปฏิกริยาดินสามารถสังเกตเห็นได้ในระหว่างการกระทำระหว่างดินกับอุปกรณ์งานไถ และสามารถอธิบายได้ดังนี้

4.1.1 รูปแบบการวิบัติดิน (soil failure pattern)

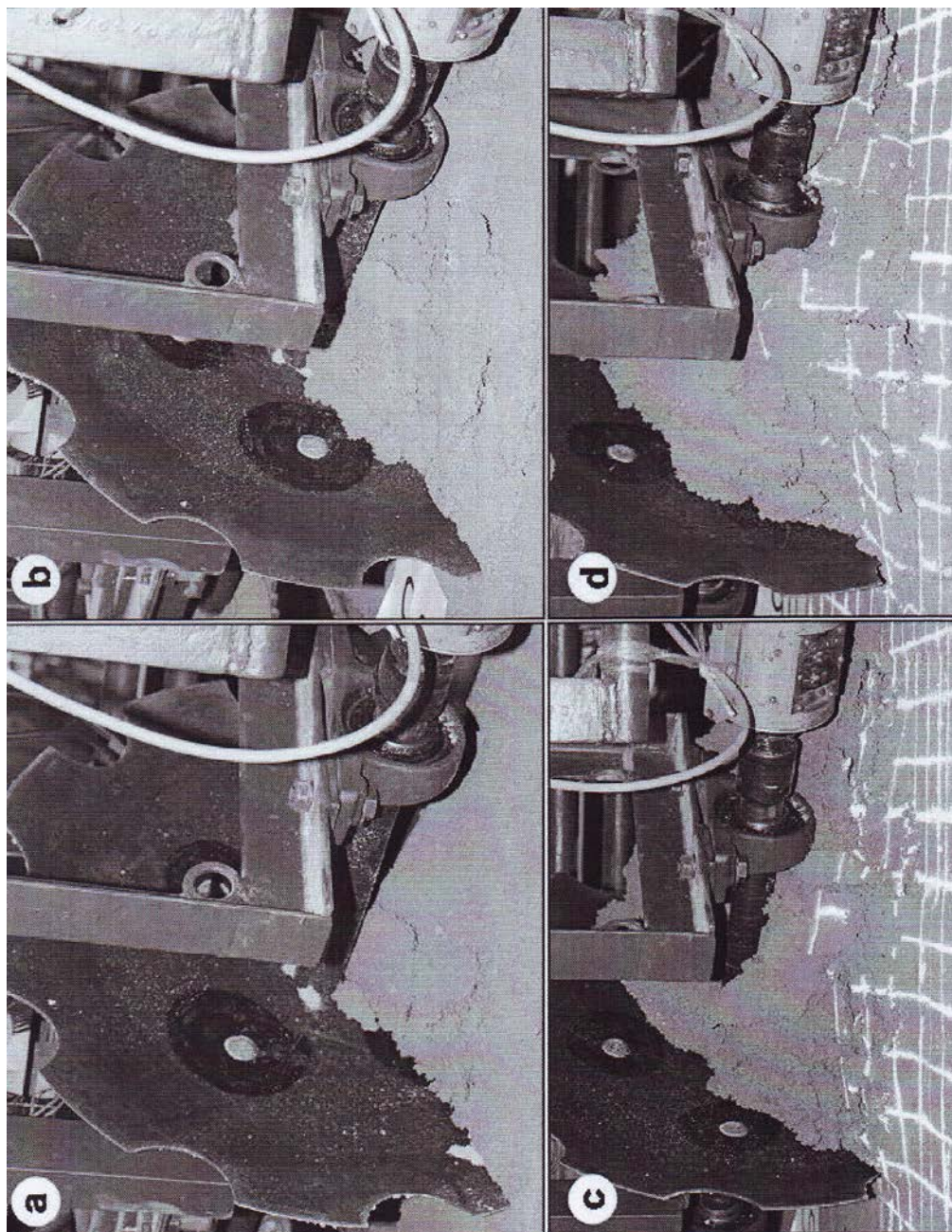
งานไถต่างชนิดกัน ดินและพารามิเตอร์การทำงานจะมีผลอย่างนัยสำคัญต่อการเคลื่อนย้ายดิน ทั้งนี้รูปแบบการเคลื่อนย้ายดินที่เกิดจาก standard disc, notched disc และ spiral notched disc เมื่องานเหล่านี้ทำงานในสภาพต่างๆกันสามารถอธิบายได้ดังนี้

4.1.1.1 งานไถหมุนในสถานะอิสระ (free rolling mode)

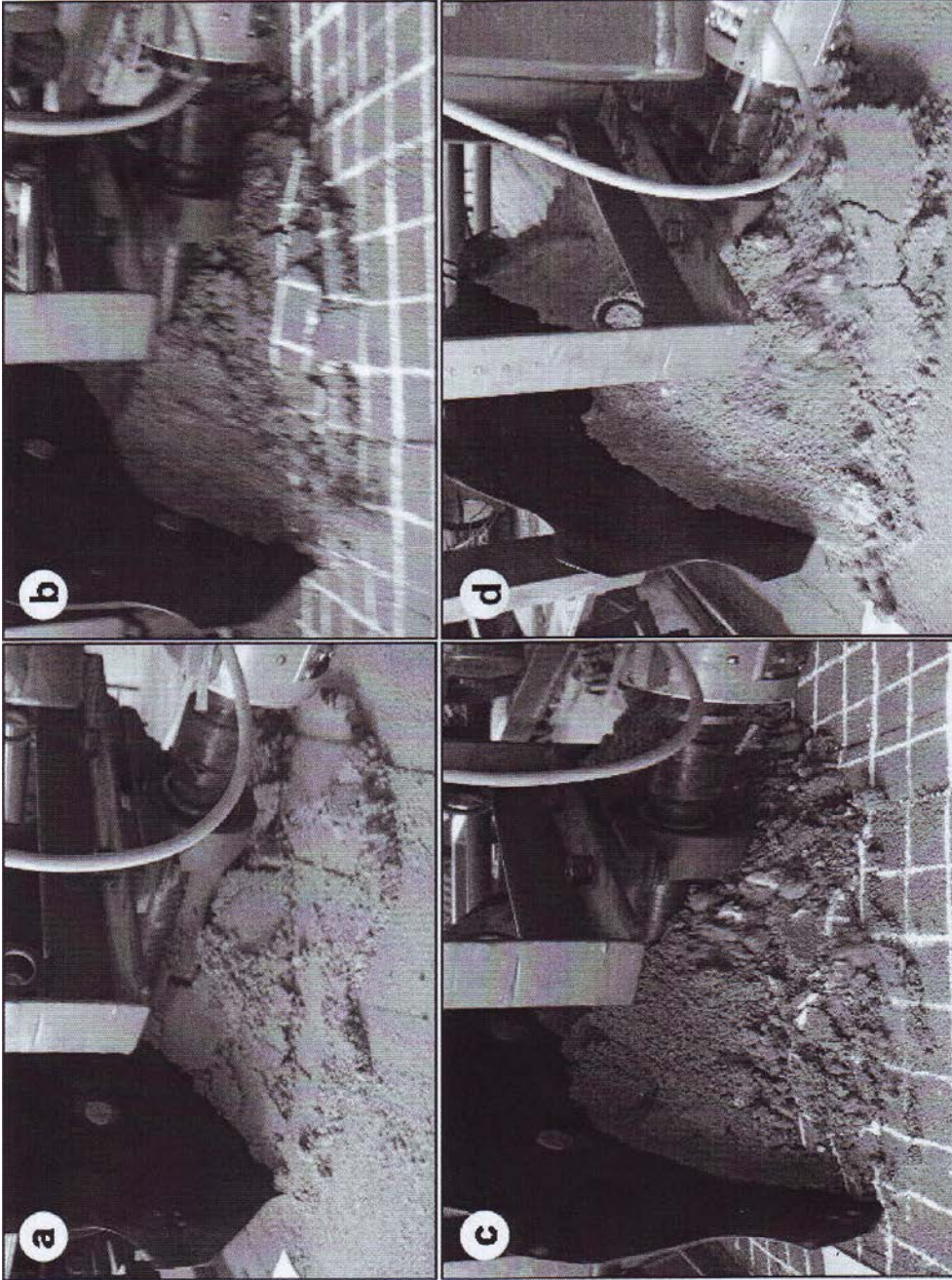
รูป 4.1 – 4.3 แสดงลักษณะการวิบัติดิน (soil failure pattern) และ การเคลื่อนย้ายดินในระหว่างการทำงานของ standard disc ขณะทำงานในสภาพหมุนอิสระ (free rolling) เช่นเดียวกันการทำงานของ notched disc และ spiral notched disc ก็เป็นเช่นนั้นด้วย ในแต่ละกรณีของงานไถแต่ละชนิด การวิบัติดินแรกเริ่มจะเกิดลักษณะ primary failure plane (รูป 4.1 (a), 4.2 (a) และ 4.3 (a)) ทั้งนี้งานไถทำงานในสภาพหมุนอิสระ (free rolling motion) จะไม่สามารถเคลื่อนย้ายดินได้ราบเรียบ ในระหว่างการเคลื่อนที่ของงานไถดิน



รูป 4.1 รูปแบบการวิบัติดินในลำดับติดต่อกันสำหรับจานไถชนิดมาตรฐานหมุนอิสระ
(free rolling standard disc)

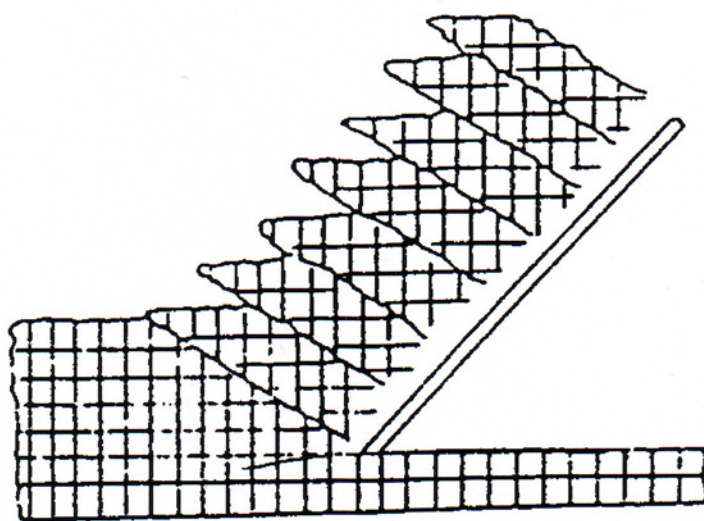


รูป 4.2 รูปแบบการวิบัติดินในลำดับติดต่อกันสำหรับจานใด notched disc หมุนอิสระ
(free rolling notched disc)



รูป 4.3 รูปแบบการวิบัติดินในลำดับติดต่อกันสำหรับจานเกลชนิด spiral notched disc
หมุนอิสระ (free rolling spiral notched)

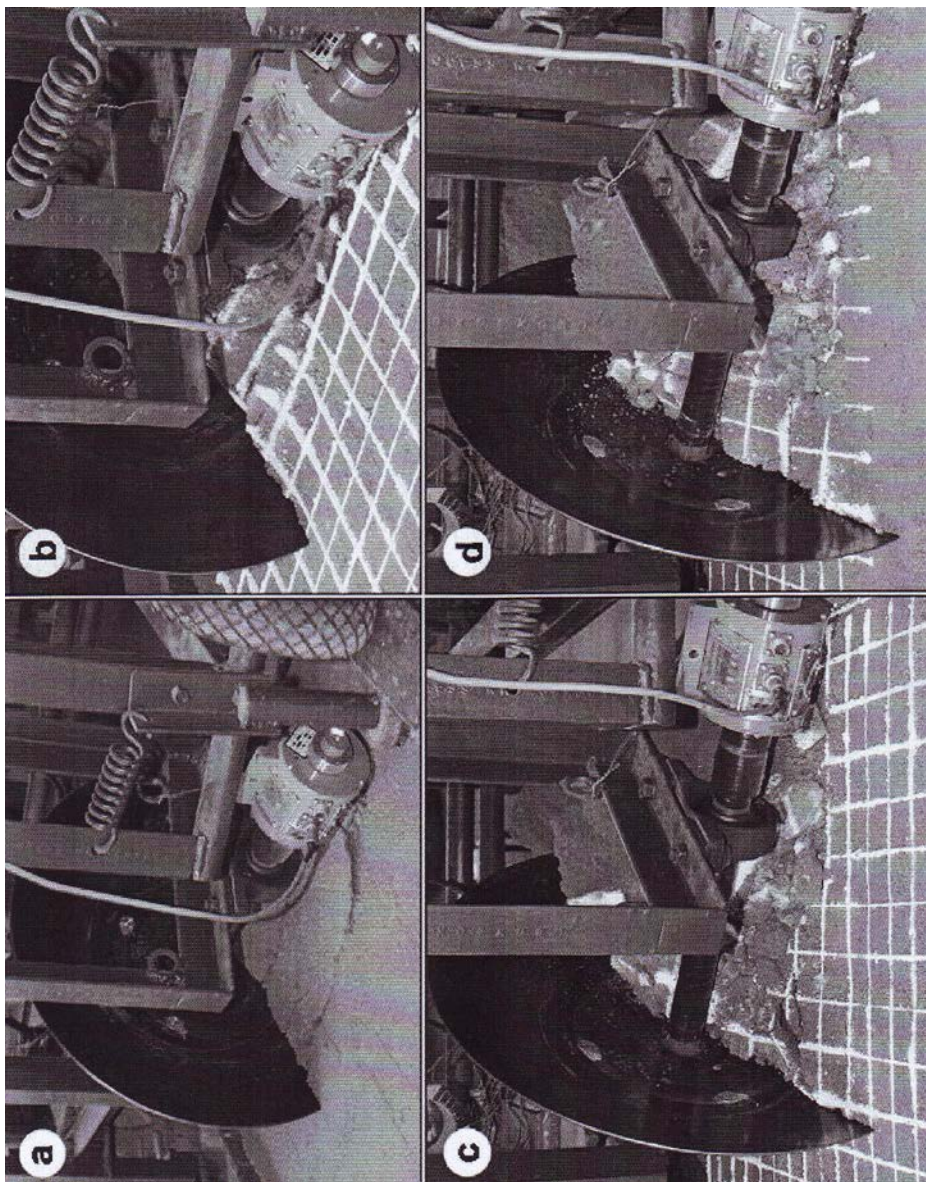
จะถูกสะสมอยู่ข้างหน้างานไถและทำให้เกิดแรงกดกระทำต่อดินส่วนอื่นต่อไป ถ้าดับถัดมาระนาบการ
 วิบัติดินที่เกิดขึ้นจะถูกทำให้บิดตัวและมีผลทำให้เกิดลักษณะการกดอัดและเกิดรูปแบบ bulging failure
 (รูป 4.1 (b) – 4.1 (d) ; 4.2 (b) – 4.2 (d) ; 4.3 (b) – 4.3 (d)) อย่างไรก็ตามรูปแบบการวิบัติดินที่สังเกต
 ระหว่างการทำงานของอุปกรณ์งานไถหมุนในสภาพอิสระ (free rolling mode) สามารถอธิบายได้ใน
 ลักษณะรูปแบบการวิบัติลักษณะแรงเฉือนที่เกิดจากแรงกด (compressive shear failure pattern) (รูป 4.4)
 ยิ่งไปกว่านั้นก็มีผลต่อการขยับดินอีกด้วย



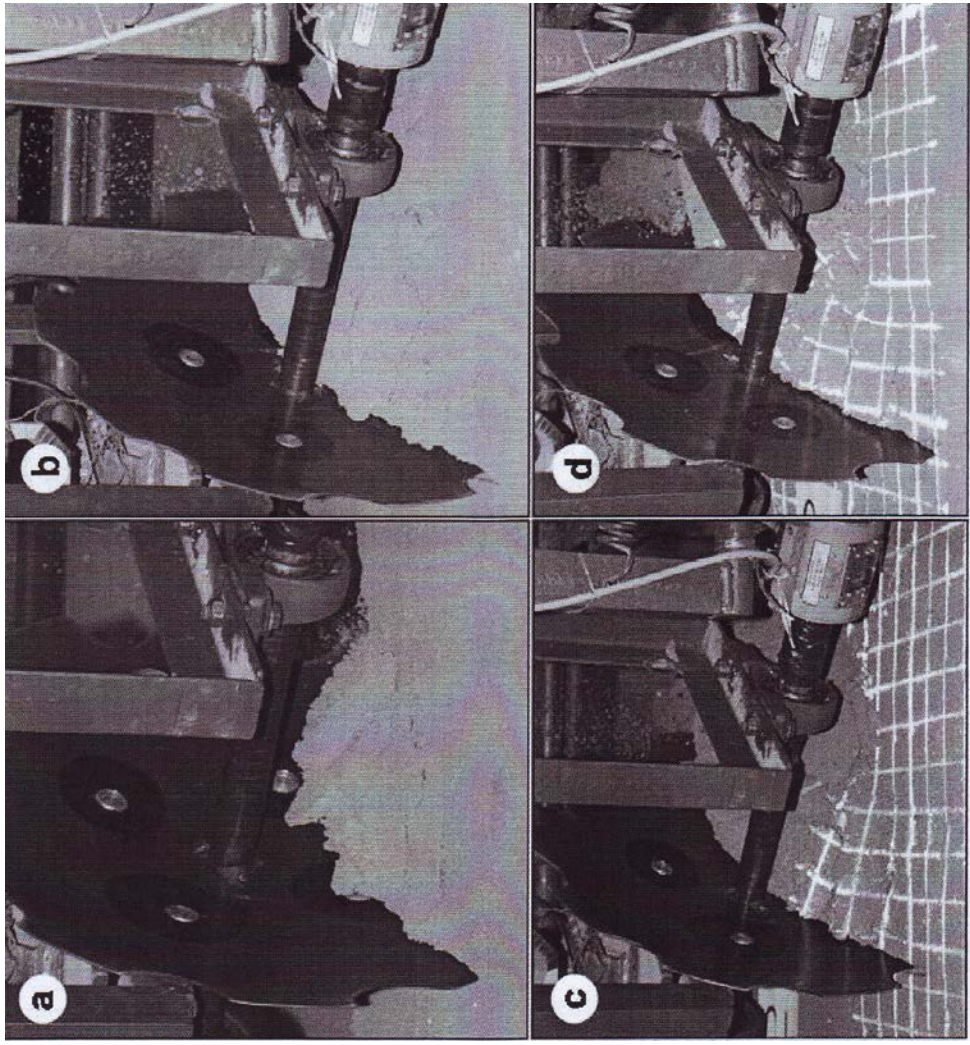
รูป 4.4 รูปแบบการวิบัติเฉือน (shear failure pattern) (Elijah and Weber , 1971)

4.1.1.2 งานไถหมุนจากแหล่งต้นกำลังภายนอก (discs in powered mode)

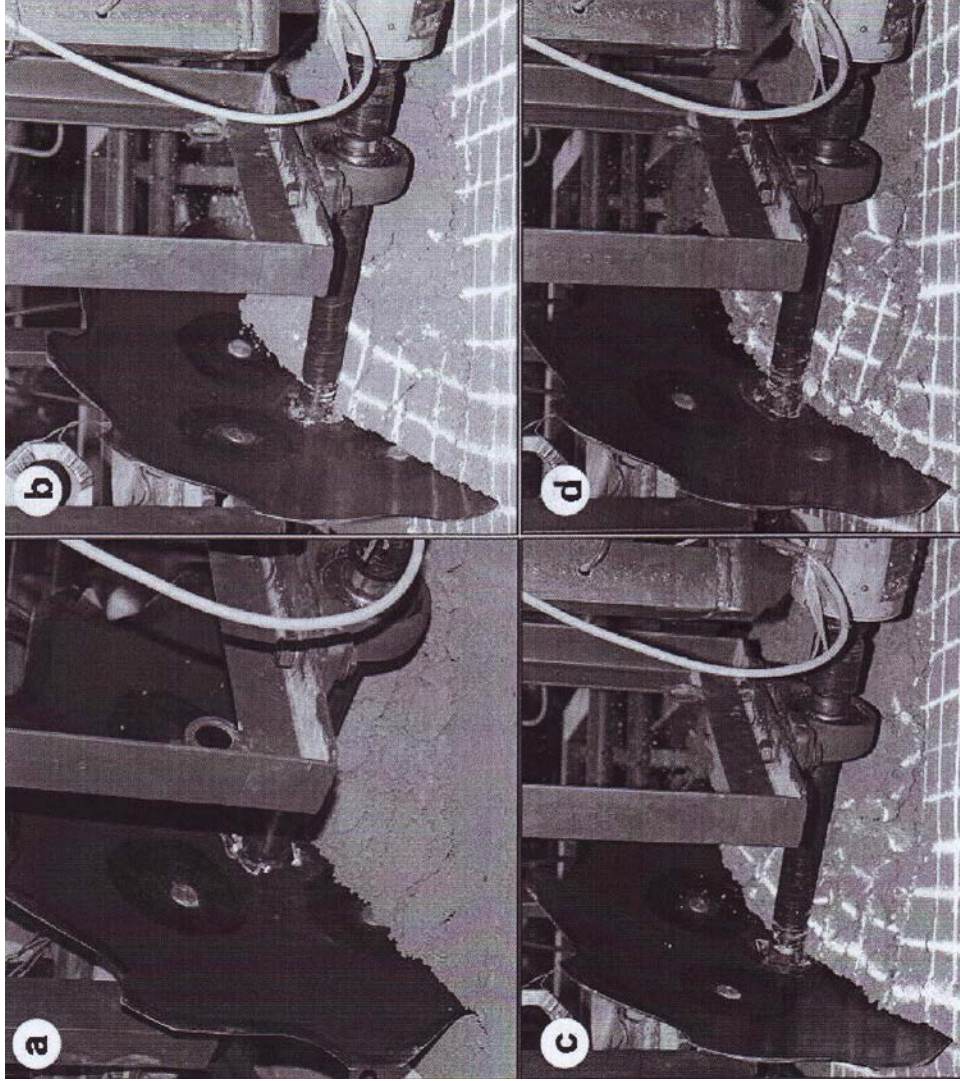
รูปแบบการวิบัติดินและการเคลื่อนย้ายดินในระหว่างการทำงานของอุปกรณ์ standard disc ,
 notched disc และ spiral notched disc เมื่ออุปกรณ์งานไถทำงานในสภาพถูกขับให้หมุนด้วยแหล่งต้น
 กำลังจากภายนอก (มอเตอร์) ดังแสดงในรูป 4.5 – 4.7 รูปแบบการวิบัติแรกเริ่มถูกสังเกตในลักษณะ
 primary failure plane อย่างไรก็ตามรูปแบบการวิบัติดินลักษณะสมำเสมอลักษณะ secondary failure
 plane ก็สามารรถสังเกตเห็น



รูป 4.5 รูปแบบการวิบัติดินในลำดับติดต่อกันสำหรับงานไถมาตรฐานชนิดใช้กำลังขับ
(powered standard disc)



รูป 4.6 รูปแบบการวิบัติดินในลำดับติดต่อกันสำหรับงาน ๓.๓ notched disc ชนิดใช้กำลัง
จับ (powered notched disc)



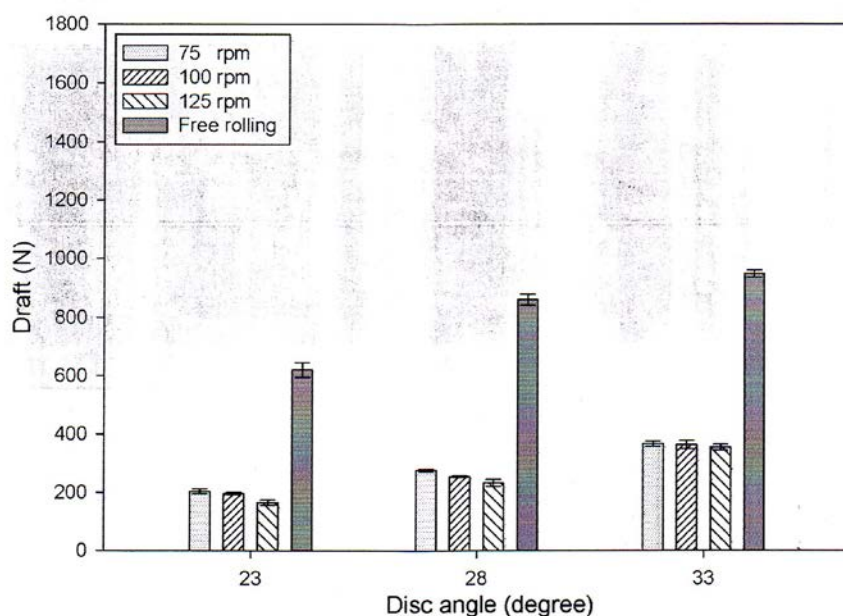
รูป 4.7 รูปแบบการวิบัติดินในลำดับติดต่อกันสำหรับงานไถ spiral notched disc ชนิดใช้
กำลังจับ (spiral notched disc)

เช่นเดียวกันในระหว่างการทำงานของอุปกรณ์จานไถ (รูป 4.5 (a) , 4.6 (a) และ 4.7 (a)) การหมุนของจานไถจากแหล่งต้นกำลังภายนอก (มอเตอร์) มีผลทำให้การเคลื่อนย้ายดินมีลักษณะราบเรียบ สามารถควบคุมการสะสมของดินที่อยู่ด้านหน้าจานไถ และในลำดับต่อมาก็สามารถรักษารูปแบบการวิบัติดินที่มีความสม่ำเสมอตลอดช่วงระยะเวลาการทำงานของอุปกรณ์จานไถชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากแหล่งภายนอก (รูป 4.5 (b) – 4.5 (d) ; 4.6 (b) – 4.6 (d) ; 4.7(b) – 4.7 (d)) รูปแบบการวิบัติดินเกิดขึ้นระหว่างการทำงานของจานไถใช้กำลังขับเคลื่อนจากต้นกำลังภายนอกสามารถจัดอยู่ในรูปแบบของ bending failure หรือ tensile failure ยิ่งกว่านั้นก็สามารถทำให้ดินมีสภาพการแตกตัวได้ดียิ่งขึ้น

4.1.2 แรงปฏิกิริยาดิน

4.1.2.1 แรงจูดลากในแนวระดับ (draft)

ผลของมุมจานไถที่แตกต่างกันและความเร็วรอบหมุนจานไถที่มีผลต่อแรงจูดลากในแนวระดับของอุปกรณ์ standard disc ถูกแสดงในรูป 4.8 ค่าแรงจูดลากในแนวระดับของอุปกรณ์ standard disc ขณะทำงานในสภาวะหมุนอิสระ (free rolling) และขณะทำงาน

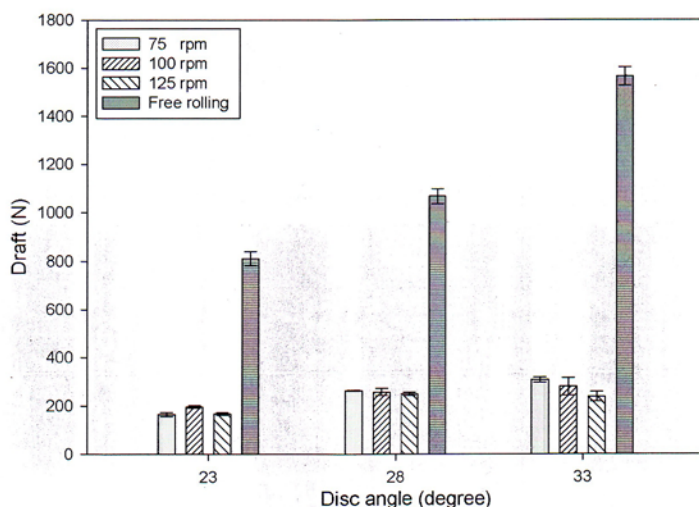


รูป 4.8 แรงจูดลากในแนวระดับของจานไถมาตรฐานชนิดหมุนอิสระและหมุนด้วยกำลังขับเคลื่อน

ถูกขับเคลื่อนจากต้นกำลังภายนอก (มอเตอร์) ที่ความเร็วรอบหมุน 75 , 100 และ 125 rpm ค่าแรงจูดลากในแนวระดับมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่าของมุมจานไถ (disc angle) ที่เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของแรงจูดลากในแนวระดับมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % และค่าแรงจูดลากในแนวระดับของจานไถ standard disc มีค่าเพิ่มสูงมากในขณะการทำงานของจานไถแบบหมุนอิสระ (free rolling mode) ซึ่งมีค่า

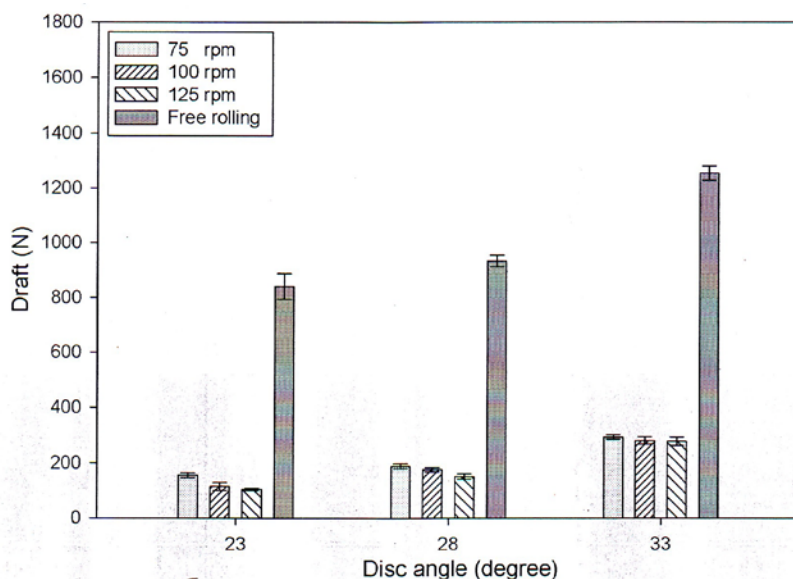
สูงมากกว่าเมื่อจานไถถูกขับให้หมุนจากแหล่งต้นกำลังจากภายนอก (มอเตอร์) สำหรับการดำเนินงานที่ความเร็วการหมุนของจานไถต่างๆกันในกรณีจานไถถูกขับจากแหล่งต้นกำลังจากภายนอก จานไถชนิด standard disc ที่มุมจานไถต่างๆกัน ค่าแรงฉุดลากในแนวระดับมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบหมุนจานไถ อย่างไรก็ตามค่าความแตกต่างของแรงฉุดลากในแนวระดับของจานไถที่ถูกขับจากแหล่งต้นกำลังภายนอกขณะทำงานที่ความเร็วรอบหมุนต่างๆกัน ค่าแรงฉุดลากในแนวระดับที่ได้ก็ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ

ผลเนื่องจากมุมจานไถ (disc angle) ที่แตกต่างกันและความเร็วรอบหมุนจานไถต่างกันสำหรับการทดลองจานไถชนิด notched disc ถูกแสดงในรูป 4.9 ค่าแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) ขณะจานไถหมุนอย่างอิสระ (free rolling) และจานไถหมุนด้วยกำลังจากแหล่งภายนอก (มอเตอร์) เมื่อจานไถหมุนด้วยความเร็ว 75 rpm และ 100 rpm แรงฉุดลากในแนวระดับมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของมุมจานไถ อย่างไรก็ตามแรงฉุดลากในแนวระดับขณะทำงานที่ความเร็วรอบหมุนจานไถ 125 rpm มีค่าเพิ่มสูงขึ้นจากการเพิ่มขึ้นของมุมจานไถ (disc angle) จากมุม 23° ไปเป็น 28° และในลำดับต่อมาจะลดลงขณะการเพิ่มขึ้นของมุมจานไถจาก 28° ถึง 33° การเพิ่มขึ้นของค่าแรงฉุดลากในแนวระดับถูกพบว่ามีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % และค่าแรงฉุดลากในแนวระดับของจานไถชนิด notched disc มีค่าสูงมากกว่าสำหรับกรณีจานไถหมุนอิสระ (free rolling) เมื่อเปรียบเทียบกับขณะจานไถหมุนด้วยกำลังจากภายนอก (มอเตอร์) สำหรับการดำเนินงานที่ความเร็วรอบหมุนจานไถต่างๆกัน เช่นเดียวกัน ค่าแรงฉุดลากในแนวระดับของจานไถชนิด notched disc มีค่าลดลงเมื่อเพิ่มค่าความเร็วรอบหมุนของจานไถสำหรับกรณีมุมจานไถที่ 28° กับ 33° ยกเว้นกรณีมุมจานไถที่ 23° อย่างไรก็ตามค่าความแตกต่างระหว่างแรงฉุดลากในแนวระดับสำหรับการดำเนินงานที่ความเร็วรอบหมุนจานไถที่แตกต่างกันก็จะไม่ต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ



รูป 4.9 แรงจลลาคในแนวระดับของจานไถชนิด notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก

ผลเนื่องจากมุมจานไถที่แตกต่างกันและความเร็วรอบหมุนจานไถแตกต่างกันสำหรับค่าแรงจลลาคในแนวระดับ (draft) ของจานไถชนิด spiral notched disc ถูกแสดงในรูป 4.10 ค่าแรงจลลาคในแนวระดับของจานไถชนิด spiral notched disc ทำงานในสภาพหมุนอิสระ (free rolling mode) และในสภาพหมุนจากแหล่งต้นกำลังจากภายนอก (มอเตอร์) ที่ความเร็วรอบการหมุนของจานไถ 75 , 100 และ 125 rpm ถูกพบว่าค่าแรงจลลาคในแนวระดับมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของมุมจานไถ การเพิ่มขึ้นของค่าแรงจลลาคในแนวระดับเพิ่มอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ยิ่งกว่านั้นในแต่ละมุมจานไถค่าแรงจลลาคในแนวระดับของจานไถชนิด spiral notched disc ถูกสังเกตว่าในเงื่อนไขหมุนอิสระ (free rolling mode) มีค่าสูงมากกว่ากรณีจานไถถูกขับจากต้นกำลังจากแหล่งภายนอก (มอเตอร์) สำหรับความเร็วรอบจานไถที่แตกต่างกัน



รูป 4.10 แรงฉุดลากในแนวระดับของจานไถชนิด spiral notched disc ชนิดหมุนอิสระ และชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก

สำหรับตำแหน่งมุมจานไถเดียวกันค่าแรงฉุดลากในแนวระดับถูกพบว่ามีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วยรอบการหมุนของจานไถ แต่อย่างไรก็ตามค่าความแตกต่างระหว่างแรงฉุดลากในระดัของกรณีจานไถถูกขับจากกำลังจากแหล่งภายนอก (powered disc) ขณะทำงานที่ความเร็วยรอบการหมุนจานไถแตกต่างกัน ค่าแรงฉุดลากในแนวระดับก็ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

ในที่สุดยอมรับว่าค่าแรงฉุดลากในแนวระดับที่สูงขึ้นนั้นเป็นเพราะว่าการเพิ่มขึ้นของปริมาตรดินที่ถูกตัดขณะการเพิ่มขึ้นของค่ามุมจานไถ และค่าแรงฉุดลากในแนวระดับที่เพิ่มสูงขึ้นในเงื่อนไขการหมุนอิสระ (free rolling mode) เป็นผลเนื่องมาจากการสะสมของดินที่อยู่ด้านหน้าจานไถ อย่างไรก็ตามขณะจานไถถูกขับจากต้นกำลังจากแหล่งภายนอกก็จะทำให้ปริมาตรดินถูกเคลื่อนย้ายอย่างสม่ำเสมอจากด้านหนึ่งไปยังอีกด้านหนึ่ง จากปรากฏการณ์ที่ไม่มีการสะสมของดินอยู่ด้านหน้าจานไถเป็นสาเหตุทำให้ค่าแรงกระทำด้านข้าง (side draft) กรณีจานไถถูกขับจากต้นกำลังจากภายนอกต่ำมากกว่าเมื่อจานไถหมุนอิสระ (free rolling) ขณะทำงาน

โดยทั่วไปผลเนื่องมาจากมุมจานไถ (disc angle) และความเร็วการหมุนรอบของจานไถที่มีผลต่อค่าแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft, D) สามารถถูกแสดงในรูปสมการเส้นตรง

$$D = D_a \times \beta - D_r \times \text{RPM} + \text{Constant} \quad \dots\dots\dots(1)$$

โดย

D_a = Draft coefficient with respect to the disc angle β (degree)

D_r = Draft coefficient with respect to the disc RPM

จากนั้นทำการวิเคราะห์แบบ Multiple regression เพื่อหาค่า coefficient ได้ดังตาราง

ตาราง 4.1 : Draft coefficients ของมูมงานไถแตกต่างกันและความเร็วรอบการหมุนงานไถที่ต่างกัน

	D_a	D_r	Constant
Standard disc	17.279	0.635	- 152.632
Notched disc	9.748	0.536	+ 15.719
Spiral notched disc	15.918	0.691	- 183.284

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างงานไถทั้ง 3 ชนิด คือ standard disc , notched disc และ spiral notched disc ขณะทำงานในเงื่อนไขถูกขับจากแหล่งภายนอก (มอเตอร์) เมื่อพิจารณาค่าของแรงจลลากลในแนวระดับ พบว่าค่าแรงจลลากลในแนวระดับกรณี standard disc มีค่าสูงมากกว่ากรณีงานไถแบบ notched disc และ spiral notched disc ส่วนค่าแรงจลลากลในแนวระดับต่ำสุดคืองานไถชนิด spiral notched disc ทั้งนี้เป็นผลเนื่องมาจากพื้นที่ที่งานไถกระทำต่อดิน

4.1.2.2 แรงในแนวตั้ง (vertical force)

ผลของมูมงานไถที่แตกต่างกันและความเร็วรอบการหมุนของงานไถที่มีผลต่อแรงในแนวตั้งของงานไถ 3 ชนิด คือ standard disc , notched disc และ spiral notched disc

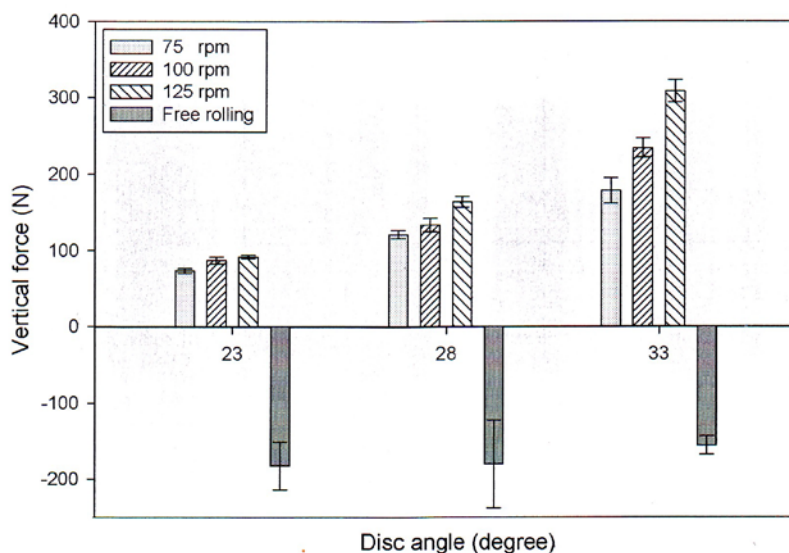
ถูกแสดงดังในรูป 4.11 – 4.13

ค่าแรงในแนวตั้งของงานไถชนิดต่างๆทั้ง 3 ชนิดที่กระทำกับดินในลักษณะถูกขับจากกำลังภายนอก (มอเตอร์) ที่ความเร็วรอบหมุน 75 , 100 และ 125 rpm ถูกพบว่ามีค่าเพิ่มสูงมากขึ้นเมื่อเพิ่มมูมงานไถ (disc angle) มากขึ้น อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงค่าแรงในแนวตั้งกระทำต่องานไถถูกพบว่ามีค่าความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติเพียงกรณีของงานไถชนิด standard disc ที่ถูกขับจากต้นกำลังภายนอก (มอเตอร์) ยิ่งไปกว่านั้นค่าแรงในแนวตั้งที่กระทำต่องานไถชนิด standard disc และ spiral notched disc ขณะทำงานในสภาวะหมุนอิสระ (free rolling mode) ถูกพบว่ามีค่าลดลงเมื่อเพิ่มค่ามูมไถ

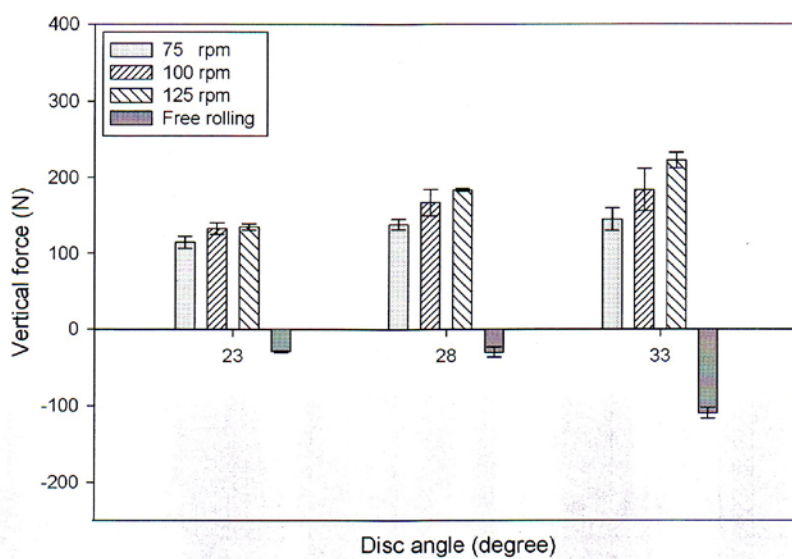
จานมากขึ้น ในลักษณะที่ค่าแรงในแนวตั้งที่กระทำต่อจานไถชนิด notched disc มีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มมุมจานไถ (disc angle)

ที่ตำแหน่งมุมจานไถเดียวกันและในลำดับเดียวกัน ค่าแรงกระทำต่อจานไถในแนวตั้งของจานไถทุกชนิดเมื่อจานไถถูกขับให้หมุนจากต้นกำลังภายนอก (มอเตอร์) พบว่าค่าแรงในแนวตั้งที่กระทำต่อจานไถมีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบการหมุนของจานไถ การเปลี่ยนแปลงค่าแรงในแนวตั้งที่กระทำต่อจานไถที่ความเร็วรอบการหมุนของจานไถแตกต่างกัน การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวมีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % สำหรับกรณีจานไถชนิด standard disc และ notched disc ขณะทำงานที่ตำแหน่งมุมจานไถที่มีค่าสูง

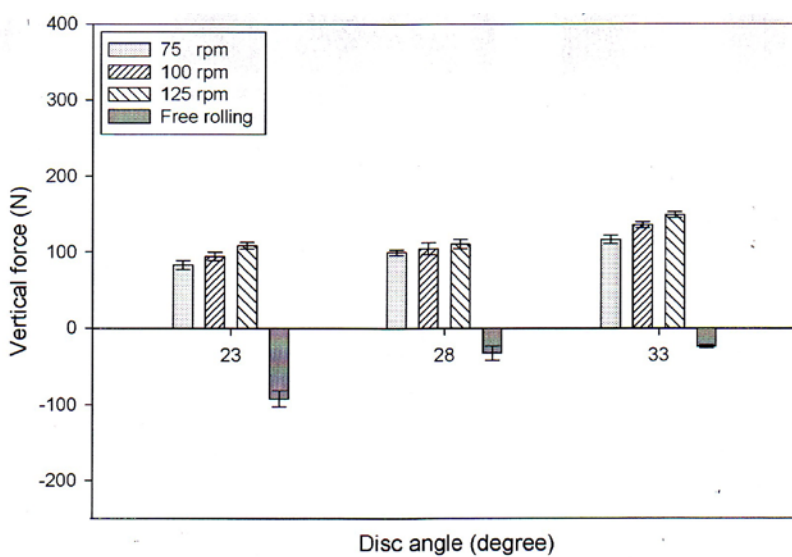
ยิ่งไปกว่านั้นที่ตำแหน่งมุมจานไถที่ลำดับเดียวกัน ค่าแรงกระทำต่อจานไถในแนวตั้งเมื่อจานไถทำงานในสภาวะถูกขับด้วยกำลังจากแหล่งภายนอก (มอเตอร์) และสภาวะทำงานโดยการหมุนอิสระ (free rolling) จะสังเกตเห็นว่ามีทิศทางการกระทำของแรงแตกต่างกันหรือทิศทางตรงกันข้ามกัน แรงกระทำในแนวตั้งทิศทางซึ่งด้านล่างถูกแสดงโดยเครื่องหมายลบ แรงปฏิกิริยาของดินทิศทางแนวตั้งที่กระทำต่อจานไถในกรณีจานไถถูกขับจากแหล่งต้นกำลังภายนอก (มอเตอร์) จะกระทำในทิศทางซึ่งขึ้นด้านบนเป็นผล



รูป 4.11 แรงในแนวตั้งของจานไถมาตรฐานชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก



รูป 4.12 แรงในแนวตั้งของจานไถชนิด notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก



รูป 4.13 แรงในแนวตั้งของจานไถชนิด spiral notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก

เนื่องจากน้ำหนักปริมาตรดินที่เคลื่อนที่อยู่เหนือผิวดินด้านหน้าจานไถ ในทางกลับกันแรงกระทำในทิศทางแนวตั้งที่กระทำต่อจานไถในสภาวะจานไถหมุนอิสระ (free rolling) จะถูกสังเกตว่ามีทิศทางตรงกันข้ามกัน ทั้งนี้เป็นผลเนื่องมาจากมวลดินที่สะสมอยู่ตำแหน่งด้านหน้าจานไถ มีผลทำให้จานไถไม่สามารถแหงทะลุลงไปในดินและเคลื่อนย้ายปริมาตรดินด้านหน้าจานไถได้ดี

โดยทั่วไปผลของมุมจานไถและความเร็วรอบการหมุนของจานไถที่มีต่อค่าแรงในแนวตั้ง (V) สามารถถูกแสดงในรูปแบบของสมการเส้นตรง

$$V = V_a \times \beta + V_r \times \text{RPM} + \text{Constant} \quad \dots\dots\dots(2)$$

โดย

V_a = Vertical force coefficient with respect to the disc angle β (degree)

V_r = Vertical force coefficient with respect to the disc RPM

จากนั้นทำการวิเคราะห์แบบ Multiple regression เพื่อหาค่า coefficient ได้ดังตาราง

ตาราง 4.2 : Vertical force coefficients ของมุมจานไถแตกต่างกันและความเร็วรอบการหมุนจานไถที่ต่างกัน

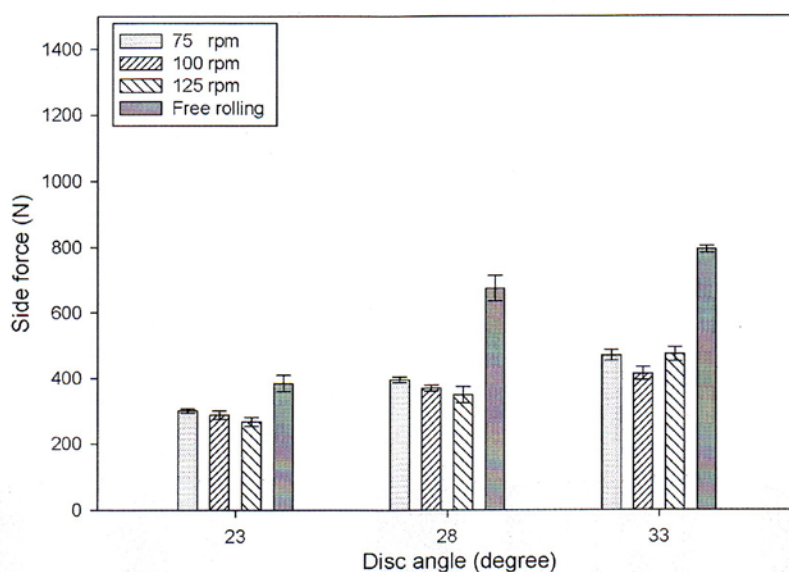
	V_a	V_r	Constant
Standard disc	15.63	1.272	- 410.837
Notched disc	5.637	0.959	- 95.825
Spiral notched disc	3.869	0.462	- 43.464

4.1.2.3 แรงกระทำด้านข้าง (side force)

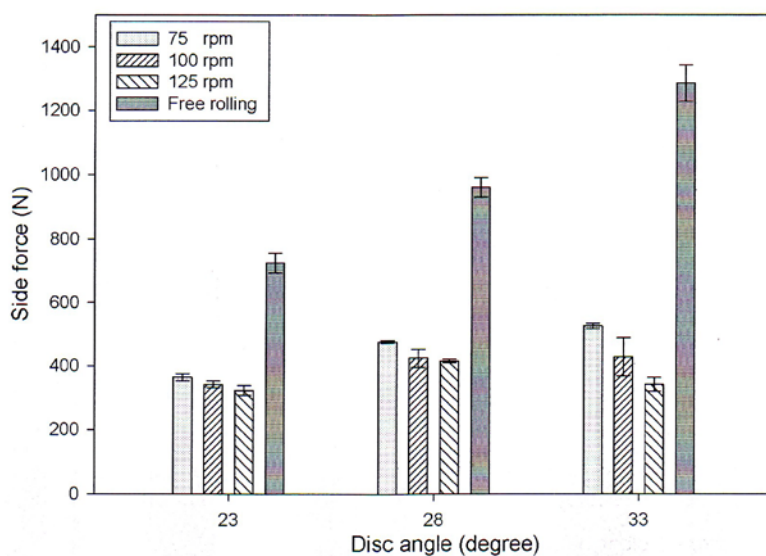
ผลเนื่องจากมุมจานไถแตกต่างกันและความเร็วรอบการหมุนจานไถที่มีต่อแรงกระทำด้านข้างของจานไถชนิด standard disc ถูกแสดงในรูป 4.14 แรงกระทำด้านข้างของจานไถชนิด standard disc ซึ่งทำงานในสภาวะหมุนอิสระ (free rolling mode) และถูกหมุนจากต้นกำลังภายนอก (มอเตอร์) ที่ความเร็วรอบหมุน 75, 100 และ 125 rpm ถูกพบว่ามีค่าเพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของมุมจานไถ (disc angle) การเปลี่ยนแปลงค่าแรงกระทำด้านข้างไม่มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ค่าแรงกระทำด้านข้างที่ตำแหน่งมุมจานไถต่างๆกันมีค่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบการหมุนของจานไถ ยกเว้นที่ความเร็วรอบการหมุนของจานไถ 125 rpm ซึ่งแสดงค่าที่สูงขึ้นของแรงกระทำด้านข้างสำหรับตำแหน่งมุมจานไถ 33 องศา เมื่อพิจารณาอีกด้านหนึ่งที่ตำแหน่งมุมจานไถค่า

เดียวกัน ค่าแรงกระทำด้านข้างกรณีงานไถหมุนแบบอิสระ (free rolling disc) มีค่าสูงมากกว่าเมื่องานไถถูกหมุนจากแหล่งกำลังจากภายนอก(มอเตอร์) ที่ความเร็วรอบการหมุนที่ต่างกัน และค่าความแตกต่างก็ต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

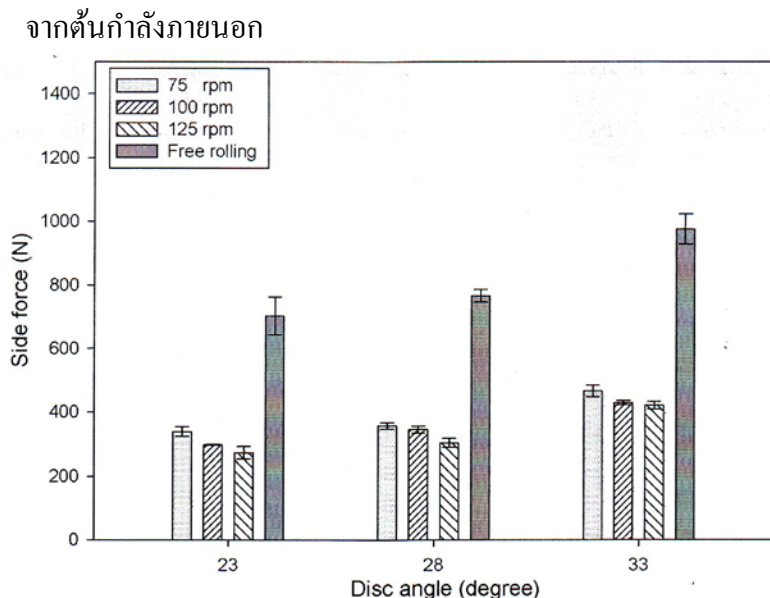
โดยทั่วไปผลของมุมงานไถและความเร็วรอบการหมุนของงานไถที่มีผลต่อแรงกระทำด้านข้าง (side force) (S) สามารถถูกแสดงความสัมพันธ์ในรูปแบบสมการเชิงเส้นตรงดังนี้



รูป 4.14 แรงกระทำด้านข้างของงานไถมาตรฐานชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก



รูป 4.15 แรงกระทำด้านข้างของงานไถ notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับ



รูป 4.16 แรงกระทำด้านข้างของจานไถ spiral notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก

$$S = S_a \times \beta - S_r \times \text{RPM} + \text{Constant} \quad \dots\dots\dots(4.3) \text{ โดย}$$

S_a = Side force coefficient with respect to the disc angle β (degree)

S_r = Side force coefficient with respect to the disc RPM

การวิเคราะห์ Multiple regression ถูกทำเพื่อหาค่า coefficients ดังตาราง 4.3

ตาราง 4.3 : Side force coefficients ของมูมงานไถแตกต่างกันและความเร็วรอบการหมุนงานไถแตกต่างกัน

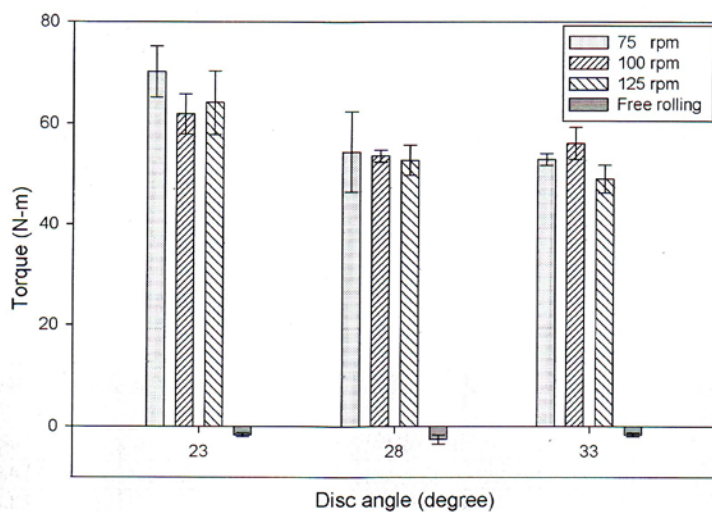
	S_a	S_r	Constant
Standard disc	16.671	0.505	- 47.054
Notched disc	8.852	1.915	348.402
Spiral notched disc	13.451	1.091	91.567

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างชนิดที่ต่างกัน 3 ชนิดของจานไถในสภาพการทำงานที่ถูกขับเคลื่อนกำลังภายนอก (มอเตอร์) จะพบว่าค่าแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) ของจานไถชนิด notched disc มีค่าสูงกว่าจานไถชนิด standard disc และ spiral notched disc และค่าแรงฉุดลากในแนวระดับต่ำสุดคือจานไถ spiral notched disc

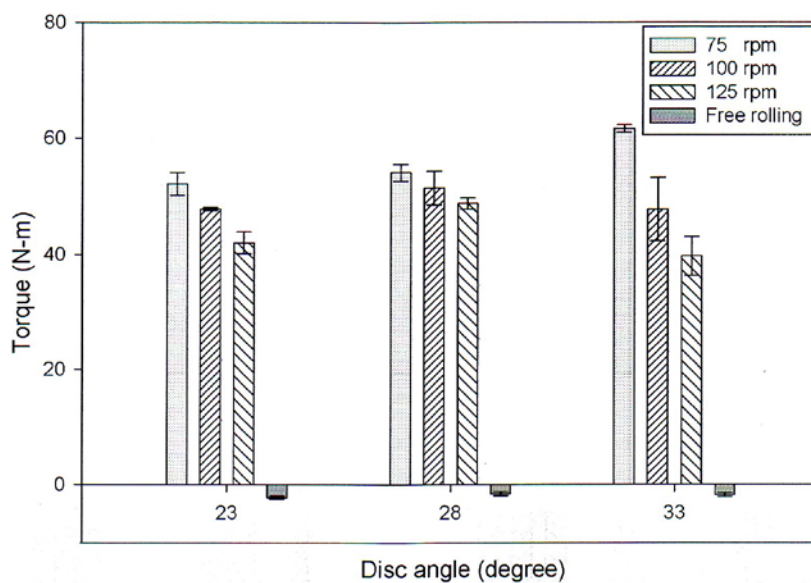
ยิ่งไปกว่านั้น สำหรับการพิจารณาาร่วมกันของค่ามุมจานไถ (disc angle) และค่าความเร็วรอบการหมุนของจานไถ ค่าแรงกระทำด้านข้างของจานไถ (side force) สำหรับจานไถทุกชนิดที่ทำงานในลักษณะถูกขับเคลื่อนกำลังจากแหล่งภายนอก (มอเตอร์) ถูกสังเกตว่ามีค่าสูงกว่าค่าแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) ทั้งนี้ค่าความแตกต่างมีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % อย่างไรก็ตามที่ตำแหน่งมุมจานไถในลำดับเดียวกัน ค่าแรงกระทำด้านข้างที่กระทำต่อจานไถที่ทำงานในลักษณะหมุนอิสระ (free rolling) ถูกสังเกตว่ามีค่าต่ำกว่าค่าแรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) ทั้งนี้เป็นผลจากการเคลื่อนย้ายปริมาตรดินของจานไถในระหว่างการทำงานที่จานไถถูกขับเคลื่อนกำลังจากภายนอก (powered mode) เป็นผลหลักที่ทำให้เกิดแรงกระทำด้านข้างที่กระทำต่อจานไถ

4.1.2.4 แรงบิด (torque)

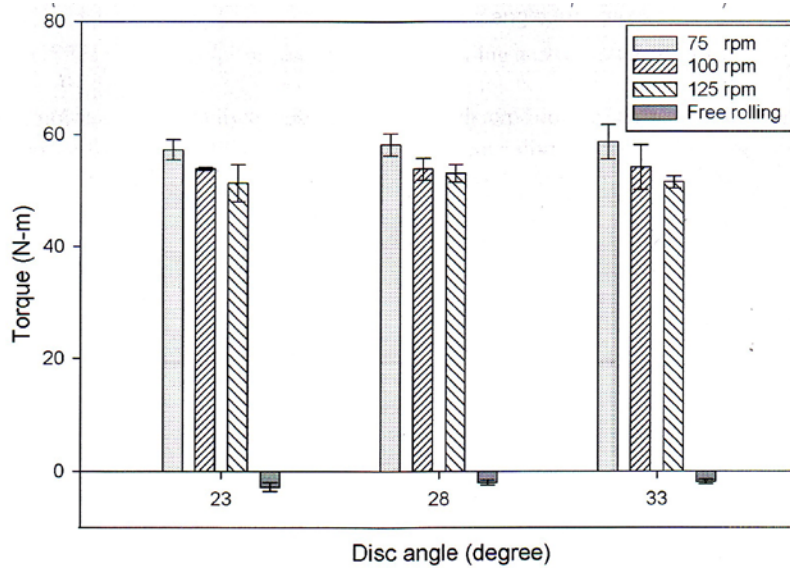
ผลเนื่องจากมุมจานไถที่ต่างกันและความเร็วรอบการหมุนจานไถที่มีต่อค่าแรงบิดที่เกิดขึ้นบนเพลาของจานไถชนิด standard disc ถูกแสดงในรูป 4.17 แรงบิดของจานไถที่ถูกขับเคลื่อนกำลังภายนอก (มอเตอร์) หมุนด้วยความเร็วรอบ 75 rpm และ 125 rpm แรงบิดลดลงขณะที่ความเร็วรอบการหมุนเพิ่มสูงขึ้น เช่นเดียวกันแรงบิดลดลงเมื่อเพิ่มมุมจานไถมากขึ้น อย่างไรก็ตามที่ความเร็วรอบจานไถ 100 rpm แรงบิดลดลงเมื่อเพิ่มมุมจานไถจาก 23 องศา เป็น 28 องศา ต่อมาแรงบิดเพิ่มมากขึ้นขณะเพิ่มมุมจานไถจาก 28 องศา เป็น 33 องศา การเปลี่ยนแปลงค่าแรงบิดที่ถูกขับเคลื่อนกำลังภายนอก (มอเตอร์) ตามค่ามุมจานไถพบว่ามีค่าแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ยิ่งกว่านั้นที่ตำแหน่งมุมจานไถในลำดับเดียวกัน ค่าแรงบิดของจานไถถูกพบว่าลดลงตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบหมุนจานไถ



รูป 4.17 แรงบิดของจานไถมาตรฐานชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก



รูป 4.18 แรงบิดของจานไถชนิด notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก



รูป 4.19 แรงบิดของงานไถชนิด Spiral notched disc ชนิดหมุนอิสระและชนิดถูกขับจากคันกำลังภายนอก

ผลของมุมงานไถที่ต่างกันและความเร็วการหมุนรอบของงานไถที่มีต่อแรงบิดที่เกิดบนเพลลาของงานไถชนิด spiral notched disc ถูกแสดงในรูป 4.19 ในกรณีงานไถชนิด spiral notched disc ทำงานที่ความเร็วรอบงานไถต่างกัน จะสังเกตว่าแรงบิดไม่มีความแตกต่างที่ค่ามุมงานไถใดๆ และค่าความแตกต่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ยิ่งกว่านั้นที่ตำแหน่งแต่ละมุมงานไถ แรงบิดของงานไถชนิด spiral notched disc ขณะทำงานในสภาพถูกขับจากแหล่งคันกำลังจากภายนอก (มอเตอร์) ถูกพบว่าค่าแรงบิดลดลงขณะการเพิ่มขึ้นของความเร็วรอบการหมุนของงานไถ การเปลี่ยนแปลงของแรงบิดเมื่อพิจารณาสัมพันธ์กับความเร็วรอบการหมุนของงานไถ พบว่าไม่มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

โดยทั่วไปผลของมุมงานไถและความเร็วการหมุนรอบของงานไถ สำหรับค่าแรงบิดของงานไถแต่ละอันสามารถถูกแสดงในรูปแบบของสมการเส้นตรงแบบธรรมดา

$$T = T_a \times \beta - T_r \times \text{RPM} + \text{Constant}$$

โดย

$$T_a = \text{Torque coefficient with respect to the disc angle } \beta \text{ (degree)}$$

$$T_r = \text{Torque coefficient with respect to the disc RPM}$$

การวิเคราะห์ Multiple regression ถูกทำเพื่อหาค่า coefficients ดังตาราง 4.4

ตาราง 4.4 : Torque coefficients ของมูมงานไถแตกต่างกันและความเร็วรอบการหมุน
งานไถที่แตกต่างกัน

	Ta	Tr	Constant
Standard disc	-1.267	0.780	100.447
Notched disc	0.237	0.249	67.717
Spiral notched disc	0.380	0.113	64.812

ยิ่งกว่านั้นที่แต่ละเงื่อนไขการทำงาน ค่าแรงบิดของงานไถชนิด spiral notched disc ขณะทำงาน ถูกขับจากแหล่งต้นกำลังภายนอก (powered mode) มีค่าแรงบิดสูงมากกว่างานไถชนิด standard disc และชนิด notched disc และแรงบิดของงานไถชนิด notched disc มีค่าต่ำที่สุด

ในทางกลับกันแรงบิดของงานไถทั้งสามชนิดขณะทำงานโดยหมุนอิสระ (free rolling disc) ถูกสังเกตเพราะว่าการหมุนของงานไถจะเป็นสาเหตุของการเกิดแรงยึดเกาะระหว่างดินกับผิวงานไถ (adhesion) และหรือเกิดแรงเสียดทาน (friction) ระหว่างดินกับผิวของงานไถ อย่างไรก็ตามค่าแรงบิดในสภาพงานไถหมุนอิสระ (free rolling disc) ที่ตำแหน่งมูมงานไถต่างๆกันมีค่าต่ำมาก และค่าก็ไม่แตกต่างกันทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

ในที่สุดผลจากการศึกษาในกระบะดินยอมรับว่าค่าแรงจุดลากในแนวระดับ (draft) มีค่าต่ำสุดสำหรับเงื่อนไขงานไถชนิด spiral notched disc ต่ำมากกว่างานไถชนิด standard disc และชนิด notched disc ยิ่งไปกว่านั้นงานไถชนิด spiral notched disc ลักษณะขอบงานตัดดินจะกระทำได้เรียบไม่เกิดลักษณะการตัดดินแบบโหดกระแทก (shock loads) ตามที่เกิดขึ้นกับงานไถชนิด notched disc ลักษณะการกระทำการตัดดินของงานไถชนิด spiral notched disc เป็นลักษณะการเฉือน (shear cutting action) ซึ่งถือว่ามีประโยชน์มากสำหรับงานไถตัดดินในลักษณะมีเศษพืชหลงเหลืออยู่บนผิวดิน ซึ่งจะตัดเศษพืชที่หลงเหลืออยู่บนผิวดิน ในลำดับต่อมางานไถชนิด spiral notched disc จะถูกเลือกใช้สำหรับการพัฒนาเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับ

4.2 การประเมินสมรรถนะภาคสนามของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับ

อุปกรณ์พรวนงานเป็นเครื่องมือที่สัมพันธ์กับอุปกรณ์ไถ โดยทั่วไปงานพรวนถูกใช้เพื่อย่อยดิน และขณะเดียวกันก็ตัดเศษพืชผสมคลุกเคล้าลงไปในดิน ยิ่งไปกว่านั้นเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับก็แสดงผลอย่างมีนัยสำคัญสำหรับการทำงาน ในการศึกษาครั้งนี้สมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถ

งานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลังและชนิดไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลังถูกทดสอบทำงานที่ความเร็วเดินหน้าของรถแทรกเตอร์ขณะทำงานที่เกี่ยวข้องกัน ในสภาพแปลงปกติ ผลการศึกษาการประเมินสมรรถนะในแปลงทดลองของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและเครื่องมือไถงานชนิดไม่ถูกขับเคลื่อนโดยเพลลาอำนาจกำลังจะอธิบายในลำดับต่อมา

4.2.1 ข้อสังเกตสำหรับการทดสอบในแปลง

ในธรรมชาติสภาพแปลงที่ไม่ถูกไถพรุนมาก่อนจะถูกใช้เพื่อการทดสอบประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลัง ความชื้นดินเฉลี่ย 19.66 % (db) ความหนาแน่นดินสภาพแห้งเฉลี่ย 1.4 gm/cc และค่าเฉลี่ย Cone index 1.815 kN/m²

4.2.2 ความลึกและความกว้างการทำงาน

ค่าเฉลี่ยความลึกและความกว้างการทำงานของเครื่องมือถูกวัดภายหลังจากการทำงานของเครื่องมือในสภาพถูกขับเคลื่อนโดยเพลลาอำนาจกำลังและสภาพการหมุนอิสระ (free rolling mode) ที่ความเร็วการทำงานต่างๆกันถูกแสดงในตาราง 4.5

ตาราง 4.5 : ความลึกเฉลี่ยและความกว้างเฉลี่ยของการทำงานของเครื่องมือไถงาน

ตำแหน่งเกียร์ ทำงาน	ถูกขับเคลื่อนโดยเพลลา PTO		ไม่ถูกขับเคลื่อนโดยเพลลา PTO	
	ความลึก (cm)	ความกว้าง (cm)	ความลึก (cm)	ความกว้าง (cm)
1 L	18.70	122.00	10.00	119.00
2 L	18.33	119.67	9.67	117.00
3 L	15.88	121.33	8.67	116.67

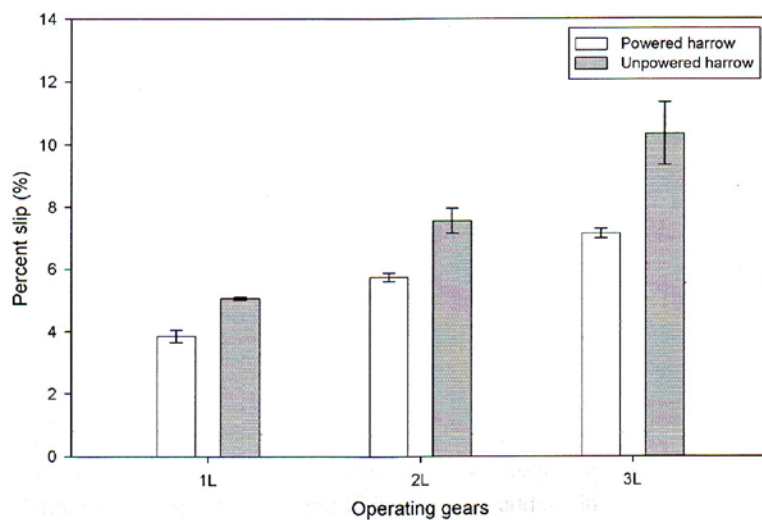
ที่ตำแหน่งแต่ละเกียร์ขณะทำงาน การทำงานของเครื่องมือในสภาพถูกขับเคลื่อนโดยเพลลา PTO จะให้ค่าความลึกการทำงานและความกว้างการทำงานมากกว่าในสภาพไม่ถูกขับเคลื่อนโดยเพลลา PTO และค่าความแตกต่างระหว่างความลึกมีค่าแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับนัยสำคัญ 95 % ที่ความเร็วการทำงานสูงเครื่องมือจะไม่สามารถไถได้ลึกทั้งกรณีเครื่องมือถูกขับเคลื่อนโดยเพลลา PTO และเครื่องมือไม่ถูกขับเคลื่อนโดยเพลลา PTO เหตุผลที่เป็นเช่นนี้เพราะว่าขณะที่รถแทรกเตอร์ซึ่งติดเครื่องมือทำงานที่ความเร็วสูงเครื่องมือจะถูกขุดลากไปด้วยความเร็วสูง และมีเวลาจำกัดที่จะแทงทะลุดลงไปดิน จึงทำให้เครื่องมือไม่สามารถแทงทะลุดลงไปดินได้ลึก

อีกนัยหนึ่งถูกยอมรับจากการศึกษาในกระบะดินที่ว่าอุปกรณ์งานไถที่ถูกขับเคลื่อนจากต้นกำลังจากภายนอก (มอเตอร์) ตามปกติค่าความต้านทานการแทงทะลุดินจะลดลง และในลำดับต่อมาก็ทำให้

เครื่องมือสามารถแทงทะลุลงไปดินได้ลึกมากขึ้น ยิ่งไปกว่านั้นการทำงานในแปลงของเครื่องมือพรวนงานที่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังของรถแทรกเตอร์จะเพิ่มความกว้างและความลึกในการทำงาน

4.2.3 ความเร็วการเคลื่อนที่และการลื่นไถล (wheel slip)

ตาราง 4.6 แสดงค่าความเร็วที่ไม่มีโหลดและความเร็วการทำงานที่ได้รับระหว่างการทำงานของรถแทรกเตอร์ติดเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังและไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังที่ตำแหน่งเกียร์การทำงานต่างๆกัน รูป 4.20 แสดงการเปลี่ยนแปลงค่าการลื่นไถลที่สัมพันธ์กับเงื่อนไขการทำงานและค่าความเร็วเดินทางหน้าของรถแทรกเตอร์



รูป 4.20 การเปลี่ยนแปลงของ wheel slip

ตาราง 4.6 : ขณะไม่มีโหลดและความเร็วการทำงานของเครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO และไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO

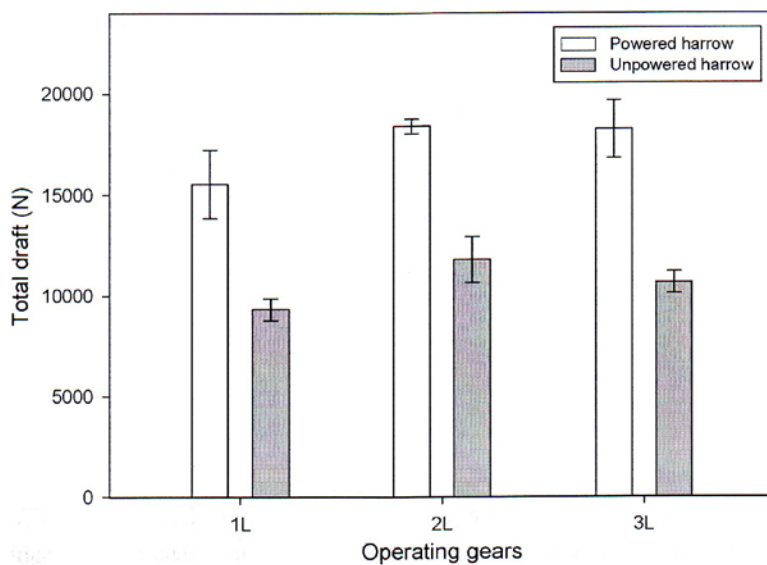
เกียร์การทำงาน	ความเร็วไม่มีโหลด (km / hr)	ความเร็วในการทำงาน (km / hr)		Slip (%)	
		ใช้กำลังขับเคลื่อน	ไม่ใช้กำลังขับเคลื่อน	ใช้กำลังขับเคลื่อน	ไม่ใช้กำลังขับเคลื่อน
1 L	1.92	1.85	1.82	3.85	5.06
2 L	2.94	2.77	2.72	5.77	7.55
3 L	5.54	5.14	4.97	7.14	10.34

เปอร์เซ็นต์สลลิปที่เกิดขึ้นระหว่างการทำงานของเครื่องมือไถงานใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO และไม่ใช่กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO ถูกสังเกตว่ามีค่าเพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าความเร็วเคลื่อนหน้าของรถแทรกเตอร์ พิจารณาในอีกด้านหนึ่งก็คือ ที่แต่ละเกียร์การทำงานของเปอร์เซ็นต์สลลิปของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะถูกสังเกตว่ามีค่าต่ำกว่าเงื่อนไขขณะที่เครื่องมือไถไม่ใช่กำลังขับเคลื่อน และค่าความแตกต่างระหว่างเปอร์เซ็นต์สลลิปในเงื่อนไขของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO และไม่ใช่กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO มีค่าแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ทั้งนี้เพราะว่าค่าความลึกการไถพรวนที่ได้รับที่ตื้นกว่าสำหรับเงื่อนไขเครื่องมือไถงานที่ไม่ใช่กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO เช่นเดียวกันปริมาณดินที่ถูกเคลื่อนย้ายก็น้อยกว่าสำหรับเงื่อนไขเครื่องมือไถงานทำงานไม่ใช่กำลังขับเคลื่อนจากเพลา PTO

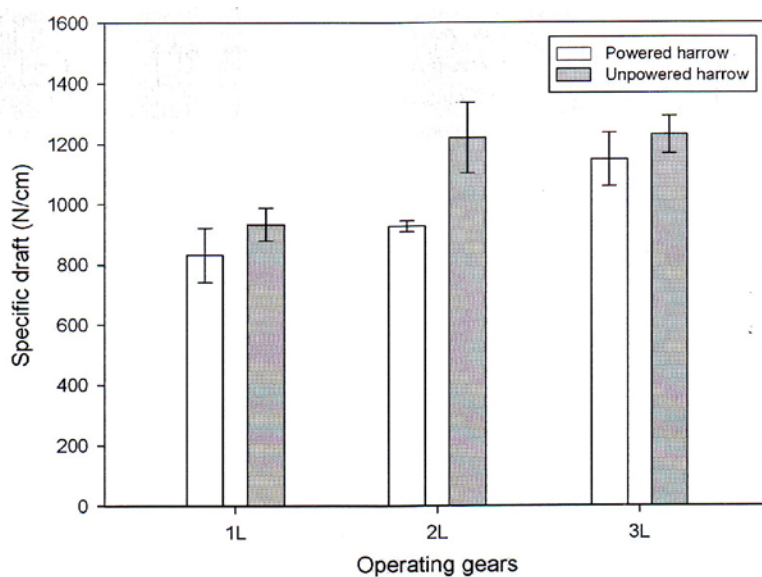
4.2.4 ผลของแรงปฏิกิริยาดิน (soil reactions)

ก) แรงจูงลากในแนวระดับ (draft)

ค่าแรงจูงลากในแนวระดับรวมถูกสังเกตในระหว่างการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อน และเครื่องมือไถงานชนิดไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อนที่ความเร็วการทำงานของรถแทรกเตอร์ต่างๆกันแสดงในรูป 4.21 ที่แต่ละความเร็วการทำงานของรถแทรกเตอร์ แรงจูงลากรวมในแนวระดับของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อนถูกสังเกตว่ามีค่าสูงกว่าค่าแรงจูงลากในแนวระดับที่เกิดจากเครื่องมือไถงานชนิดไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อน ค่าความแตกต่างที่ได้มีความแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ทั้งนี้ค่าแรงจูงลากในแนวระดับที่มีค่าสูงเป็นผลเนื่องมาจากความลึกจากการไถพรวนเมื่อเครื่องมือไถงานที่ถูกขับเคลื่อนโดยเพลาอำนาจขับเคลื่อนมีความลึกมากกว่าความลึกจากการไถพรวนที่ได้รับเมื่อเครื่องมือไถงานที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อน ดังนั้นค่าแรงจูงลากในแนวระดับจำเพาะ (specific draft) จะถูกคำนวณตามที่แสดงในรูป 4.22 และผลที่ได้รับก็คือ แรงจูงลากในแนวระดับจำเพาะที่ได้กรณีเมื่อเครื่องมือไถงานถูกขับเคลื่อนโดยเพลาอำนาจขับเคลื่อนมีค่าต่ำกว่าเมื่อเครื่องมือไถงานไม่ถูกขับเคลื่อนโดยเพลาอำนาจขับเคลื่อน ยิ่งกว่านั้นแรงจูงลากในแนวระดับรวมสำหรับเครื่องมือไถงานที่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อนและเครื่องมือไถงานที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจขับเคลื่อนถูกพบว่ามีความเพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วจากเกียร์ 1L ไปยังเกียร์ 2L และในลำดับต่อมาค่าแรงจูงลากในแนวระดับจะลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มเป็น 3L และจากผลการทดลองค่าความลึกการทำงานการทำงานของเครื่องมือลดลงขณะที่ความเร็วการทำงานมีค่าสูงขึ้น ในทางกลับกันค่าแรงจูงลากในแนวระดับจำเพาะ (specific draft) ที่



รูป 4.21 แรงฉุดลากในแนวระดับรวมของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและชนิดงานหมุนอิสระ



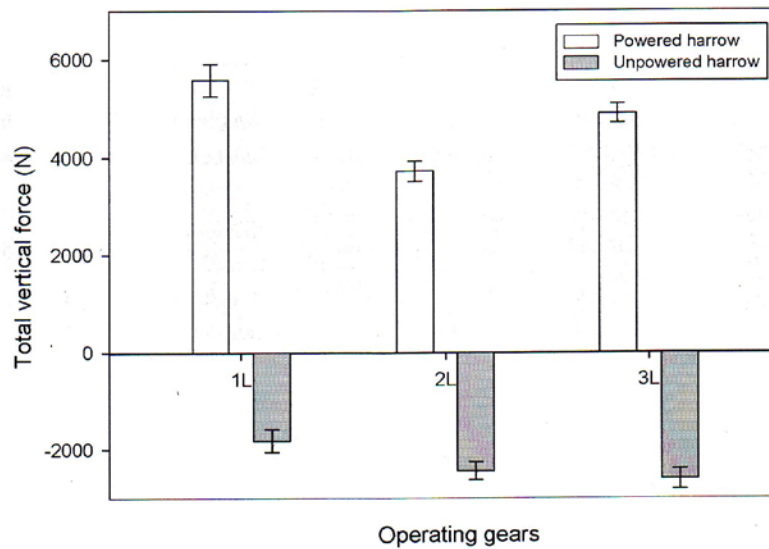
รูป 4.22 แรงฉุดลากในแนวระดับจำเพาะ (specific draft) ของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและชนิดงานหมุนอิสระ

เกิดจากเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและเครื่องมือไถงานชนิดไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วการทำงาน

ในที่สุดสรุปได้ว่างานไถที่ถูกขับเคลื่อนจากกำลังภายนอกสามารถลดค่าแรงจุดลากในแนวระดับ (drat) ได้เมื่อเปรียบเทียบกับงานไถที่หมุนอย่างอิสระ (free rolling disc)

ข) แรงกระทำในแนวตั้ง (vertical force)

แรงกระทำในแนวตั้งรวมถูกสังเกตระหว่างการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังและเครื่องมือไถงานชนิดไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังที่ความเร็วแตกต่างกันถูกแสดงในรูป 4.23 แรงกระทำในแนวตั้งของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังและไม่ใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังถูกสังเกตว่ามีทิศทางตรงกันข้ามกัน แรงกระทำในแนวตั้งที่เพิ่มขึ้นด้านบนถูกแสดงโดยเครื่องหมายบวก ทั้งนี้ได้รับการยอมรับจากการศึกษาในกระบะดินว่างานไถชนิดถูกขับเคลื่อนจากกำลังจากภายนอกจะสามารถลดความต้านทานในการแทงทะลุดินของงานไถลงได้ ทำให้เกิดกระบวนการเคลื่อนย้ายดินได้เรียบสม่ำเสมอ และได้ความลึกในการทำงานของงานไถดีขึ้น เช่นเดียวกันแรงกระทำผลลัพธ์ในแนวตั้งที่กระทำต่อเครื่องมือไถงานชนิดถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังถูกสังเกตว่ามีทิศทางขึ้นด้านบน ทั้งนี้เป็นผลเนื่องมาจากน้ำหนักของดินที่เคลื่อนที่อยู่เหนือผิวหน้างานไถในทางตรงกันข้ามกันตามที่สังเกตจากการศึกษาในกระบะดิน การกระทำของงานไถชนิดหมุนอิสระไม่สามารถแทงทะลุดินและไม่สามารถเคลื่อนย้ายมวลดินได้ราบเรียบ ดังนั้นผลที่ตามมาคือมีมวลดินจำนวนมากสะสมอยู่ด้านหน้าของงานไถ เช่นเดียวกันแรงกระทำในแนวตั้งที่กระทำต่อเครื่องมือไถงานชนิดที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังจะถูกสังเกตว่ามีทิศทางขึ้นด้านล่าง ทั้งนี้เป็นผลเนื่องมาจากการยกตัวของมวลดินเหนืองานไถและสะสมอยู่ด้านหน้างานไถ แรงกระทำในแนวตั้งของเครื่องมือไถงานชนิดถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังมีค่าลดลงขณะการเพิ่มขึ้นของค่าความเร็วเดินทางของรถแทรกเตอร์จากเกียร์ 1L เป็น 2L และในลำดับต่อมาก็เพิ่มขึ้นสำหรับการเพิ่มขึ้นของความเร็วเดินทางของรถแทรกเตอร์เป็นเกียร์ 3L ยิ่งกว่านั้นแรงกระทำในแนวตั้งที่กระทำต่อเครื่องมือไถงานชนิดไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลาอำนาจกำลังถูกพบว่ามีความเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วเดินทางของรถ

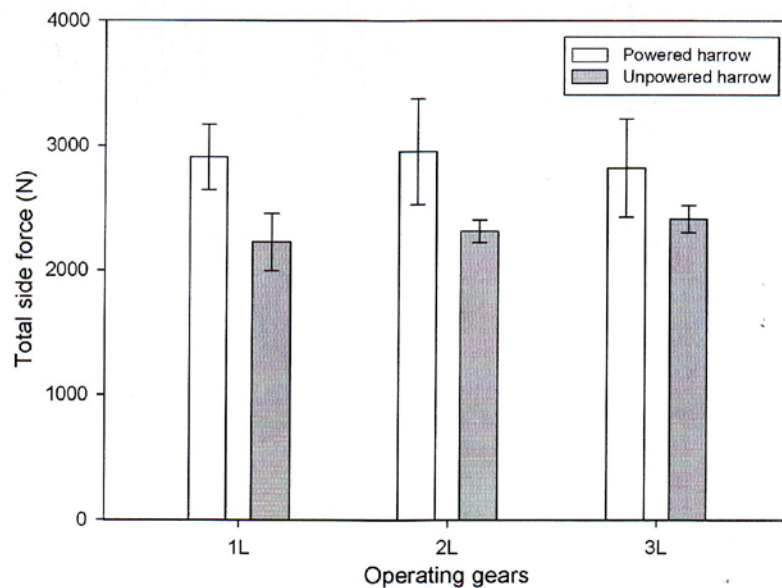


รูป 4.23 แรงกระทำในแนวตั้งรวมของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและชนิดงานหมุนอิสระ

แทรกเตอร์ การเปลี่ยนแปลงค่าแรงกระทำในแนวตั้งตามค่าความเร็วเดินทางของรถแทรกเตอร์ถูกพบว่า มีค่าแตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติทั้งกรณีเครื่องมือไถงานชนิดถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลังและเครื่องมือไถงานไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลัง

ค) แรงกระทำด้านข้าง (side force)

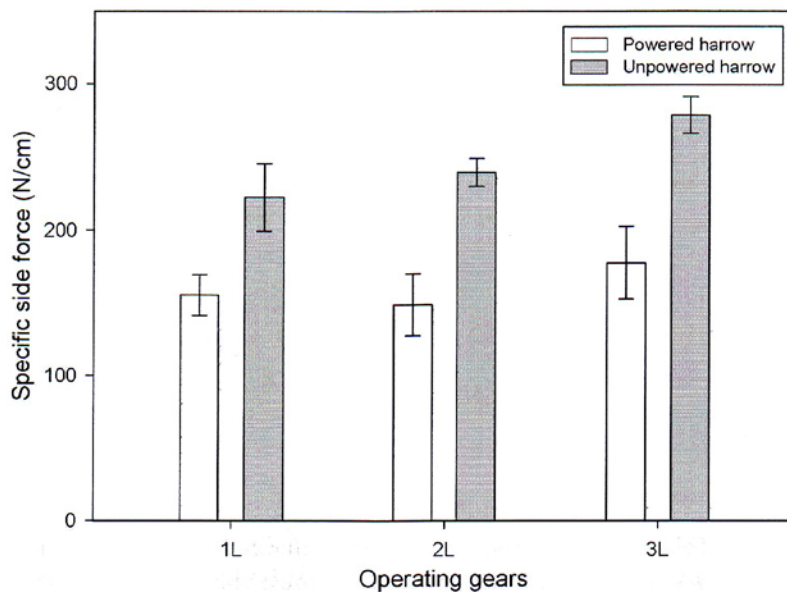
แรงกระทำด้านข้างรวมที่สังเกตในระหว่างการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลัง และเครื่องมือไถงานที่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลัง สำหรับเงื่อนไขความเร็วการทำงานของรถแทรกเตอร์ต่างกันถูกแสดงในรูป 4.24 ที่แต่ละตำแหน่งความเร็วเดินทางของรถแทรกเตอร์ แรงกระทำด้านข้างของเครื่องมือไถงานชนิดถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลังมีค่าสูงมากกว่าเครื่องมือชนิดที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลัง ค่าความแตกต่างนี้มีความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % เหตุที่ค่าแรงกระทำด้านข้างมีค่าสูงเป็นผลเนื่องมาจากความลึกการทำงานที่มี



รูป 4.24 แรงกระทำด้านข้างรวมของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและชนิดงานหมุนอิสระ

ค่ามากกว่าสำหรับการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลลาอำนวยการขับเคลื่อนเมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องมือไถงานชนิดที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนวยการขับเคลื่อน ในทางตรงกันข้ามกันค่าแรงกระทำด้านข้างจำเพาะ (specific side force) ที่เกิดจากเครื่องมือที่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนวยการขับเคลื่อนมีค่าต่ำกว่าเครื่องมือที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนวยการขับเคลื่อน (รูป 4.25) ค่าความแตกต่างระหว่างค่าแรงกระทำด้านข้างจำเพาะระหว่างเครื่องมือไถงานชนิดที่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนวยการขับเคลื่อนและชนิดที่ไม่ถูกขับเคลื่อนจากเพลลาอำนวยการขับเคลื่อนมีความแตกต่างกันทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

ในที่สุดก็สามารถสรุปได้ว่าเครื่องมือไถงานชนิดที่ถูกขับเคลื่อนจากต้นกำลังจากภายนอกสามารถลดแรงกระทำด้านข้างลงได้เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องมือชนิดงานหมุนอย่างอิสระ ยิ่งไปกว่านั้นแรงกระทำด้านข้างของเครื่องมือไถงานชนิดที่ถูกขับเคลื่อน



รูป 4.25 แรงกระทำด้านข้างจำเพาะ (specific side force) ของเครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนและชนิดงานหมุนอิสระ

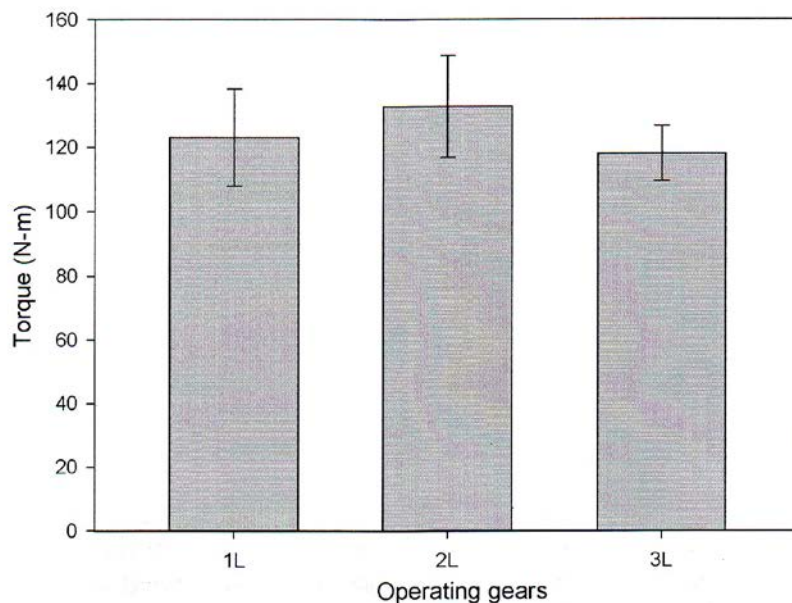
เพลลาอำนาจกำลังและชนิดที่ไม่ถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังแสดงความสัมพันธ์โดยตรงกับค่าความเร็วการเคลื่อนที่ของรถแทรกเตอร์

ง) แรงบิดจากเพลลา P.T.O.

แรงบิดจากเพลลา PTO ที่สังเกตระหว่างการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าความเร็วการทำงานของรถแทรกเตอร์แสดงในรูป 4.26 ยกเว้นที่ตำแหน่งเกียร์เดินหน้า 3L ค่าแรงบิดมีค่าลดลงขณะการเพิ่มขึ้นของความเร็วเดินหน้าของรถแทรกเตอร์ อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงของค่าแรงบิดตามการเปลี่ยนแปลงค่าความเร็วเดินหน้ารถแทรกเตอร์ก็ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 %

4.2.5 กำลังที่ใช้

ค่าแรงจลุลากในแนวระดับและแรงบิดที่ใช้ถูกคำนวณเพื่อหาค่ากำลังที่ต้องการใช้ ทั้งกรณีเครื่องมือไถงานถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังและเครื่องมือไถงานไม่ถูกขับ



รูป 4.26 แรงบิดเพลา PTO ของเครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน

จากเพลาอำนาจกำลัง ตาราง 4.7 แสดงค่ากำลังที่ใช้ (kW) สำหรับการทำงานที่ความเร็วต่างกัน

ตาราง 4.7 : กำลังที่ใช้กรณีเครื่องมือถูกขับจากเพลาอำนาจกำลังและเครื่องมือไม่ถูกขับจากเพลาอำนาจกำลัง

		ตำแหน่งเกียร์ต่างๆ		
		1L	2L	3L
Powered disc	Drawbar power	7.97	14.14	27.02
	P.T.O. Power	6.75	7.27	6.49
	Total Power	14.72	21.41	33.51
Unpowered disc	Drawbar power	4.34	9.80	15.80
	harrow			

ค่ากำลังที่ต้องการใช้กรณีเครื่องมือไถงานถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง (powered disc harrow) และเครื่องมือไถงานไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง (unpowered disc harrow) ถูกพบว่ามีค่าสูงมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าความเร็วเดินทางของรถแทรกเตอร์ อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงค่ากำลังชุดลาก (drawbar power) สัมพันธ์กับค่าความเร็วก็ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % ยิ่งกว่านั้นค่ากำลังชุดลาก (drawbar power) ทั้งสองกรณีคือ เครื่องมือไถงานถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลังและเครื่องมือไถงานไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง จะมีผลเนื่องจากความลึกการทำงานและปริมาตรดินที่ถูกเคลื่อนย้าย ในแต่ละความเร็วการทำงาน of เครื่องมือ กำลังที่ใช้ของเครื่องมือจะมีค่าสูงมากขึ้นตามการเพิ่มค่าความลึกการทำงาน of เครื่องมือ และปริมาณดินที่ถูกเคลื่อนย้ายขณะทำงาน และลำดับต่อมาคือ กำลังชุดลากที่ใช้กรณีเครื่องมือถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังมีค่าสูงมากกว่ากรณีเครื่องมือไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง ทั้งนี้สามารถแสดงค่าที่สมบูรณ์ถ้าหากกำลังที่ได้จากการชุดลาก (drawbar power) ถูกพิจารณาเทียบกับค่าความลึกการทำงานก็คือ ค่ากำลังชุดลากต่อหนึ่งหน่วยความลึกการทำงาน (specific drawbar power)

ตาราง 4.8 : Specific drawbar power (kW/cm) utilized by powered and unpowered disc harrows

	Operating gears		
	1L	2L	3L
Powered disc harrow	0.43	0.75	1.70
Unpowered disc harrow	0.48	0.94	1.82

รถแทรกเตอร์ที่ใช้ทำงานชุดลากเครื่องมือไถงานเป็นรถแทรกเตอร์ Massey Ferguson 390 กำลังเครื่องยนต์ 60.4 kW จะใช้เพียง 14.64 % ของกำลังเพื่อใช้ผ่านการชุดลากโดยยางรถแทรกเตอร์ (soil – tire interface) กรณีเครื่องมือไถงานถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง และถูกใช้เพียง 8.89 % ของกำลังเพื่อใช้ผ่านการชุดลากโดยยางรถแทรกเตอร์สำหรับกรณีเครื่องมือไถงานไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง หรือพิจารณาอีกกรณีหนึ่งก็คือกำลังจากเพลลา PTO 52.2 kW เพียง 14 % ของกำลังจะถูกใช้ประโยชน์จากการขับเครื่องมือไถงานผ่านเพลลาอำนาจกำลัง

4.2.6 การใช้น้ำมันเชื้อเพลิง

การปรับปรุงการใช้ประโยชน์จากกำลังจะถูกศึกษาจากความสัมพันธ์กับอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกสังเกตระหว่างการทำงาน of เครื่องมือพรวนงานชนิดใช้กำลังขับจากเพลลาอำนาจกำลังและชนิดไม่ถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังแสดงในตาราง 4.9

ตาราง 4.9 : อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง (L/ha) ของเครื่องมือไถงานชนิดถูกขั้จาก
เพลลาอำนาจกำลังและชนิดที่ไม่ถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลัง

	เกียรติ์การทำงาน		
	1L	2L	3L
เครื่องมือไถงานถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลัง	43.72	39.00	19.23
เครื่องมือไถงานไม่ถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลัง	28.01	22.79	17.14

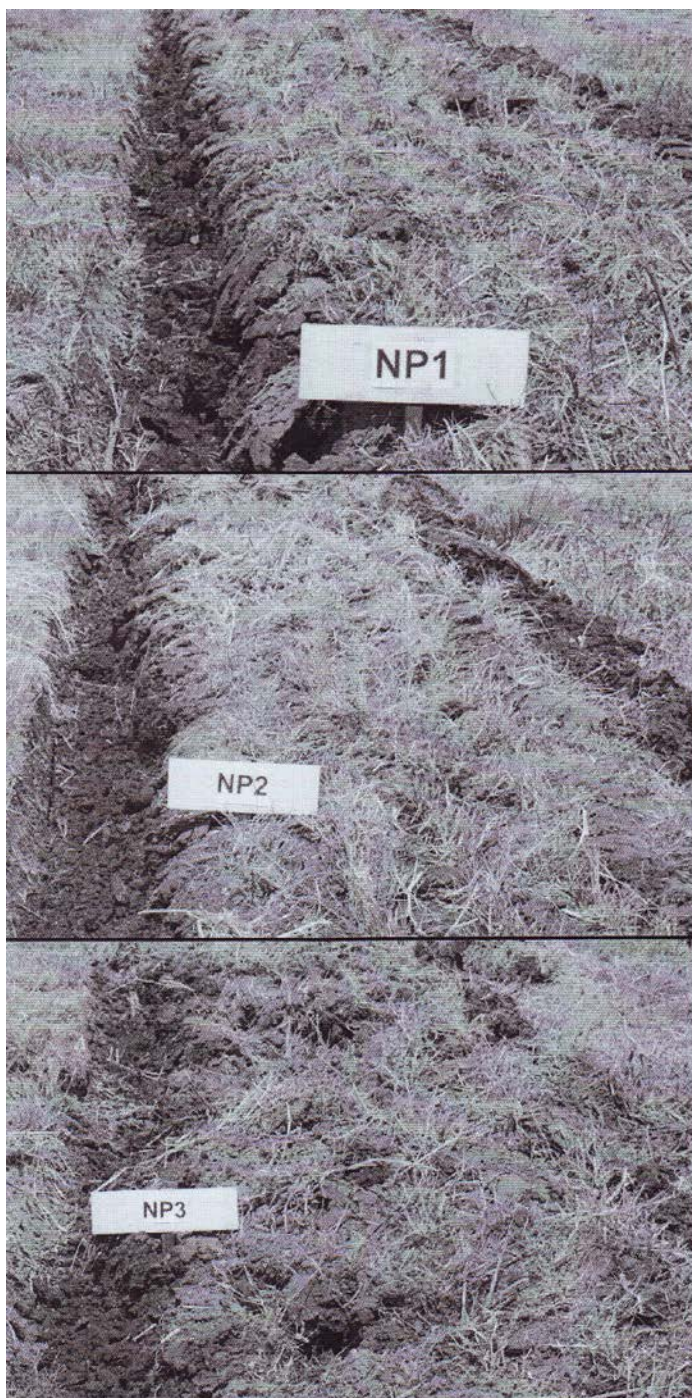
อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงระหว่างที่เครื่องมือไถงานชนิดถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลังและเครื่องมือชนิดไม่ถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลัง พบว่าอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงมีค่าลดลงขณะการเพิ่มขึ้นของความเร็วเดินหน้าของรถแทรกเตอร์ หรือพิจารณาในอีกมุมมองหนึ่งก็คือ ขณะรถแทรกเตอร์ทำงานที่ตำแหน่งเกียรติ์เดียวกัน การทำงานของเครื่องมือไถงานขณะถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลังจะใช้น้ำมันเชื้อเพลิงมากกว่าเมื่อเครื่องมือไถงานไม่ถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลัง อย่างไรก็ตามการที่ใช้น้ำมันเชื้อเพลิงมากกว่าถูกขั้ด้วยการใช้ไถพรวนที่มีความลึกมากกว่ามาก และเศษพืชหลงเหลืออยู่บนผิวดินก็สามารถถูกสับกลับได้ดีมากกว่า

4.2.7 คุณภาพของงาน

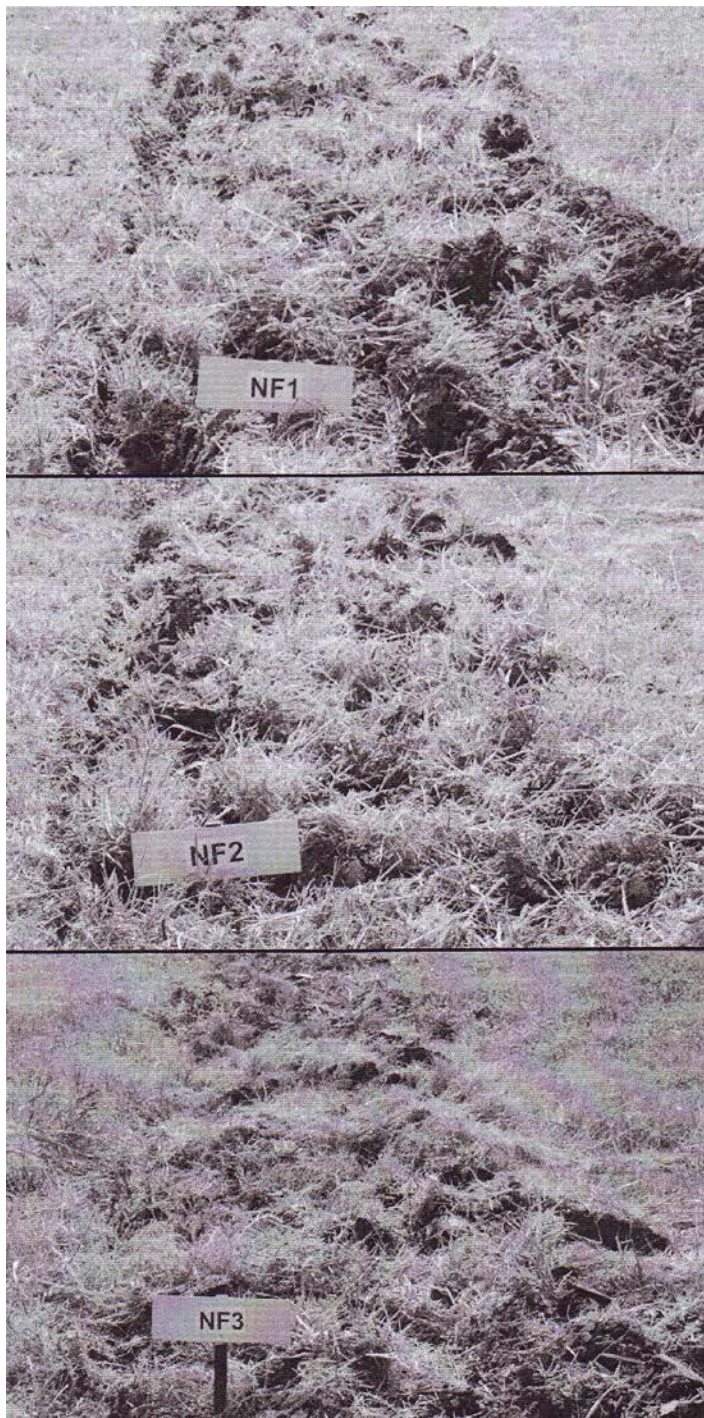
การทำงานของเครื่องมือไถงานจะทำหน้าที่ตัดดินร่อนไถ พลิกบางส่วนของดินและเคลื่อนย้ายดินไปอีกด้านหนึ่ง การทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขั้จากเพลลาอำนาจกำลังและชนิดไม่ใช้กำลังขั้จากเพลลาอำนาจกำลังจะถูกประเมินสมรรถนะการทำงานจากคุณภาพของงานที่ได้ สมรรถนะการไถพรวนของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขั้จากเพลลาอำนาจกำลังและชนิดไม่ใช้กำลังขั้จากเพลลาอำนาจกำลังขณะทำงานตำแหน่งความเร็วต่างๆกันถูกแสดงในรูป 4.27 และ 4.28 ทั้งนี้จะสังเกตเห็นชัดเจนว่าการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขั้จากเพลลาอำนาจกำลังสามารถลดความต้านทานการแทงทะลุดินได้ดีกว่า ดังนั้นความลึกการไถพรวนจะได้ค่าที่มากกว่า ขณะเดียวกันการขั้เคลื่อนไปข้างหน้าของเครื่องมือไถงานสามารถยกก้อนขั้ไถและพลิกก้อนขั้ไถไปด้านข้างของแนวรอยไถได้ดีกว่า ผลลัพธ์ที่ตามมาก็คือ การเคลื่อนย้ายดินสม่ำเสมอและรูปแบบการพลิกกลับตัวของดินที่ดีในระหว่างการทำงาน of เครื่องมือที่ตำแหน่งเกียรติ์ 1L และ 2L (รูป 4.27 ก และ 4.27 ข) อย่างไรก็ตามในตำแหน่งเกียรติ์ 3L รถแทรกเตอร์จะทำงานที่ความเร็วมากกว่าและก็ยากที่จะควบคุมรถ ผลลัพธ์ที่ตามมาคือจะทำให้รูปแบบการวิบัติของดินที่ได้รับไม่ดี หรือ การพลิกกลับของดินที่ถูกไถพรวนไม่ดี (รูป 4.27 ค) ยิ่งไปกว่านั้นจานไถรูปแบบ spiral shaped disc สามารถตัดดินรอยไถและสับเศษพืชและวัชพืชที่ปกคลุมผิวดินได้ดีกว่า เมื่อพิจารณาในอีกมุมมองหนึ่งเครื่องมือไถงานชนิดที่ไม่ถูกขั้จากเพลลาอำนาจกำลัง

ตัวงานไถจะถูกหมุนกลับทิศทางบนผิวหน้าดิน ทั้งนี้เนื่องจากแรงในแนวรัศมีที่เป็นผลเนื่องจากแรงปฏิกิริยาดินที่กระทำกับตัวงานไถ ในลำดับต่อมาจึงเป็นผลทำให้การปฏิบัติงานของเครื่องมือไถงานไม่สม่ำเสมอและการเคลื่อนย้ายดินที่ได้ก็ไม่สม่ำเสมอด้วย (รูป 4.28 ก-ค) และถึงแม้ว่างานไถชนิด spiral notched disc จะถูกใช้ก็ตาม ก็ไม่สามารถจะทำงานตัดเศษพืชที่หลงเหลือปกคลุมหน้าดินได้ดี สำหรับการวิเคราะห์ด้านคุณภาพของงานการพลิกกลับของวัชพืชที่ถูกคำนวณเปรียบเทียบกันระหว่างเครื่องมือไถงานที่ถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังและเครื่องมือไถงานชนิดที่ไม่ถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลัง โดยทำงานที่ตำแหน่งความเร็วรถแทรกเตอร์ความเร็วต่างๆกัน เครื่องมือไถงานที่ถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังสามารถพลิกกลับวัชพืชได้ 86.98 % , 92.03 % และ 89.29 % ขณะที่เครื่องมือไถงานชนิดไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลังสามารถพลิกกลับวัชพืชได้เพียง 69.32 % , 66.81 % และ 65.66 % สำหรับการดำเนินงานของรถแทรกเตอร์ที่ตำแหน่งเกียร์ 1L, 2L และ 3L ตามลำดับ ในกรณีทั้งสองคือ เครื่องมือไถงานชนิดถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลังและชนิดที่ไม่ถูกขับจากเพลลาอำนาจกำลัง เปอร์เซ็นต์การพลิกกลับจำนวนต้นวัชพืชมีค่าความแตกต่างอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติที่ระดับความเชื่อมั่น 95 % อย่างไรก็ตามสำหรับการดำเนินงานทุกความเร็วของเครื่องมือไถงาน เปอร์เซ็นต์การพลิกกลับวัชพืชก็มีค่าสูงกว่าสำหรับเครื่องมือไถงานถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลังเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่ถูกขับโดยเพลลาอำนาจกำลัง

สุดท้ายเครื่องมืองานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากเพลลาอำนาจกำลังและใช้งานไถชนิด spiral notched disc ก็ถูกยอมรับว่าสามารถทำงานให้ผลดีในทางปฏิบัติงาน เมื่อพิจารณาด้านการแทงทะลุดินที่ดีกว่า การทำงานที่ได้ผลงานการไถดินที่สม่ำเสมอดีกว่า สามารถลดแรงจุดลากในแนวระดับที่ดีกว่า ตลอดจนการตัดวัชพืชและการผสมคลุกเคล้าเศษวัชพืชลงสู่ดินได้ดีกว่า การพลิกกลับดินที่ดีกว่า และการใช้พลังงานที่มีประโยชน์มากกว่า



รูป 4.27 สมรรถนะการทำงานในแปลงของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับ
ก) เกียร์ 1L ข) เกียร์ 2L ค) เกียร์ 3L



รูป 4.28 สมรรถนะการทำงานในแปลงของเครื่องมือไถงานหมุนอิสระ
ก) เกียร์ 1L ข) เกียร์ 2L ค) เกียร์ 3L

บทที่ 5

สรุป

5.1 ปฏิกริยาสัมพันธระหว่างดินกับอุปกรณ์งานไถชนิดใช้กำลังขับ (Soil – powered disc interaction)

การศึกษาปฏิกริยาสัมพันธระหว่างดินกับอุปกรณ์งานไถในกระบะดิน มีจุดมุ่งหมายเพื่อเข้าใจสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์งานไถกับดิน ทั้งนี้ยอมรับว่างานไถที่ถูกขับจากแหล่งต้นกำลังภายนอกมีผลอย่างน้อยสำคัญต่อสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์งานไถ

ในทางปฏิบัติการเคลื่อนที่ของงานไถชนิดหมุนอิสระเป็นผลเนื่องจากแรงผลัฟท์ในแนวรัศมีระหว่างการทำงานของเครื่องมือไถงาน ซึ่งไม่เพียงแต่จะทำให้งานไถหมุนเท่านั้น แต่ยังช่วยส่งผ่านมวลดินที่ถูกไถ (furrow slice) ให้เคลื่อนออกด้านข้างได้ราบเรียบดี จากงานวิจัยนี้ยอมรับว่าระหว่างการเคลื่อนที่ของงานไถ ดินที่ถูกไถสะสมอยู่ด้านหน้าอุปกรณ์งานไถและสร้างแรงดัน (compressive force) ให้กับมวลดินที่อยู่ในลำดับถัดมา ขณะเดียวกันงานไถชนิดหมุนอิสระก็ไม่สามารถเคลื่อนดินที่ถูกไถไปอีกด้านหนึ่งของรอยไถได้ราบเรียบ หรือพิจารณาอีกด้านหนึ่งเมื่องานไถทำงานในลักษณะถูกขับจากต้นกำลังทำให้หมุนขณะทำงานก็สามารถทำให้ก้อนดินที่ถูกไถ (furrow slice) เคลื่อนที่ออกด้านข้างแนวรอยไถได้ราบเรียบและก็ไม่ทำให้เกิดการสะสมของมวลดินอยู่ด้านหน้างานไถ ในลำดับต่อมามวลดินที่ได้จากการไถก็ถูกเคลื่อนออกด้านข้างในลักษณะสม่ำเสมอและมีผลทำให้การพลิกกลับดินของรอยไถ (soil inversion) ได้ดีขึ้น นอกจากนี้งานไถที่ถูกขับจากต้นกำลังภายนอกก็สามารถลดแรงลัฟท์ที่กระทำต่องานไถ ในลำดับถัดมา แรงฉุดลากในแนวระดับ (draft) แรงกระทำด้านข้าง (side forces) ที่กระทำต่องานไถชนิดหมุนอิสระจะมีค่าสูงกว่างานไถชนิดถูกขับจากต้นกำลังจากภายนอกอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ นอกจากนี้แรงในแนวตั้ง (vertical force) ที่กระทำต่องานไถชนิดหมุนอิสระจะกระทำในทิศทางชี้ขึ้นด้านบน ด้านการแทงทะลุของงานไถ ขณะนี้แรงกระทำแนวตั้งของอุปกรณ์งานไถชนิดถูกทำให้หมุนจากต้นกำลังจากภายนอก แรงกระทำมีทิศทางชี้ลงด้านล่างจะมีผลทำให้ความลึกการทำงานของงานไถมีค่าเพิ่มมากขึ้น และค่าทอร์กของงานไถชนิดหมุนอิสระจะมีค่าน้อยกว่างานไถชนิดถูกขับจากต้นกำลังภายนอก

แรงกระทำที่มีต่องานไถชนิดถูกทำให้หมุนจากแหล่งต้นกำลังภายนอกเช่น แรงกระทำในแนวระดับ (draft) (D) แรงกระทำด้านข้าง (side force) (S) แรงกระทำในแนวตั้ง (vertical force) (V) ถูกพบว่า มีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเพิ่มมุมงานไถ (disc angle) (β) ยิ่งไปกว่านั้นค่าแรงฉุดลากในแนวระดับ แรงกระทำด้านข้าง จะมีค่าลดลงขณะเพิ่มความเร็วรอบการหมุนของงานไถ ขณะที่แรงกระทำในแนวตั้งมีค่าเพิ่มสูงขึ้นเมื่อเพิ่มความเร็วการหมุนรอบของงานไถ ทั้งนี้ผลจากมุมงานไถและความเร็วการหมุนรอบของงานไถที่มีต่อแรงกระทำต่องานไถแสดงได้ดังนี้

$$D = D_a \times \beta - D_r \times \text{RPM}$$

$$V = V_a \times \beta + V_r \times \text{RPM}$$

$$S = S_a \times \beta - S_r \times \text{RPM}$$

สรุปอุปกรณ์งานไถชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากภายนอกมีสมรรถนะการทำงานดีกว่างานไถชนิดหมุนอิสระเมื่อพิจารณาในเทอมของการเคลื่อนย้ายดินที่ราบเรียบกว่า การเคลื่อนย้ายดินทำงานง่ายกว่า การพลิกกลับดินที่ดีกว่า ตลอดจนแรงกระทำต่ออุปกรณ์งานไถก็ลดลง ดังนั้นการใช้ประโยชน์จากพลังงานจึงทำได้ดีมากกว่า ยิ่งไปกว่านั้นผลจากการศึกษาในกระบะดินเป็นที่ยอมรับว่าค่าแรงจุดลากในแนวระดับจะลดลงอย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ทั้งนี้แรงจุดลากในแนวระดับของงานไถชนิด spiral notched disc มีค่าต่ำกว่างานไถชนิด standard disc และแบบ notched disc

5.2 การประเมินสมรรถนะการทำงานของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน

เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนสามารถลดความต้านทานการแทงทะลุดินของเครื่องมือลงได้ ดังนั้นการทำงานสามารถให้ค่าความลึกการทำงานที่มากกว่าเครื่องมือไถงานชนิดหมุนอิสระ ในทางกลับกันก็สามารถกล่าวได้ว่าเครื่องมือไถงานชนิดหมุนอิสระจะต้านทานการแทงทะลุดินได้สูง จากผลของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจากภายนอกสามารถเคลื่อนย้ายดินได้ในปริมาณที่มากกว่า ผลที่ตามมาคือแรงกระทำต่อเครื่องมือที่สูงมากกว่า แต่อย่างไรก็ตามค่าแรงจุดลากในแนวระดับจำเพาะ (specific draft) แรงกระทำด้านข้างเฉพาะ (specific side force) ของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะมีค่าต่ำกว่าเครื่องมือไถงานชนิดงานพรวนหมุนอิสระ และแรงกระทำผลลัพท์ของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนกับเครื่องมือไถงานชนิดงานไถหมุนอิสระถูกสังเกตว่ามีค่าเพิ่มมากขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าความเร็วเดินทางหน้าของรถแทรกเตอร์

จากสิ่งที่สังเกตได้จากค่าทอร์คที่สม่ำเสมอ เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนงานไถชนิด spiral notched disc จะทำการตัดดินได้ราบเรียบกว่าและสามารถทำงานได้ราบเรียบดีกว่า การทำงานของงานไถจะทำหน้าที่ตัดดินในลักษณะการเฉือน (shear cutting action) ทั้งนี้จะมีประโยชน์สำหรับการตัดเศษพืชหลงเหลือในแปลงเช่นพวกฟางข้าว ตอซังข้าว และใบอ้อยที่ตกปกคลุมผิวดิน เมื่อพิจารณาจากกำลังที่ใช้ กำลังที่ต้องการใช้ของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนมีค่าสูงมากกว่ากำลังที่ใช้ของเครื่องมือไถงานชนิดงานไถหมุนอิสระ อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณากำลังจุดลากต่อหนึ่งหน่วยความลึก (drawbar power per unit depth) ของเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะมีค่าต่ำกว่าเครื่องมือไถงานชนิดงานไถหมุนอิสระ ยิ่งไปกว่านั้นเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนก็สามารถใช้ประโยชน์จากรถแทรกเตอร์ผ่านเพลลาอำนาจกำลัง (PTO) ผลที่ตามมาคือการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องมือไถงาน

ชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนจะสูงมากกว่าเมื่อพิจารณาในด้านคุณภาพของงาน เครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อนสามารถทำงานทำให้การไถดินที่ดีสม่ำเสมอมากกว่า ตลอดจนการพลิกกลับของดินที่ถูกไถก็ได้ดีกว่า

ลำดับสุดท้ายเครื่องมือไถงานชนิดใช้กำลังขับเคลื่อน งานไถ spiral notched disc ถูกยอมรับว่ามีประโยชน์สำหรับการไถแบบอนุรักษ์ดิน เมื่อพิจารณาคุณสมบัติด้านการแทงทะลุดิน การทำงานไถดินได้ราบเรียบ การลดลงของค่าแรงจุดลากในแนวระดับ การปรับปรุงการตัดดินและการผสมของเศษวัชพืช การปรับปรุงการพลิกกลับดิน และการใช้ประโยชน์จากพลังงานที่ใช้ไป

REFERENCES

Kawamura, N. ม.ป.ป. Tillage machinery. เอกสารประกอบการสอน. ภาควิชาวิศวกรรมเกษตร, มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตกำแพงแสน, นครปฐม. (อัคร์สำเนา)

Anonymous. (2006). Garden and field tillage and cultivation. Available on ; socialsciences. ucsc. edu / casfa / education / instruction / tofg / download / unit_1.2 _tillage. pdf.

Aykas, E., Cakir, E. and E. Gulsoylu (2004). The effect of tillage parameters on the performance of the heavy duty offset disk harrow. Asian Journal of Plant Science. vol 3(4), 425 – 428.

Bainier, R., Kepner, R.A. and E.L. Barger (1963). Principles of farm machinery. John wiley and Sons, USA.

Gadde, B., Bonnet, S., Menke, C. and S. Garivait (2009)². Air pollutant emissions from rice straw open field burning in India, Thailand and the Philippines. Environmental Pollution, volume 157 : 1554 – 1558.

Gill, W.R., Reaves, C.A. and A. C. Bailey (1980)¹. The effect of geometric parameters on disk forces. Transactions of ASAE : 266 – 269.

Gill, W.R., Reaves, C.A. and A. C. Bailey (1980)². The influence of velocity and disk angle on the kinematic parameter λ of disks. Transaction of the ASAE : 1344 – 1348.

Gill, W. R., Reaves, C.A. and A.C. Bailey (1981). The influence of harrow disk curvature on forces. Transactions of the ASAE : 579 – 583.

Godon, E.D. (1941). Physical reactions of soil on plow disks. Agricultural Engineering, 205 – 208.

Hann, M. J. and J. Giessible (1998). Force measurements on driven discs. *Journal of Agricultural Engineering Research*, volume 69 : 149 – 157.

Hettiaratchi, D. R. P. and M. M. Alam (1997). Calculation, validation and simulation of soil reactions on concave agricultural discs. *Journal of Agricultural Engineering Research*, volume 68 : 63 – 75.

Hoki, M., Burkhardt, T. H., Wilkinson, R. H. and T. Tanoue (1988). Study of PTO driven powered disk tiller. *Transaction of ASAE*, Volume 31 (5) : 1355 – 1360.

Hook, E. J., Parmar, R. and Ron W. McClendon (1994). An engineering based, economic analysis of tillage options for peanut. Available on ; [www.ag.auburn.edu/aux/nsdl/sctcsa/Proceedings/1994/](http://www.ag.auburn.edu/aux/nsdl/sctcsa/Proceedings/1994/Hook.pdf) Hook. pdf.

Herrera, A.E. (2000). Managing soils in pecan orchards. Available on ; http://cahe.nmsu.edu/pubs/_h/h-649.html.

Hendrick, G. J. and W. R. Gill (1971). Rotary tiller design parameters ; Part II – Depth of tillage. *Transaction of the ASAE*. vol xx (xx), 675 – 678.

Khalilina, A. and R.R. Hallman (1997). Energy requirement of conservation tillage tools in coastal plain soil. Available on ; [www.ag.auburn.edu/aux/nsdl/sctcsa/Proceedings/1997/](http://www.ag.auburn.edu/aux/nsdl/sctcsa/Proceedings/1997/Castro.pdf) Castro. pdf.

McKyes, E. (1985). *Soil cutting and tillage*. Elsevier Science Publisher B. V., Netherlands.

McCreery, W.F. and M.L. Nichols (1956). The geometry of disk and soil relationships. *Agricultural Engineering*, 808 – 812.

O'Dogherty, M. J. (1996). The design of octagonal ring dynamometers. *Journal of Agricultural Engineering Research*, volume 63 : 9 – 18.

Reaves, C. A., Gill, W. R. and A. C. Bailey (1981). Influence of width and depth of cut on disc forces. Transactions of ASAE : 572 – 578.

Rucins, A. and A. Vilde (2005) Modelling forces acting on the plough body. Available on ; [www.scs-europe.net / services / ecms. 2005 / pdf / ck20. pdf](http://www.scs-europe.net/services/ecms.2005/pdf/ck20.pdf).

Salokhe, V. M., Islam, M. S. and M. N. Sakalaine (1994)¹. Power spectral analysis of draft and torque fluctuations of a PTO powered disk tiller. Journal of Terramechanics, volume 31 (3) : 163 – 171.

Salokhe, V. M. and Nguyen Ba Quang (1995). Dynamics of powered disk in clay soil. Journal of Terramechanics, volume 32 (5) : 231 – 244.

Shirin, A. K. M., Salokhe, V. M. and M. Hoki (1993). Effects of disc and working parameters on the performance of a disc plough in clay soil. Agricultural mechanization in Asia, Africa and Latin America, volume 24 (4) : 9 – 12.

Sakai, J. (1999). Two – wheel tractor engineering. Shin – norinsha Co., Ltd. Tokyo.

Srivastava, A.K., Goering, C.E. and P.R. Rohrbach (1995). Engineering principles of agricultural machines; ASAE text book number 6. American Society of Agricultural Engineers.

Sommer, M.S., Chen, S.H. and J. F. Bierl (1983). Disk blade performance. Cited Srivastava, A. K., C. E. Goering and R.P. Rohrbach 1995. Engineering principles of agricultural machines. ASAE text book number 6.

RNAM (1983). Test code and procedures for farm machinery. Technical series no. 12.

Young, P. E. (1976). A machine to increase productivity of a tillage operation. Transactions of ASAE : 1055 – 1061.

ภาคผนวก