



การศึกษาสมรรถนะของรถยกขนาด 45 ตัน  
THE STUDY ON CAPABILITY OF  
THE HYDRULIC MOBILE CRANE SIZE 45 TON LOADING



วิทยานิพนธ์สำหรับปริญญาวิศวกรรมบัณฑิต  
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2537

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

034973

ปริญญาบัตรปีการศึกษา 2537

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาสมรรถนะของรถยนต์ขนาด 45 ตัน

ผู้จัดทำ

1. นายโสภณ อรรณวรางกูร
2. นายอมตะ สุนเลิศสงฟ้า
3. นายอาคม สุวัฒน์ทิฎะ



.....อาจารย์ที่ปรึกษา  
(อาจารย์จำลอง ปราบแก้ว)

.....อาจารย์ที่ปรึกษา  
(อาจารย์กรรณชัย กัลยาศิริ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาสมรรถนะของรถยกขนาด 45 ตัน

โสภณ อรรถวรารามกูร

อมตะ สูงเลิศสง่าฟ้า

อาคม สุวัฒน์กวีภูะ

อาจารย์จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ภรณ์ชัย ถัลยาศิริ อาจารย์ที่ปรึกษา

บทคัดย่อ

ปฏิญญาวิพนธ์ฉบับนี้ เป็นการศึกษาสมรรถนะของรถยก ขนาด 45 ตัน โดยทำการศึกษารั้ว ส่วนประกอบทางโครงสร้าง และส่วนประกอบของระบบไฮดรอลิก จากนั้นจึงได้ทำการออกแบบ ในส่วนของระบบอุปกรณ์ต่างๆ ได้แก่คานยกน้ำหนัก , กระบอกสูบปรับระดับ , แท่นหมุนพร้อมแคว้น , ขาหยั่งรับน้ำหนัก , กว้านดึงเชือกสลิง และอุปกรณ์การลากจูง ซึ่งทำให้ได้พบเห็นถึงปัญหาในการจัดสร้าง ในแง่มุมต่างๆและพบว่าขนาดของอุปกรณ์ บางส่วนมีขนาดใหญ่เกินกว่า จะนำไปติดตั้งบนตัวรถสิบล้อที่มีขายในท้องตลาดเมืองไทย

ในรายงานฉบับนี้ได้เขียนโปรแกรมการคำนวณหาขนาดชิ้นส่วนต่างๆและโปรแกรมแสดงสมรรถนะของรถยกขนาด 45 ตันได้ด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THE STUDY ON CAPABILITY OF  
THE HYDRULIC MOBILE CRANE SIZE 45 TON LOADING

Sopon Adthawaranggul

Amata Soongloetsongfa

Arkhom Suwannakita

Mr.Chumlong Prabkeaw advisor

Mr. Kannachai Kallayasiri advisor

Abstract

This thesis presents the study about the capability of the hydraulic mobile crane, size 45 ton loading. This will be studied about structural consistant and hydraulic system consistant. It leads to designment in the component of the equipments such as extended boom system, elevating system, swing system, outrigger system, winch system, pulling tail equipment. The designment gives some problems in several aspects and this found that some of the installed equipments are not suitabel to be used in cranes that work in flexible area.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ

หน้าที่

### บทที่ 1

|  |   |
|--|---|
| 1.1 บทนำ   | 1 |
| 1.2 ลักษณะทั่วไปของรถยกขนาด 45 ตัน ที่ต้องการศึกษา | 2 |
| 1.3 ส่วนประกอบและคุณลักษณะทางวิชาการ               | 2 |

### บทที่ 2

|  |    |
|--|----|
| 2.1 Loads and Forces                       | 4  |
| 2.1.1 Static Load                          | 5  |
| - Lifted Load                              | 6  |
| - ผลกระทบของการกระจาย Load                 | 7  |
| - แรงเสียดทาน (Friction)                   | 7  |
| - Load เนื่องจาก Support ที่ไม่ได้ระดับ    | 9  |
| 2.1.2 Dynamic Loads                        | 10 |
| - การเคลื่อนที่เชิงเส้น (Linear Motion)    | 11 |
| - สมการการเคลื่อนที่ (Equation of motion)  | 13 |
| - การเคลื่อนที่แบบหมุน (Rotational Motion) | 15 |
| - Centrifugal Force                        | 19 |
| - Dynamic Loading at the Hook              | 20 |
| 2.2 ทฤษฎีและหลักการทางไฮดรอลิก             | 22 |
| 2.3 ส่วนประกอบที่เป็นระบบ ไฮดรอลิก ของรถยก | 26 |

### บทที่ 3

|                                       |    |
|---------------------------------------|----|
| การออกแบบและการคำนวณ                  | 28 |
| 3.1 ชิ้นส่วนที่ทำการออกแบบ            | 28 |
| - คัม Boom                            | 28 |
| - Sling                               | 29 |
| - Winch (ถ่วง)                        | 32 |
| - Worm Gear                           | 32 |
| - Motor ที่ใช้ขับ Worm Gear           | 37 |
| - กระจบอก Hydraulic ที่ใช้ยึดคัม Boom | 39 |
| - กระจบอก Hydraulic ที่ใช้ยกคัม Boom  | 40 |

|  | หน้าที่   |
|--|-----------|
| - กระบอกลูกสูบที่ใช้ยกตัวรถ  | 47        |
| - แขนค้ำขาห้อยออกทางด้านข้าง   | 49        |
| - หางลาก   | 49        |
| - Gear หมุนแทน Boom และ Motor หมุนแทน Boom                                   | 51        |
| 3.2 การคำนวณ Rated Load  | 56        |
| - โปรแกรมคำนวณ Rated Load , คำน Boom และกระบอกลูกสูบ Hydraulic ที่ใช้ยก Boom | 57        |
| - โปรแกรมคำนวณขนาดของกระบอกลูกสูบ Hydraulic ยก Boom                          | 65        |
| 3.3 การทำงานของวงจร ไฮดรอลิก ส่วนต่างๆ                                       | 71        |
| - ระบบหมุนแทน Boom (Swing System)  | 71        |
| - ระบบหางลาก (Pulling Tail System)   | 72        |
| - ระบบยืค Boom (Extend Boom System)  | 72        |
| - ระบบยก Boom (Elevating System)   | 73        |
| - ระบบของขาห้อย (Outrigger System)   | 74        |
| - ระบบของก้าน (Winch System)   | 75        |
| 3.4 การคำนวณหา Flow rate ของระบบต่างๆ  | 76        |
| - กระบอกลูกสูบยก Boom (Lifting Cylinder)                                     | 76        |
| - กระบอกลูกสูบยืค Boom (Extend Boom Cylinder)                                | 77        |
| - กระบอกลูกสูบของขาห้อย (Jack and Extension cylinder)                        | 78        |
| 3.5 รูปวงจรไฮดรอลิกของระบบต่างๆ  | 82        |
| 3.6 รายการอุปกรณ์ต่างๆของแต่ละระบบ   |           |
| - ระบบยืค Boom (Extend boom system)  | 88        |
| - ระบบยก Boom (Elevating System )  | 89        |
| - ระบบหมุน Boom (Swing System)   | 90        |
| - ระบบก้าน (Winch System)  | 91        |
| - ระบบหางลาก (Pulling Tail System)   | 91        |
| - ระบบขาห้อย   | 93        |
| <b>บทที่ 4 สรุปผลการศึกษาและการออกแบบ</b>                                    | <b>95</b> |

#### ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

## 1.1 บทนำ

สำหรับประเทศที่กำลังพัฒนาทางด้านเศรษฐกิจ อุตสาหกรรมเป็นสิ่งที่ต้องได้รับการส่งเสริมโดยมีการควบคุมอย่างใกล้ชิด เพื่อมิให้เกิดปัญหากระทบทางด้านต่าง ๆ อย่างไรก็ตามการพัฒนาทางด้านอุตสาหกรรมนั้นมีหลาย ๆ ด้าน ทั้งการสร้างสาธารณูปโภค (infrastructure) , การผลิต , การสร้างอาคาร , การขนส่ง , การส่งถ่ายสินค้า ฯลฯ ซึ่งกิจกรรมทั้งหมดนี้ล้วนแล้วแต่ต้องการ การเคลื่อนย้าย ที่มีประสิทธิภาพ และมีความปลอดภัย

เครื่องจักรกลที่ใช้ในการเคลื่อนย้ายอันได้แก่ tower crane , terrain , derrick เป็นต้น สำหรับรถยกไฮดรอลิกนั้น เป็นเครื่องจักรที่ถูกใช้งานในกิจกรรมต่าง ๆ มากมาย โดยเฉพาะอย่างยิ่งในสถานที่ก่อสร้างต่าง ๆ , สถานที่ ที่มีการขนถ่ายสินค้าเช่น ท่าเรือ โรงงาน หรือแม้กระทั่งการช่วยบรรเทาการจลาจลบนถนน ที่เกิดจากอุบัติเหตุของรถยนต์ขนาดใหญ่

Mobile Crane หรือ รถยกไฮดรอลิกนั้น มีมากมายหลายขนาดซึ่งในประเทศไทยส่วนใหญ่ จะเป็นรถยกขนาดเล็ก แต่ทั้งนี้ในปัจจุบัน รถยกขนาดใหญ่มีความต้องการใช้งานมากขึ้น ดังนั้นเราจึงจำเป็นต้องทำการศึกษาเรียนรู้เพื่อประโยชน์ในการวิจัยและพัฒนาต่อไป

รถยกขนาด 45 ตันจะเป็นรถยกขนาดกลาง การศึกษาสมรรถนะของรถยกความจุขนาดนี้ เราได้ใช้รถยกขนาด 8 ตัน และ 20 ตันมาเป็นแบบอ้างอิง โดยขนาดของอุปกรณ์ที่คำนวณและออกแบบมีขนาดใหญ่ขึ้น และได้ดัดแปลงให้เหมาะสมกับการยก load ขนาด 45 ตัน

การศึกษาสมรรถนะของรถยกไฮดรอลิกขนาด 45 ตันนี้ เราจะแบ่งเป็นระบบต่าง ๆ ได้แก่

1. EXTENDED BOOM SYSTEM
2. ELEVATING SYSTEM
3. OUTRIGGER SYSTEM
4. SWING SYSTEM
5. WINCH SYSTEM
6. PULLING TAIL SYSTEM

ซึ่งอุปกรณ์โครงสร้าง แบ่งเป็นด้าน การออกแบบเครื่องจักรกล (MECHANICAL DESIGN) และ ด้าน HYDRAULIC โดย การคำนวณ และ การออกแบบ เราได้ใช้การประยุกต์ ทฤษฎีพื้นฐาน และ การลองผิดลองถูก (TRIAL - AND - ERROR) เข้ามาช่วย ทั้งนี้เนื่องจากความเหมาะสมของลักษณะการใช้งานของตัวรถเองด้วย

ในเนื้อหาของปริญญานิพนธ์ฉบับนี้จะประกอบด้วย ทฤษฎีและหลักการพื้นฐาน การออกแบบ และการคำนวณอุปกรณ์สำคัญต่าง ๆ ดังจะได้พบในเนื้อหาต่อไป  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.2 ลักษณะทั่วไปของรถยกขนาด 45 ตันที่ต้องการศึกษา

1. เป็นรถยกพร้อมลากจูง สามารถยกลากรถที่มีขนาดบรรทุกรวมได้ไม่เกิน 45 ตัน
2. การทำงานของอุปกรณ์ยกลาก ทำงานด้วยไฮดรอลิก

## 1.3 ส่วนประกอบและคุณลักษณะทางวิชาการ

### 1. ตัวรถ

#### 1.1 เครื่องยนต์

- 1) ประเภท ดีเซล
- 2) จำนวนกระบอกสูบ ไม่น้อยกว่า 6 สูบ
- 3) ระบบการทำงาน 4 จังหวะ
- 4) ระบบระบายความร้อน ด้วยน้ำ
- 5) กำลังเครื่องยนต์ ไม่น้อยกว่า 230 แรงม้า

#### 1.2 ระบบเกียร์

#### 1.3 การขับเคลื่อน

ระบบ 6 X 4

#### 1.4 ระบบบังคับเลี้ยว

พวงมาลัยบังคับทางขวา

POWER STEERING

#### 1.5 ตัวรถ น้ำหนักรวมอัตราบรรทุก ไม่น้อยกว่า 24,000 กิโลกรัม

### 2. ป้อมเครน

#### 2.1 ป้อมเครนติดตั้งบนตัวรถ

#### 2.2 ป้อมเครนต้องสามารถหมุนซ้ายและขวาได้ไม่น้อยกว่า 240 องศา

#### 2.3 ตัวเครนสามารถทำมุมยกได้ไม่น้อยกว่า 45 องศา

### 3. คานยก

#### 3.1 คานยกสามารถยืดหดและยกขึ้น-ลงได้ ด้วยกำลังไฮดรอลิก

#### 3.2 จำนวนท่อนคานยก ต้องมีไม่น้อยกว่า 2 ท่อน

#### 3.3 คานยก เมื่อหดสุดในแนวท่ายรถ ยกน้ำหนักได้ไม่น้อยกว่า 45 ตัน โดยไร้ขาหยั่ง

#### 3.4 คานยก เมื่อยืดสุดในแนวท่ายรถ ยกน้ำหนักได้ไม่น้อยกว่า 15 ตัน โดยไร้ขาหยั่ง

### 4. เครื่องยกลากจูง

#### 4.1 สามารถยกและกว้าน ทางค้ำซ้าย ขวา หรือท่ายรถได้

#### 4.2 วินช์ มีไม่น้อยกว่า 2 ตัว ลวดสลิงของวินช์มีความยาวไม่น้อยกว่า 50

ไม่ต่ำกว่า 1 เมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

4.3 ขายังมีไม่น้อยกว่า 2 คู่

5. ชุดอุปกรณ์ หางลาก

5.1 ทำด้วยโลหะแข็งแรง ทนทาน ติดตั้งอยู่ด้านท้ายรถ

5.2 ทำงานด้วยกำลังไฮดรอลิก มีระบบบังคับการทำงาน แยกเป็นอิสระ  
จาก ชุดป้อนเครน

5.3 อุปกรณ์ประกอบในการยกลากของหางลากสามารถถอดประกอบได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

### ทฤษฎีและหลักการ

#### 2.1 Loads and Forces

ในเวลาทำงาน ทั้งเครนและเกริก(cranes and derricks) จะมีแรงมากระทำ ทั้งที่เป็นแรงคงที่ (steady-state) และแรงที่แปรผันตามเวลา (time-varying) แรงทั้งหลายเกิดขึ้นมาจากสภาพแวดล้อมของการทำงาน, งานที่กำลังทำ, และความเฉื่อยของมวลในการเคลื่อนที่, รวมทั้งน้ำหนักของ load และของส่วนประกอบของเครน

สภาพแวดล้อมในการทำงานที่มีผลต่อแสงได้แก่ ลม, หิมะ, น้ำแข็ง, ความหนาวเย็น, และความร้อนที่เกิดจากผลกระทบจากแผ่นดินไหว แรงที่เกิดจาสภาวะที่ไม่ได้ระดับหรือไม่เป็นแนวตรงในการติดตั้ง, ทางหรือรางที่ไม่ได้มาตรฐาน, หรือพื้นผิวของการติดตั้ง และการเพิ่มขึ้นของแรงเสียดทานซึ่งเกิดจากฝุ่น, โคลน, ทราช หรืออนุภาคอื่น ๆ ที่เข้าไปอยู่บนผิวของการเคลื่อนที่ ที่อยู่ในกรณีนี้ด้วยเช่นกัน

ขณะกำลังทำงานมีแรงที่เกิดขึ้นเนื่องจากการยก load, และมีการกระจายของแรงที่เกิดจากการหมุนเครน(swing), การเคลื่อนที่ไปตามรางวิ่ง(Trolleying), การต้านลม(luffing), หรือการเคลื่อนที่อื่นๆ แรงเสียดทานปกติก็สามารถจัดอยู่ในกรณีนี้ด้วย

ในที่สุดท้าย ได้แก่แรงซึ่งเป็นผลมาจากการเอาชนะความเฉื่อยของ load และความเฉื่อยของมวลส่วนประกอบที่เกิดขึ้นในงานที่มีการเคลื่อนที่แบบเร่งและหน่วงความเร็ว (acceleration and deceleration processes) การเคลื่อนที่ ส่วนมากทำให้เกิดการแกว่งแบบลูกตุ้มหรือเคลื่อนเป็นวงกลม (pendulum or centrifugal action) ซึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงรัศมีของ load และหรือ แรงค้ำข้างเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย

สำหรับสภาวะหรือเงื่อนไขใด ๆ ที่กำหนดมาที่มีความเป็นไปได้ที่จะคำนวณแรงต่าง ๆ และผลกระทบบางส่วนประกอบของเครื่องเครนโดยมีความถูกต้องพอสมควร แต่ยากที่จะกำหนดสภาวะหรือเงื่อนไขการทำงานให้อุบัติต้องแม่นยำ แรงส่วนใหญ่มักจะเป็นแบบแปรผันตามเวลาในขนาดและทิศทาง

#### Design Loading Concepts

โดยทั่ว ๆ ไปมี 2 concept ได้แก่

1.แบบ deterministic concept

2.แบบ nondeterministic หรือ probabilistic concept

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับ เป็นที่นิยมใช้กันมากกว่า เป็น concept ที่รองรับวิธีทางวิศวกรรมเกือบทั้งหมดในรูปแบบของข้อกำหนดต่าง ๆ การนำวิธีนี้ไปใช้ ผู้ออกแบบต้องตัดสินใจเกี่ยวกับวิธีการ load ใช้

และระดับการรับ load ซึ่งจะนำมาใช้ควบคุมการออกแบบ ดังนั้นจึงต้องใช้ทั้งตรรกะ(logic) และ ประสบการณ์

วิธี deterministic นี้ใช้เมื่อเรารู้การรับ load หรือถูกกำหนดมาหรือสามารถอนุมานได้ อย่างคร่าว ๆ โดยใช้ตรรกะตัวอย่างเช่น เราจะไม่คิดค่า load ที่ถูกรวมกับ load เนื่องจากลมพายุที่ เกินขีดจำกัดการทำงานพร้อมกัน และค่าสูงสุดที่ถูกยกและลมที่อยู่ในขีดความสามารถการทำงาน จะไม่ถูกคิดพร้อมกับค่าเดิมของแรง dynamic แรง dynamic เป็นแรงที่เกิดในช่วงสั้นมาก ๆ และ สามารถทำให้เกิดความเสียหาย เช่น เกิดการเอียงหรือการพังทลายของโครงสร้างอย่างใดอย่าง หนึ่ง ยิ่งไปกว่านั้นความเป็นไปได้ที่แรง dynamic ทั้งหมดจะมีค่าสูงสุดในเวลาเดียวกันและพร้อม กันกับค่าสูงสุดของลมและ load ที่ถูกยก (lifted load) มีน้อยมากจนไม่ต้องคิดในกรณีนี้ได้

ในทางปฏิบัติเมื่อ load มีความซับซ้อน การคำนวณในการออกแบบอาจใช้การประมาณ จากการทดลองจุดมุ่งหมายก็คือต้องการจะทำให้เกิดการประมาณค่า load ที่เหมาะสมในการทำงาน จริง

วิธี probabilistic วิธีนี้ต้องใช้การจัดการที่มีพื้นฐานอยู่บนหลักการทางสถิติ ของการรวม กันของค่าความเป็นไปได้ ของแรงที่กระทำร่วมกันในช่วงระยะเวลาหนึ่ง กับขนาดของแรงที่ เปลี่ยนไปตามเวลา จุดมุ่งหมายของวิธีนี้ก็คือการออกแบบที่คำนวณค่าความเป็นไปได้ของความ เสี่ยงซึ่งจะต้องไม่เกินระดับที่ยอมรับได้

load ที่มีผลกระทบต่อเครื่องบินแบ่งออกเป็น 3 ชนิดได้แก่

1.regular เป็นผลจากแรงโน้มถ่วงของโลก และจากความเร่งและความหน่วงที่เกิดจาก การขับเคลื่อนและ การเบรคของเครื่องบิน (drives and brakes) load ชนิดนี้เกิดขึ้นบ่อยครั้งระหว่างการ ปฏิบัติงาน ค่าสูงสุดของ load ชนิดนี้ปกติจะไม่เกิดขึ้นพร้อม ๆ กัน

2.occasional ได้แก่ load ที่มีผลต่อเครื่องบินแต่เกิดขึ้นน้อยกว่า ลมที่อยู่ในขีดความสามารถ การทำงาน (in-service wind), หิมะ, น้ำแข็ง, อุณหภูมิ, การเอียง, เป็นสาเหตุของการเกิด load ประเภทนี้ แม้ว่า in-service wind จะเกิดขึ้นเสมอ แต่น้อยครั้งที่จะมีค่าความเร็วสูงพอที่จะนำมาคิด คำนวณ

3.exceptional เป็น load ที่เกิดขึ้นน้อยครั้งมาก ส่วนใหญ่เกิดจากลมที่เกินขีดความสามารถ ในการปฏิบัติงาน (out-of-service wind), การงอ, การเอียง, การทดสอบ และแผ่นดินไหว

ในแต่ละประเภทของ load ทั้งสามนี้ มีทั้งเป็นแบบ static และ dynamic

2.1.1 static loads

static load ในเครื่องบินและเครื่องบินขณะปฏิบัติงานเกิดขึ้นที่สภาวะหยุดนิ่ง แต่เกิดขึ้นภายใต้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า สภาวะ load แบบ dynamic ได้ load เหล่านี้ได้มาจาก lifted load (load ที่ถูกยก) จาก dead weight ไม่สามารถแก้ไขได้ หากมีข้อผิดพลาดประการใดขออภัยเป็นอย่างสูง

ของเครื่องเครน (น้ำหนักที่ไม่ได้เคลื่อนที่) และจากหิมะน้ำแข็งหรือสารอื่น ๆ ที่สะสมอยู่บนชิ้นส่วนอุปกรณ์

เมื่อเครนหรือเคอริกเคลื่อนที่และเปลี่ยนแปลงความสูง การกระจายตัวของ static load จะเปลี่ยนแปลงไปด้วย ซึ่งมีผลต่อ support และส่วนประกอบอื่น ๆ ผลกระทบแบบ dynamic มีบทบาทสำคัญระหว่างการเร่งและการหน่วง และจะกลายเป็นส่วนสำคัญแทนผลกระทบทาง static เมื่อเปรียบเทียบกัน ผลกระทบทาง dynamic มักจะไม่มีส่วนสำคัญในการออกแบบติดตั้ง mobile-crane(เครนที่เคลื่อนที่ได้) แต่จะเห็นได้ชัดใน support ของ high-speed crane (เครนที่มีความเร็วในการชักลากและการหมุนตัวสูง) และของ tower crane (เครนหอคอย) บางชนิด

การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิก็มีผลทำให้เกิด static load ด้วย ชิ้นส่วนหรือส่วนประกอบที่ถูกผืนโดยชิ้นส่วนอื่น ๆ ที่ทำมาจากเนื้อวัสดุต่างกันก็จะเกิด load ขึ้นเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงเพราะค่าสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวไม่เท่ากัน

สำหรับเครนหลายชนิด load จากลมมีความสำคัญมาก เนื่องจากต้องพิจารณาทั้งส่วนของ static และ dynamic

Static load แบ่งออกเป็น

lifted loads

คำจำกัดความของ lifted load ได้มาจากบริษัทผู้ผลิต ซึ่งจะไม่เหมือนกันทุกชนิดอุปกรณ์ สำหรับ mobile-crane จะรวม hook block (บล็อกที่บรรจุตะขอรับ load) และ overhaul weight (น้ำหนักที่ใช้ในการถ่วง sling ให้ไหลลงมาได้เมื่อไม่มี load) รวมทั้ง live load (น้ำหนักวัตถุที่ต้องการยก) และอุปกรณ์ทั้งหมดที่ช่วยในการติดและยก load สำหรับ hammerhead tower crane และเครนความจุสูงบางชนิด hook block และ overhaul weight ถูกคิดเป็น dead weight ไม่ได้เป็นส่วนหนึ่งของ load rating chart หรือเอกสารสำหรับเครื่องมือของบริษัทผู้ผลิตจะบอกว่าส่วนไหนที่จะถูกนำไปคิดเป็น load

เมื่อมีการหมุนของเครน แรงในแนวเส้นรอบวง(Centrifugal force) จะทำให้แนวของ load เคลื่อนออกจากแนวตั้งไป และรัศมีของ load เพิ่มขึ้น เช่นเดียวกัน ความเฉื่อยจะทำให้ load อยู่ตามหลัง จากผลที่เกิดขึ้นทั้งสองจะทำให้เกิดแรงในแนวนอน(horizontal forces) ซึ่งกระทำที่ sheave(อุปกรณ์ที่ใช้ในการเปลี่ยนทิศทางของ sling) ของ block ตัวบน และตัว load เอง ขนาดและทิศทางของแรงเป็นไปในทางที่ทำให้โมเมนต์สมดุล แม้ว่าแรงเหล่านี้เกิดขึ้นพร้อมกับการเคลื่อนที่ แต่ขนาดของมันจะคงที่ภายใต้ความเร็วคงที่ ดังนั้นจึงสามารถจัดเป็นแบบ static load ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### Effects of load Distribution (ผลกระทบของการกระจาย load)

เมื่อโครงสร้างส่วนบนของเครื่องเครนหมุนตัวไป support (อุปกรณ์ที่รับน้ำหนักและสัมผัสกับพื้นติดตั้งของเครื่องเครน) จะมีการกระจายตัวของแรงใหม่อีกครั้ง (redistribution) สำหรับเครื่องเครนที่มีฐานอยู่กับที่ แรงปฏิกิริยา (reaction) ที่ support จะเปลี่ยนไปเมื่อให้เกิดความสอคล้องกัน (tie-down) แรงปฏิกิริยาเหล่านี้สามารถหาได้โดยใช้กฎทาง static

เครื่องเครนที่มี support เป็นล้อ ราง (track) หรือขาห้อย (outrigger floats) จะมีแรงไม่สอคล้องกัน ผลก็คือที่จุด support ไม่สามารถสร้างแรงปฏิกิริยา ยก (uplift reaction) ให้เหมาะสมได้ แรงปฏิกิริยาที่จุดหนึ่งจะกลายเป็นศูนย์ แรงยกของส่วนนี้ก็จะกระจายไปเพิ่มให้กับจุด support อื่น ๆ ที่เหลือ

การที่ load มีค่าเป็นศูนย์ที่จุด support จุดหนึ่ง เช่นที่ขาห้อยของ mobile truck crane ไม่ได้เป็นสัญญาณสำคัญที่บอกว่าเป็นสภาวะวิกฤตหรือไม่ปลอดภัย mobile อาจจะมีขาห้อยที่ไม่ได้มีสาเหตุมาจากการบิดตัวของเฟรมรถส่วนหนึ่ง (carrier-frame twisting deformation) และอีกส่วนหนึ่งมาจากผลของการเบี่ยงของขาห้อย (outrigger beam deflection) การยกน้ำหนักเกินภายใต้สภาวะที่อยู่ในความสามารถอาจทำให้เกิดการเพิ่มของรัศมีที่ขาดการควบคุมและไม่ได้ตั้งใจและนำไปสู่การเสียหายของโครงสร้างได้

เมื่อขาห้อยขาที่สองลอยค้ำแล้ว น้ำหนัก load ที่บรรทุกเกินมานั้นจะทำให้เครื่องเครนพลิกคว่ำได้

สำหรับเครื่องเครนที่มีล้อขับเคลื่อนบนราง ต้องพิจารณาเป็นอีกกรณีหนึ่งเมื่อ load ที่ support เป็นศูนย์ ถ้าล้อไม่ได้รับน้ำหนักแล้ว จะเปิดโอกาสให้แรงในแนวนอนที่เกิดจากการสั่นหรือจากการปฏิบัติงานทำให้ล้อนั้นตกลงได้ ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ขณะปฏิบัติงาน จะต้องไม่ให้ลอยจากรางได้ ต้องมีแรงปฏิกิริยาตลอดเวลา

### Friction

แรงเสียดทานเป็นองค์ประกอบสำคัญในการคำนวณ load ที่ winch และ overhaul weight คุณลักษณะของแรงเสียดทานที่ไม่ควรมองข้ามคือ การลดลงของความต้านทานของแรงเสียดทานจากสภาวะหยุดนิ่งไปสู่สภาวะเคลื่อนที่ ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสัมผัสของวัตถุขณะหยุดนิ่งมีค่าสูงกว่าขณะเริ่มเคลื่อนที่ในกรณีที่เป็นวัตถุเดียวกัน

mobile crane ที่ปฏิบัติงานบนล้อ ราง หรือขาห้อย จะต้องไม่ติดกับพื้น ในระหว่างการปฏิบัติงานที่หมุนตัวไปมา การเร่งและการหน่วงจะทำให้เกิดแรง dynamic ในแนวนอนที่มีขนาดเล็กขึ้นที่ support แรงเหล่านี้จะถูกส่งผ่านไปยังผิวของ support ในรูปแรงเสียดทาน ซึ่งจะ

ไม่อาจรวมได้ ๆ ทั้งสิ้น ยกทั้งห้ามมิให้คิดแบ่ลงเอนหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีนำไปใช้

ป้องกันการเคลื่อนที่ไปด้านข้างของเครน ด้วยเหตุนี้ผู้ทำงานเกี่ยวกับเครนจะหลีกเลี่ยงผิวสัมผัสที่เป็นแบบโลหะต่อโลหะที่รางหรือขาหยัง โดยจะใส่ไม้เข้าไประหว่างผิวโลหะทั้งสองนั้นเพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์ของแรงเสียดทาน

### Extension of outriggers

เท้าข้างต้องยึดออกสุด มิฉะนั้นอัตราการบรรทุกต่าง ๆ ที่กำหนดไว้จะใช้ไม่ได้ สูตรความสัมพันธ์ของการเสถียรคือ

$$W_m d_m = W_b d_b + W_d$$

สังเกตได้ว่า  $W_m$  คือ น้ำหนักรวมของโครงสร้างส่วนบนและตัวรถ

$$\text{สมมติว่า } W_m = 319,000 \text{ lb (144.7t)} \quad d_m = 18.95 \text{ ft (5.78 m)}$$

$$W_b = 45,200 \text{ lb (20.5 t)} \quad d_b = 115.5 \text{ ft (35.2m)}$$

จะได้ tipping load เป็น

$$W = [W_m d_m - W_b d_b] / d = 3300 \text{ lb (1500 kg)}$$

ถ้า outrigger สั้นกว่าระยะยึดสุดประมาณ 1 ฟุต (300 mm) หรือ 92% ของการยึดสุดสำหรับเครนแบบเฉพาะที่มีข้อมูลแสดงค่า  $d_m$  จะลดลง ส่วน  $d_b$  และ  $d$  เพิ่มขึ้น หลังจากแทนค่าลงไปก็จะได้  $w$  เป็น 1850 lb (840 kg) หรือ 56% ของ tipping load ที่ควรจะได้รับได้ และหาก outrigger สั้นกว่าระยะยึดสุดเพียง 3 นิ้ว (76 mm) ค่า tipping load ยังลดลงถึง 11% ที่แสดงให้เห็นอย่างชัดเจนว่า crane จะต้องเคลื่อนเครื่องเมื่อยึด outrigger ออกสุดแล้วเท่านั้น และยังแสดงถึงความสำคัญของตำแหน่งจุดศูนย์กลางที่แท้จริงในการคำนวณค่าความเสถียรภาพ

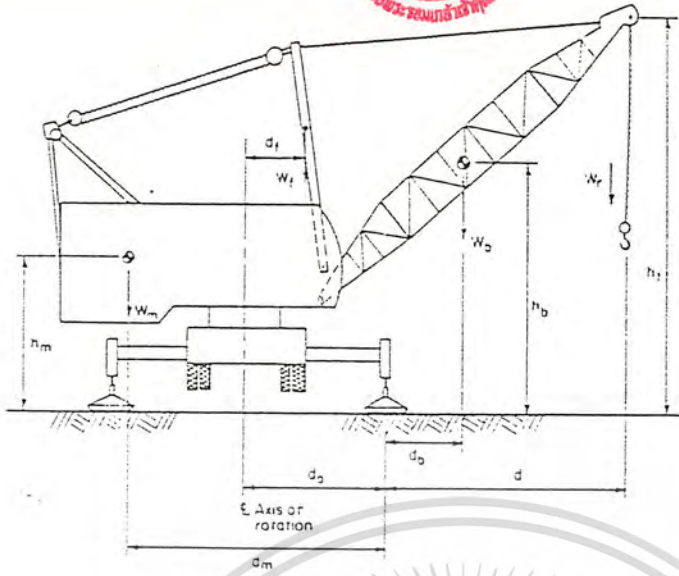
การยึด outrigger ออกสุดมักจะเป็นปัญหาสำหรับการทำงานของศูนย์ควบคุมการดำเนินงานและผู้ควบคุมเครื่องเอง ในการก่อสร้างในเขตชุมชนและใน site ซ่อมแซมถนนทั้ง 2 สถานการณ์นั้น เราจะต้องที่ว่างพอให้เครนก่อนข้างจำกัด เพราะจ้องใช้พื้นที่ในการเปิดผิวจราจร ซึ่งทำให้แขน outrigger ในด้านของการจราจรไม่สามารถยึดได้ทั้งหมด

มีการสูญเสียกำลังในการยกเมื่ออยู่ในทางตรงข้ามกับ outrigger ที่ไม่ได้ยึดเพราะจะทำให้ตัวรถลอย ถ้าผู้ควบคุมเครื่องใช้ "Om Outrigger" แล้วค่าความเสถียรจะลดลงอย่างมาก ถ้าใช้ "Om rubber" แล้วเครนก็จะไม่สามารถใช้ได้ตามงานที่ต้องการ

สมการการสมดุลที่จริงแล้วจะยุ่งยากมากกว่าที่ได้ให้ไว้ เพราะกับ crane ที่มีเสากระโดงซึ่งไม่เพียงแต่ต้องคิคน้ำหนักของเสาเท่านั้น ยังต้องคิคน้ำหนักของเชือกที่แขวนจากยอดมุม จาก

รูป (2-1) เราสามารถเขียนสมการได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป (2-1) ภาพของรถเครนขณะปฏิบัติงาน

$$M_r = W_m d_m - W_f (d_o - d_f) \quad (a)$$

ให้  $d_o - d_f >= 0$ ; อีกประการหนึ่ง  $M_r$  ยังคงเป็น  $W_m d_m$  ค่าโมเมนต์ของการหมุน  $M_o$  ตอนนี้จะรวมน้ำหนักของเรือก  $W_r$  จะได้

$$M_o = W_b d_b + w_r d - w_f (d_f - d_o) + W_d \quad (b)$$

แต่ถ้า  $d_f - d_o <= 0$  จากสมการ a และ b เพื่อหา tipping load จะได้

$$W = \frac{W_m d_m + W_f (d_o - d_f) - W_b d_b - W_r d}{d} \quad (2-1)$$

### Out-of-Level Supports (support ที่ไม่ได้ระดับ)

สำหรับอุปกรณ์ที่มีการเคลื่อนที่ ข้อกำหนดปกติอนุญาตให้ค่าของการอยู่นอกระดับสูงสุดเท่ากับ 1% การติดตั้งที่ไม่ได้ระดับทำให้แรงหมุนหรือแรงเหวี่ยงเพิ่มขึ้น เห็นได้ชัดจนกับเครื่องที่มีค่า CG (center of gravity) สูง ความแตกต่างของระดับของ support เพียงเล็กน้อยก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงตำแหน่งในแนวนอนของ CG มากซึ่งก็จะไปเปลี่ยนแรงปฏิกิริยาที่ support และ load ของชิ้นส่วนประกอบและไปลดความต้านทานการพลิกคว่ำ

### Effect of our of level operation

เมื่อเครื่องถูกวางไว้ไม่ได้ระดับและมุมทำงานอยู่ในด้านที่ต่ำกว่า ค่าโมเมนต์ที่ได้ก็จะน้อยกว่าค่าที่ design ไว้ เพราะการเอียงของเครื่องทำให้จุด CG เข้ามาใกล้จุด tipping line เมื่อเอียงมากขึ้นเป็นเอียงหลัง มันไวสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนูญาติเห็นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าพิจารณาอย่างถี่ถ้วนแล้วจะเห็นว่าระยะรัศมีทำงาน (Operating radius) และตำแหน่งของบูมจะไม่มีความเหมาะสม ออกห่างห้ามมิเด็ดขาดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงลงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มาไปใช้ถูกระทบกระเทือน

สำหรับเครื่องที่มีจุด CG สูง  $h_m$  และระยะในแนวนอนจาก tipping line  $d_m$  (รูป 2-1) ระยะรัศมีของ CG จาก tipping line  $r$  จะเป็น

$$r = (h_m^2 + d_m^2)^{1/2}$$

และมุม  $\phi$  ซึ่งเป็นมุมที่ radius line กระทบกับแนวดิ่ง

$$\phi = \tan^{-1} d_m/h_m$$

ถ้า crane ทำมุม  $\alpha$  กับแนวนอน (Horizontal) มุมของ radius line ทำกับ CG จะเป็น  $\phi - \alpha$  กับแนวดิ่ง และระยะจาก CG ถึง tipping line ก็จะลดลงเป็น

$$d'_m = r \sin(\phi - \alpha)$$

เราสามารถเขียนเป็นสมการ(2-1) ใหม่ได้ดังนี้

$$W = W_m \sin(\phi - \alpha) - w_b d_b - m_r d \quad (2-2)$$

เราจะยกตัวอย่างให้เป็นผลกระทบของการที่ขาหยังยึดตัวออกไม่สุด

$$W_m = 319,000 \text{ lb}(144.7)$$

$$W_b = 45200 \text{ lb}(20.5t)$$

$$w_r = 500 \text{ lb}(227. \text{kg})$$

$$d_m = 18.95 \text{ ft}(5.78 \text{ m})$$

$$d_b = 11.5 \text{ ft}(35.2 \text{ m})$$

$$d = 250 \text{ ft}(76.2 \text{ m})$$

$$\text{และความสูงของ CG } h_m = 6.1 \text{ ft}(1.86 \text{ m})$$

จากข้างบนนี้เราได้ค่า  $r$  และ  $\phi$  เป็น 19.91 ft (6.07m) และ 72.16 ตามลำดับ และที่  $\alpha = 0^\circ$  เราจะได้ tipping load เป็น 2800 lb(1270kg) แต่ถ้า  $\alpha = 2.86^\circ$  ค่า  $W$  ก็จะเป็น 2380lb (1080 kg) ซึ่งสูญเสียประสิทธิภาพไป 15%

### 2.1.2 Dynamic Loads

Dynamic Loads มีส่วนสำคัญในระบบที่มวลมีการเปลี่ยนแปลงการเคลื่อนที่ โดยสามารถอธิบายได้ด้วยกฎข้อที่ 2 ของนิวตัน  $F = ma$  dynamic loads มักจะมีขนาดเปลี่ยนแปลงไปตามเวลา หรือตำแหน่งหรือทั้งสองอย่าง

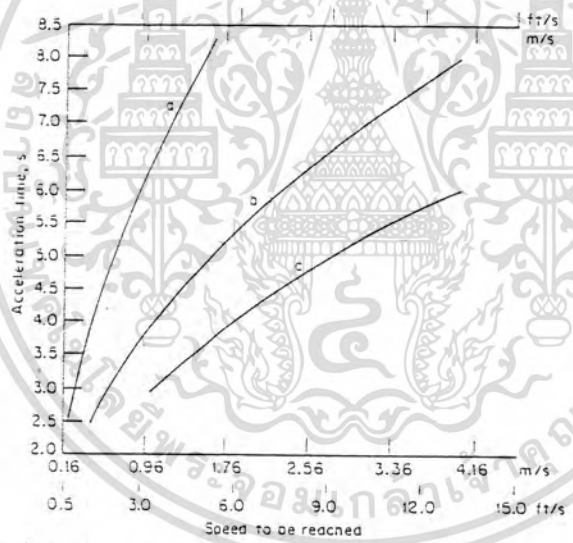
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเคลื่อนที่ของเครนและเคอริกทุกชนิดจะทำให้เกิดแรง dynamic ขึ้นตั้งแต่เริ่มจนหยุด การเคลื่อนที่ซึ่งจะรวมถึงการแขวน การชักลาก การเคลื่อนไปตามราง การต้านลม การเอียง การเคลื่อนที่อื่น ๆ รวมทั้งการเคลื่อนที่ของ counterweight (น้ำหนักที่ใช้ถ่วงป้องกันการพลิกคว่ำ) ด้วย

Dynamic Loads แบ่งออกเป็น

Linear Motion

แรงที่ต้องการใช้เร่งหรือหน่วงมวลในการเคลื่อนที่เชิงเส้นสามารถหาได้โดยใช้กฎของนิวตัน ถ้าเรารับอัตราเร่ง ในหลายเหตุการณ์ระบบขับเคลื่อน และระบบเบรกมีความสามารถมากกว่าที่ต้องการและผู้ปฏิบัติงานก็ไม่ค่อยได้ใช้มันเต็มที่นั่นก็ความสามารถส่วนที่มากกว่าที่ต้องการนั้นใช้เมื่อมีลมและผลกระทบอื่น ๆ ที่ไม่ได้เกิดขึ้นตลอดเวลา อัตราความเร่งที่เหมาะสมในการออกแบบเป็นส่วนที่ต้องพิจารณาตัดสินใจ แต่ FEM (Federation Europeene de la Manutention) ได้เสนอข้อแนะนำสำหรับอุปกรณ์ยกความสูงไว้ให้ดังรูป (2-2)



รูป (2-2) Nominal acceleration times suggested by the FEM for heavy lift equipment. Curve a: low and moderate speed with long travel. Curve b: moderate and high speed (normal applications). Curve c: high speed with high accelerations.

ในระบบการยกทั่ว ๆ ไป จะมีสภาพที่สามารถสร้าง dynamic load ที่สำคัญได้ 3 แบบ

1. การยก load ขึ้นจากสภาพหยุดนิ่งในทันทีทันใด
2. การหยุด load ขณะที่กำลังลดระดับลงมาอย่างทันทีทันใด

เอกสารนี้เป็นเอกสารปล่อย load หน้าที่การใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ load ถูกลดระดับลงอย่างอิสระ (free fall) ความเร่งจะเป็นความสัมพันธ์กับความเสียดทานที่ sheave และความเฉื่อยของ winch drum เราจะพิจารณาเฉพาะแรงโน้มถ่วงของโลก และแรงเสียดทานความเร่งลัพธ์คือ

$$a = gM_a/r \quad (2-3)$$

โดยที่  $g$  = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก

$M_a$  = nominal mechanical advantage ของระบบ

$r$  = lowering factor

และ ความเร็วสุดท้ายหาได้จาก

$$v = (2ah)^{1/2} \quad (2-4)$$

ซึ่ง  $h$  = ความสูงที่ตกลงมา

เมื่อระบบเบรกทำงานเต็มที่ยังที่ทันใด จะให้เกิดความหน่วงเกิดขึ้นทันทีทันใดด้วย load จะไม่หยุดในทันทีทันใด เพราะ sling จะยืดออกคล้ายสปริง เกิดการเคลื่อนที่เพิ่มขึ้นมา

ให้พลังงานศักย์ของ load คือ  $w$  และระยะยืดของ sling ทาง dynamic เท่ากับ 4 ถ้า  $F$  คือ แรงรวมสุดท้ายใน sling จะได้

$$Wv^2/2g - w\Delta = F\Delta/2 \quad (2-5)$$

แต่ spring rate ของ sling =  $k = F/\Delta$  แทนค่าและจัดรูปใหม่ได้

$$F^2 - 2WF - Wkv^2/g = 0$$

$$F = W + (w^2 + wkv^2/g)^{1/2}$$

$$F/W = 1 + (1 + kv^2/Wg)^{1/2} \quad (2-6)$$

สมการ (2-6) แสดงให้เห็นว่าถ้าความเร็วเริ่มต้นเป็น 0 แรงที่กระทำต่อ sling จะเป็น 2 เท่าของน้ำหนักของ load (หมายความว่าเอาน้ำหนักไปแขวนแล้วปล่อยลงมาทันที) โดยทั่วไปในทาง ทฤษฎี ความเร็วเริ่มต้นจะไม่เท่ากับ 0 ทำให้ load เนื่องจาก dynamic เพิ่มมากกว่า 2 เท่า แต่ในความเป็นจริง winch drum และ ความเฉื่อยของ sheave จะช่วยให้ความเร่งน้อยกว่าสมการ(2-3) และในความเป็นจริง ในการหยุดด้วยเบรกคอคโคเมติก หรือเบรกโดยคนบังคับก็จะไม่ทำให้ load หยุดในทันทีทันใด

โดยทั่วไปแล้ว dampification effect จะอยู่ระหว่าง 1 และ 2

แม้ว่าคำว่า impact ใช้ในการชนระหว่างวัตถุ 2 ชิ้น มันได้ถูกใช้อธิบายการเพิ่มของ load

เนื่องจากสาเหตุทาง dynamic ด้วย แรง impact,  $F_i = F - W$  และค่า impact หาดังนี้

$$F_i = F - W = F_i/W \quad (2-7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่ง load เนื่องจาก impact จะไม่มากกว่า load เนื่องจาก free fall เราสามารถแทนค่า  $h$  น้อย ๆ ลงในสมการ (2-4) และแก้สมการ (2-6) ก็จะเห็นว่า impact มีค่าเพิ่มขึ้นจากในเครื่องจักรที่ยอมรับให้ load มีการตกอย่างอิสระได้ก็จะมี Break ซึ่งสามารถควบคุมความเร็วและ ตำแหน่งเพื่อที่จะรักษาความหวังให้อยู่ในระดับที่ยอมรับได้

FEM ได้แนะนำว่า impact สำหรับการยกอุปกรณ์หนัก ๆ ไว้ดังนี้

$$i = 3\zeta v/10 \quad \text{US. Customary unit} \quad (2-8)$$

$$\text{หรือ } i = \zeta v \quad \text{SI Unit}$$

ความเร็ว  $v$  มีหน่วยเป็น ฟุต/นาที (เมตร/วินาที) และ

$$\zeta = 0.6 \text{ สำหรับ overhead traveling และ bridge crane}$$

$$\zeta = 0.3 \text{ สำหรับ boom หรือ jib crane}$$

เมื่อใช้สมการ (2-8) ค่า  $i$  ต่ำสุด = 0.15 (ถ้าต่ำกว่านี้ให้ใช้ค่านี้)

และถ้าความเร็วเกิน  $3 \frac{1}{3}$  ft/s (1m/s) ค่า  $i$  จะคงที่ตลอด

ในประเทศอเมริกาถือว่าแรง impact มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ load ชนิดอื่นที่มีผลกระทบต่อความเสถียรภาพของเครนจึงไม่น่ามาคิด

#### The Equation of motion

ใช้กฎข้อที่สองของการเคลื่อนที่ของนิวตัน และแรงเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัม เมื่อใช้วิธี Structural dynamic หรือ ทฤษฎีของ Vibration ก็จะได้เทอมของ displacement และ momentum และ stress ที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา

$$f(t) = mz(t)'' \quad (2-9)$$

โดยที่  $f(t)$  = เวกเตอร์ของแรงที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา

$$m = \text{มวล}$$

$$z(t) = \text{เวกเตอร์ตำแหน่งหรือการขจัด}$$

จัดรูปใหม่ได้

$$f(t) - mz(t)'' = 0 \quad (2-10)$$

เทอมที่ 2 เรียกว่า แรงเฉื่อยต่อต้านความเร่ง

เมื่อแก้สมการออกมาจะได้ผลลัพธ์ออกมาเป็นระยะขจัดของจุดต่าง ๆ ในเวลานั้น แต่สมการข้างต้นมีเพียง dynamic effect เท่านั้น ยังขาด static effect จึงต้องเพิ่มเข้าไปในสมการ สมการ

(2-10) ก็จะกลายเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$m^*Z''(t) + c^*Z'(t) + k^*Z(t) = F^*(t) \quad (2-11)$$

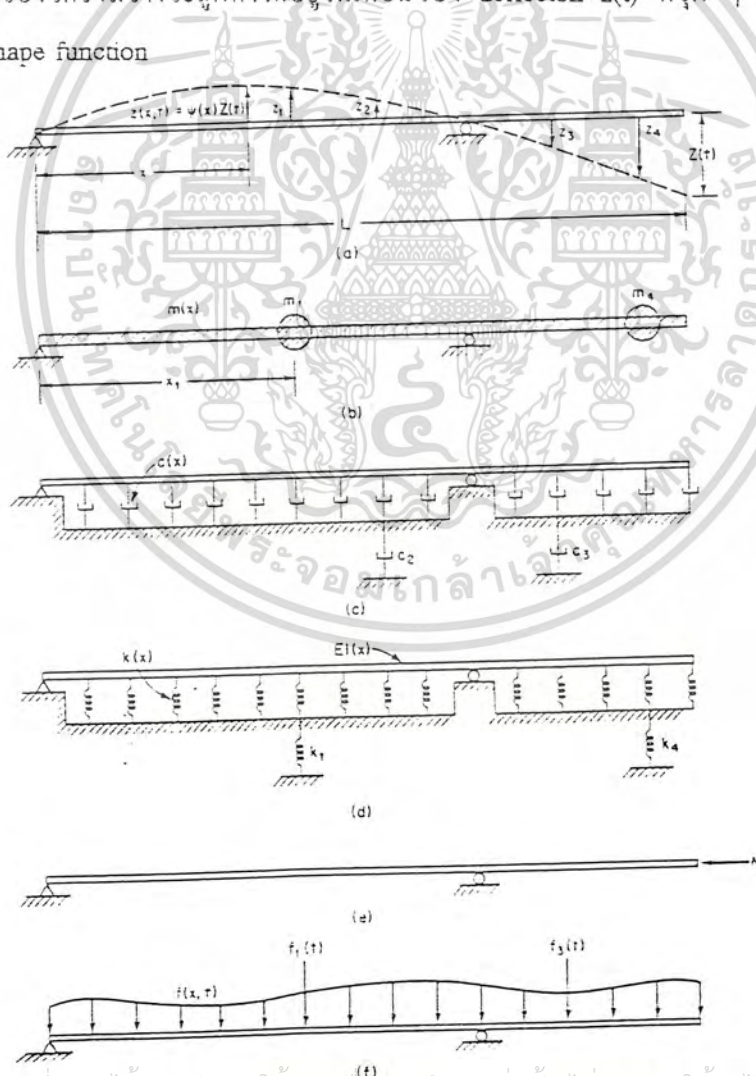
$$m^* = \int_0^L m(x) [\psi(x)]^2 dx + \sum m_i \psi_i^2 + \sum I_{0i} (\psi_i')^2$$

$$c^* = \int_0^L c(x) [\psi(x)]^2 dx + \sum c_i \psi_i^2$$

$$k^* = \int_0^L k(x) [\psi(x)]^2 dx + \int_0^L EI(x) [\psi''(x)]^2 dx + \sum k_i \psi_i^2 - \int_0^L N(x) [\psi'(x)]^2 dx$$

$$f^*(t) = \int_0^L f(x,t) \psi(x) dx + \sum f_i \psi_i$$

ซึ่งเทอมทั้งหมดนี้จะนิยามดังรูป (2-3) แต่โดยทั่วไป displacement ของจุด x ใด ๆ ตลอดความยาวของโครงสร้างจะถูกทำให้อยู่ในเทอมของ deflection  $z(t)$  ที่จุด ๆ หนึ่งที่ถูกละเลือกขึ้นมาโดยใช้ shape function



รูป (2-3) Properties of a generalized SDOF system: (a) assumed shape; (b) mass properties; (c) damping properties; (d) elastic properties; (e) axial loading; (f) applied loading. (From R. W. Clough and J. Penzien, Dynamics of Structures, McGraw-Hill, New York, 1975, p. 35; used by permission.)

สำหรับ displacement ที่เป็นเชิงเส้นซึ่งมี load กระทำ shape function จะมีค่าเท่ากับหนึ่ง หมายถึง differential เทียบกับ x เมื่อคุณสมบัติทั่ว ๆ ไป ที่เปลี่ยนแปลงตลอดความยาวเช่น  $m(x)$ ,  $c(x)$ ,  $k(x)$  และ  $EI(y)$  และ axial loading  $N(x)$  ซึ่งจริง ๆ แล้วเป็นค่า Uniform หรือค่าคงที่มากกว่า จะแปรผันตาม x ค่าคงที่สามารถใส่ลงในสมการได้แก่ค่า E คือค่า Modulus of Elastic และ I คือ Moment of inertia ของ Cross section ของชิ้นส่วนต่าง ๆ

### Rotational Motion

Dynamic effects ที่เกิดจากการเคลื่อนที่แบบหมุนจะมี torque เฉื่อย (inertia torque) แรงหนีศูนย์กลาง (centrifugal force) และการเคลื่อนที่แบบลูกตุ้มของ load สำหรับเครนทั่วไปแรงหนีศูนย์กลางจะทำให้เกิดปฏิกิริยา 2 แบบ คือ ค้ำหนึ่งมันจะสร้างแรงดึงที่ boom หรือ jib ซึ่งช่วยลดแรงอัดในแนวแกน (axial compressive force) ในทางตรงข้ามแรงเดียวกันนี้จะมีบทบาทสำคัญมากกว่าในการเพิ่มโมเมนต์ที่จะทำให้เครนพลิกคว่ำ

ในกรณีทั่ว ๆ ไปแรงหนีศูนย์กลาง dead-load ของเครนสามารถละทิ้งได้, เนื่อง จากความเร็วในการหมุนนั้นมักจะไม่เกิน 1 r/min อย่างไรก็ตามแรงหนีศูนย์กลางจะกว้าง load ออกไปทำให้รัศมีเพิ่มขึ้น ทำให้ moment ในการพลิกคว่ำเพิ่มขึ้น ถ้า  $n$  เป็นจำนวนรอบของการหมุนต่อนาทีที่เราจะได้ สูตร

$$F_c = \frac{WR}{g} \left( \frac{\pi n}{30} \right)^2$$

$$T_p = 2\pi \left( \frac{L}{g} \right)^{1/2}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{a}{g}$$

$$F = W \tan \theta = \frac{Wa}{g} = ma$$

$$T = J\alpha$$

$$m_i = \frac{md^2}{D^2}$$

$$m_i = \sum \frac{m_i d_i^2}{D^2}$$

$$F = m_i \alpha D = \frac{\alpha \sum m_i d_i^2}{D}$$

$$T = m_i D^2 \alpha = \alpha \sum m_i d_i^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่  $F_c$  = แรงหนีศูนย์กลาง

$W$  = น้ำหนักของ load

$R$  = รัศมีการปฏิบัติงาน

$g$  = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก

การเคลื่อนที่แบบลูกตุ้มของ load เป็นอีกกรณีหนึ่ง การเคลื่อนที่ dynamic แบบนี้ถูกเหนี่ยวนำให้เกิดโดยความเฉื่อยของ load ในขณะที่เราเพิ่มกำลังหรือเบรกระหว่างการหมุน เคลื่อนไปตามรางหรือการโยกขึ้นลง แรงเฉื่อยจะอยู่ในแนวอนแต่สัมผัสกับส่วนโค้งของการแกว่ง(ตั้งฉากกับแรงหนีศูนย์กลาง) พิจารณา boom ที่กำลังหมุน เมื่อเกิดการเบรกรั้งขึ้น และ boom ช้าลง แต่ load จะยังเคลื่อนต่อไปและดึง boom หลังจาก boom หยุด load นี้ก็จะหมุนอยู่ในลักษณะการแกว่งของลูกตุ้มนาฬิกา

period ของการแกว่งจะแปรไปตามความยาวของ sling ที่ชักรอก load  $L$  ระยะจาก CG ของ load ถึงจุดแขวนบน boom ด้วยความสัมพันธ์ดังนี้

$$T_p = 2\pi(L/g)^{1/2} \quad (2-12)$$

โดยที่  $T_p$  = Swing period

$L$  = ความยาว sling

ถ้าค่า  $L$  ที่ทำให้เกิด  $T_p$  ที่สอดคล้องกับความถี่ธรรมชาติของ boom resonance ก็จะทำให้เกิดขึ้นในทางทฤษฎี Undamped system จะนำไปสู่การเพิ่มขึ้นอย่างคงที่ของ vibration amplitude และนำไปสู่ความเสียหายของ boom ในที่สุด

ในระบบจริง damping จะเกิดตลอดเวลาและ amplitude จะไปถึงค่าสูงสุดประมาณ 5-10 เท่า ของผลที่เกิดจากแรง static โชคดีที่ period ของ vibration ของโครงสร้างน้อยกว่าค่าของ load pendulum period เสมอ และจะไม่เกิด resonance

FEM แนะนำว่าปัญหานี้สามารถแก้ได้ง่าย ๆ โดยใช้ load และ dead load ที่เกิดจากแรงเฉื่อยเป็น 2 เท่าของค่าที่ได้จากการให้ค่าความเร่งเฉลี่ยค่า factor 2 ถูกนำมาใช้สำหรับแบบยึดหยุ่น แต่ถ้าระบบที่เสถียรอาจใช้ค่าที่น้อยกว่านี้ได้

ระหว่างการเร่ง load จะ loag ตามหลังเป็นมุม กับแนวตั้ง

$$\theta = \tan^{-1}a/g \quad (2-13)$$

ถ้า  $w$  คือ load weight แรงเฉื่อย  $F$  ที่ทำให้เกิดการ lag สามารถเขียนในรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$$F = W \tan \theta = wa/g = Ma \quad (2-14)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปแบบการเคลื่อนที่แบบการหมุน inertial equation สามารถเขียนในรูป

$$T = J\alpha \quad (2-15)$$

T = enertial torque

J = polar moment of inertia moment of inertia ของ rotating mass รอบแกนหมุน  $=mr^2$

$\alpha$  = angular acceleration (อัตราเร่งเชิงมุม  $\text{rad/s}^2$ )

สำหรับจุดใด ๆ บนโครงสร้างที่กำลังหมุน ความเร่งในแนวสัมผัส  $a = r\alpha$  r คือรัศมีจากจุดหมุนถึงจุดใด ๆ

ในการคำนวณแรงเฉื่อยเนื่องจากการหมุน เราจะใช้ concept เกี่ยวกับ equivalent mass: มวลรวมที่อยู่บนรัศมีจุดใดจุดหนึ่งและมีลักษณะการหมุนที่เหมือนกันกับมวลกระจายที่แทนโดยมวลรวมกัน concept สามารถแสดงได้ด้วยสมการ

$$m_e = md^2/D^2 \quad (2-16)$$

โดยที่  $m_e$  ที่รัศมี D จะสมมูลกับมวล m ที่มี CG อยู่ที่รัศมี d ซึ่งสามารถทำเป็นสมการทั่วไปได้ดังต่อไปนี้

$$m_e = \frac{\sum m_i d_i^2}{D^2} \quad (2-17)$$

แรงเฉื่อย(F) เกิดจากความเร่งเชิงมุม ที่รัศมี D จากจุดศูนย์กลางการหมุนคือ

$$F = m \alpha D = \frac{\alpha \sum m_i d_i^2}{D} \quad (2-18)$$

$$\text{และ inertial torque คือ } T = m_e D^2 \alpha = \alpha \sum m_i d_i^2 \quad (2-19)$$

ตัวอย่าง (a) หา  $F_C$  เมื่อ load = 11,000 lbm = 4,990 kg

Swing ที่ 0.7 r/min ที่รัศมี 100 ff (30.5m)?

$$\text{Sol}^n \text{ จาก } F_c = \frac{\pi R}{g} \left( \frac{\omega}{30} \right)^2$$

$$= \frac{11,000 \text{ lb} (1000\text{ft}) [0.7 \text{ r/min} (\pi)]^2}{32.2 \text{ ft/s}^2}$$

$$32.2 \text{ ft/s}^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารซึ่งเท่ากับ 1.5% ของ load เท่านั้น การศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(b) หาระยะของเชือกสลิงซึ่งทำให้เกิด resonance ขณะมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการแกว่งทำให้เกิด pendulum action ถ้าค่าความถี่ธรรมชาติของการสั่นของ boom = 1.2 s

$$\text{Sol}^n \quad T_p = 2\pi \left( \frac{L}{g} \right)^{1/2}$$

$$1.23 = 2\pi (L/32.2 \text{ ft/s}^2)^{1/2}$$

$$L = 32.2 (1.2/2\pi)^2 = 1.17 \text{ ft (358 mm)}$$

(c) ถ้าเบรคขณะสวิง จะเป็นผลทำให้ boom หยุดในเวลา 3.3 s จาก 0.7 r/min จงหา inertial force เนื่องจาก load ในข้อ (a) และหามุมที่เชือกสลิงทำกับแนวดิ่ง

Sol<sup>n</sup> มี  $2\pi$  rad ใน  $360^\circ$  (1รอบ) หาค่า angular velocity

$$\phi = 0.7 \text{ r/min} \times (44/7)/60 \text{ s/min} = 0.073 \text{ rad/s}$$

จาก  $\phi = \alpha t$  จะได้ว่า

$$\alpha = 0.073/0.6 \text{ s} = 0.020 \text{ rad/s}^2$$

จากความเร่งในแนวสัมผัส

$$a = 0.020 (100 \text{ ft}) = 2.0 \text{ ft/s}^2 (0.61 \text{ m/s}^2)$$

$$\text{จาก } F = Wd/g = (11000 \text{ lb}) 2.0/32.2 = 683 \text{ lb (3.04 kN)}$$

$$\text{จาก } \theta = \tan^{-1} a/g$$

$$\theta = \tan^{-1} 2.0/32.2 = 3.6^\circ \text{ จากแนวดิ่ง}$$

ตัวอย่าง มอเตอร์หมุนครนมี Torque = 100,000 ft/lb (135.6 kN.m) และมี Maximum speed slowing 1.0 r/min ถ้าส่วนประกอบของครนที่แกว่งหนัก 150 kips (68.04t) และ CG อยู่ที่ 30 ft ห่างจากจุดหมุนต้องใช้เวลานานเท่าไรในการเพิ่มกำลังให้ถึง speed สูงสุดในการหมุนในแต่ละส่วน และมุมของส่วนโค้งการสวิงที่ต้องใช้เป็นเท่าไร

$$\text{Sol}^n \quad J = 150 \text{ kips} / 32.2 \text{ ft/s}^2 (30 \text{ ft})^2 = 4192.5 \text{ kipfts}^2 (579.6 \text{ tm.s}^2) \quad (J = mR^2)$$

$$\text{จาก } \alpha = T / J = 100 \text{ kip.ft} / 4192.5 = 0.024 \text{ rad/s}^2$$

$$t = \frac{\phi}{\alpha} = \frac{(1.0 \text{ r/min})(44/7)}{0.024(60 \text{ s/min})} = 4.36 \text{ s} \quad \text{to full speed}$$

$$\theta = (1/2) \alpha t^2 = 0.23 \text{ rad} \Rightarrow 0.23 \times 360/(2\pi) = 13^\circ \text{ of arc traversed}$$

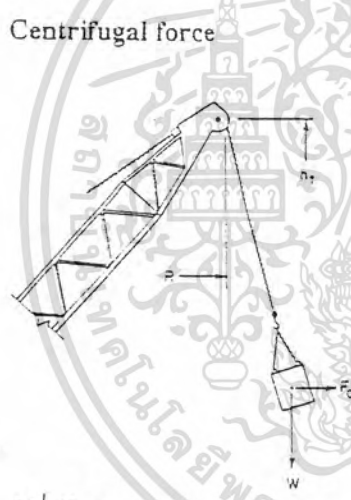
ความเร็วการแกว่งระหว่างการเร่งจะเท่ากับ 1/2 รอบ/นาที = 0.0083 r/s ใน 4.36 s ครน

จะถึงความเร็วสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

dynamic load ที่กล่าวว่ามีผลต่อ stability ได้แก่ Centrifugal force, inertial force ซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากการเคลื่อนที่ และ harmonic load เกิดจากการรับ load อย่างรวดเร็วที่ hook โดยทั่วไป inertial force ที่ได้จะมีค่ามากกว่าที่คำนวณอัตราการหน่วงโดยใช้กฎข้อที่ 2 ของนิวตัน และที่ยุงยากมากขึ้นเช่น จุด CG อยู่สูง และ track joint ไม่ตรงและแนวการเคลื่อนที่ไม่เป็นเส้นตรง ตัวพารามิเตอร์สามารถคู่ได้จากมาตรฐานของ FEM

dynamic load สามารถคิดในรูปสมการ stability by static โดยใช้ค่าสูงสุดที่ได้รับและที่ ต้องการ ซึ่งทำให้ crane ยังสมดุลได้ในขณะที่มี load ซึ่งง่ายต่อการคำนวณและยังเหมาะสมสำหรับอุปกรณ์รถแบบตีนตะขาบ ส่วน wheel จะไม่หลุดจาก track และยังเป็นการใช้กับอุปกรณ์ที่มีจุด CG สูงมาก ๆ สำหรับการติดตั้งที่มีความอ่อนไหวน้อยนั้น และเพื่อหาสภาพการรับ load สูงสุดที่แท้จริง จำเป็นต้องนำการวิเคราะห์สมดุลในแบบที่มีเวลาเกี่ยวข้องด้วย (Time History Frame)



รูป (2-4) When a crane swings, centrifugal force  $F_c$  causes the load to move to an increased radius.

เมื่อเครนถูกแกว่ง จากสมการ

$$F_c = WR/g \cdot (\pi n/30)^2 \quad (2-20)$$

ทำให้ load เคลื่อนไปที่รัศมีเพิ่มขึ้น รูป(2-4) รัศมีใหม่นี้จะเป็นฟังก์ชัน load live length ซึ่งทั้ง load และ Centrifugal force สามารถเขียนกระทำบนเครนที่ปลายของบูม

$$W' = (WR + F_c h_f/R) = W + F_c h_f/R \quad (2-21)$$

โดย  $W'$  คือ effective vertical load กระทำที่รัศมี  $R$

Mobile crane อาจจะอ่อนไหวต่อแรง centrifugal ถ้าผู้ควบคุมปล่อยให้ความเร็วในการแกว่งมากเกินไป เอกสารนี้ไม่ควรถูกตีพิมพ์หรือเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสารเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากข้อมูลที่ใช้ก่อนหน้านี้ในเรื่อง out-of-level-operation

$$R = 262 \text{ ft}(79.9\text{m})$$

$$h_f = 199.4 \text{ ft}(60.8\text{m})$$

และรับ load ที่ 85 % ของ tipping load ขณะที่เครนแกว่งที่ 1r/min จากสมการ (2-20) เราจะได้

$$F_c = 212.4 \text{ lb}(944.8\text{N})$$

สมการ b จะให้ effective load ที่รัศมี K

$$W' = 2541.7 \text{ lb}(11.31 \text{ kN})$$

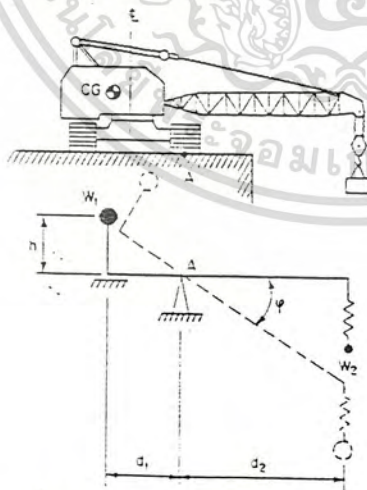
ซึ่งแสดงให้เห็นว่า Centrifugal force เพิ่มขึ้น 40% ของค่าความแตกต่างระหว่าง rated load และ tipping load

ที่ระยะ R ค่า effective load จะได้เป็น 3300 lb (1497 kg) ซึ่งสูงกว่า ค่า tipping load หมายความว่า เกิดการพลิกคว่ำได้

ค่า tipping load น้อยที่สุดที่ 90° ทำมุมกับด้านข้างและจะเพิ่มขึ้นเมื่อเส้น side และ end tipping fulcrum line เข้าใกล้กันเรื่อย ๆ

#### Dynamic loading at the Hook

ในการศึกษาและเริ่มที่รูปเครนอย่างง่าย (2-5) ประกอบด้วยน้ำหนักเครน W และน้ำหนัก load  $W_2$  ที่ปลายของคานเกร็ง ไม่มีน้ำหนัก มีจุดหมุนที่ A



รูป (2-5) Simplified crane model for study of dynamic stability.

$M_r$  มีค่า moment of dead load ทั้งหมด

$$M_r = W_1 d_1$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$M_0$  คือ static overturning moment

$$M_0 = W_2 d_2$$

$M_r$  สามารถกล่าวในเทอมของระยะรัศมี  $r$  ของ CG ของเครื่องบินจากจุด tipping point A

$$r = (h^2 + d_1^2)^{1/2} \quad M_r = W_1 r \cos \theta \quad , \quad \theta = \tan^{-1} h/d_1$$

สมมติว่าเครื่องบินถูกทำให้หมุนเป็นมุม และคิดสมมูลที่จุดนั้นได้

$$M(\phi) = W_1 r \cos(\theta - \phi)$$

ถ้าการหมุนเพิ่มขึ้นโดยเครื่องบินยังคงอยู่ในภาวะสมดุลจนกระทั่ง  $M(\phi) = 0$  มุมเอียงที่จุด limit สามารถหาได้โดยใช้ความสัมพันธ์ทางตรีโกณมิติ

$$\cos(\theta - \phi_{nm}) = \cos \theta \cos \phi_{nm} - \sin \theta \sin \phi_{nm}$$

$$0 = W_1 r (\cos \theta \cos \phi_{nm} - \sin \theta \sin \phi_{nm})$$

ดังนั้น

$$d_1 = r \cos \theta \quad \text{and} \quad h = r \sin \theta$$

เมื่อแทนค่าเหล่านี้แล้วหารตลอดด้วย  $\cos \phi_{nm}$  เราจะได้

$$0 = W_1 (d_1 - h \tan \phi_{nm})$$

$$M_r = W_1 d_1$$

$$\phi_{nm} = \tan^{-1} (M_r / W_1 h) = \tan^{-1} d_1 / h$$

$\phi_{nm}$  เรียกว่า angle of unstable equilibrium เป็นมุมซึ่งให้น้ำหนัก  $W_1$  อยู่เหนือจุด tipping fulcrum

การกระทำของ  $W_2$  เครื่องบินจะอยู่ในภาวะสมดุลขณะที่อยู่ที่มุมน้อยกว่า  $\phi_{nm}$  เรียกว่า  $\phi$ , ซึ่ง  $\phi_c = \tan^{-1} (M_r - M_0) / W_1 h$  เครื่องบินจะไม่เอียงเมื่อ  $M_r > M_0$  แต่เราสมมติว่ามีโมเมนต์ที่แปรตามเวลาเกิดขึ้นร่วมกับโมเมนต์สถิตย์ การหมุนจะเกิดขึ้นถ้า  $M(t) > M_r - M_0$  ถ้ามุมสูงสุดของการหมุนทำให้  $\phi_{max} < \phi$ , รถเครื่องบินก็จะกลับสู่สภาพเสถียรเสมอ เมื่อ  $\phi_{max} = \phi$ , รถเครื่องบินจะอยู่ในสภาพสมดุลหมายความว่า มันจะไม่พลิกคว่ำ แต่ถ้า  $\phi_{max} > \phi$ , ก็จะเกิดการพลิกคว่ำขึ้นถ้าน้ำหนัก  $W_2$  ไม่ถูกปล่อยทิ้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.2 ทฤษฎีและหลักการ ทางไฮดรอลิก

สำหรับรถยนต์ขนาดใหญ่ที่ต้องการสมรรถนะสูงแล้ว ส่วนประกอบที่สำคัญที่สุดก็คือ อุปกรณ์ทาง Hydraulic ต่าง ๆ ที่ใช้ทำงาน ดังเราจะได้ศึกษาต่อไปนี้

หลักการพื้นฐานของ Hydraulic

กฎของปาสคาล

"ของไหลที่อยู่ในที่ที่มีขอบเขตจำกัดนั้น การถ่ายเทของแรงที่กระทำจะเปลี่ยนแปลงไปตามลักษณะที่บรรจุอยู่" ซึ่งสามารถสรุปได้เป็นข้อ ๆ ดังนี้

1. ความดันที่เกิดจากของไหล ซึ่งบรรจุอยู่ในภาชนะปิดจะไปปรากฏและกระทำมีค่าเท่ากันในทุกทิศทางต่อพื้นผิวภาชนะ

2. ทิศทางของความดันของของไหลจะกระทำในทิศทางตั้งฉากกับพื้นที่ที่ของไหลนั้นสัมผัสอยู่

3. ความดันของของไหลจะมีค่าเท่ากันในระดับเดียวกัน

จากหลักการของปาสคาลดังกล่าว ทำให้เราทราบว่าของไหลสามารถจะส่งผ่านแรงที่กดบนผิวภาชนะหนึ่ง ไปยังอีกพื้นผิวหนึ่งได้

$$F = P_1 A_1 = P_2 A_2$$

$$F = \text{แรงที่กระทำ}$$

$$P_1, P_2 = \text{ความดันที่ของไหลกระทำต่อพื้นผิวภาชนะ}$$

$$A_1, A_2 = \text{พื้นที่ผิว}$$

ด้วยหลักการดังกล่าวเราจะพบว่าแรงน้อย ๆ ที่กระทำลงบนพื้นที่เล็ก ๆ สามารถได้แรงมากขึ้นได้บนพื้นที่ที่มากขึ้น จนที่สุดเราได้นำไปพัฒนาเพื่อนำการส่งผ่านกำลังในระบบ Hydraulic ไปใช้ทดแรงเพื่อให้ได้แรงเพิ่มขึ้น โดยการเพิ่มขึ้นที่รับแรงให้มากขึ้น ทั้ง ๆ ที่ความดันยังเท่าเดิม เพื่อเป็นเครื่องผ่อนแรงแทนระบบกลไก เช่น แม่แรงไฮดรอลิก, ลูกสูบไฮดรอลิก, มอเตอร์ไฮดรอลิก, แท่นอัดไฮดรอลิก เป็นต้น

สมการแห่งการไหลอย่างต่อเนื่อง (Continuity equation)

จากกฎการคงตัวของมวลที่ว่า มวลสารไม่สามารถสร้างขึ้นหรือหายไป ได้ หมายถึงมวลของสารที่ไหลเข้าไปในระบบหนึ่งย่อมเท่ากับมวลของสารที่ไหลออกจากระบบนั้น ดังนั้นในระบบที่มีการไหลสม่ำเสมอ มวลของของไหลที่ไหลผ่านทุกส่วนภาคตัดต่าง ๆ ในท่อในระยะเวลาหนึ่งย่อมเท่ากันเสมอ

อัตราการไหลของมวลของไหลที่หน้าตัด 1 = อัตราไหลของมวลของไหลที่หน้าตัด 2 ด้านการคำนวณการไหลของของไหลที่หน้าตัด 1 และ 2 นี้จะขึ้นอยู่กับพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ไหลผ่าน และความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านท่อ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้นอีกทั้งงานนี้ให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าเป็นระบบ Hydraulic น้ำมันไฮดรอลิกเป็นของไหลชนิดที่อัดตัวไม่ได้จึงถือว่าเมื่อไหลจากหน้าตัด 1 ไปหน้าตัด 2 ความหนาแน่นของน้ำมัน Hydraulic ไม่มีการเปลี่ยนแปลงเขียนสมการใหม่ได้เป็นดังนี้

$$A_1V_1 = A_2V_2$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$Q = AV = \rho m'$$

เมื่อ  $m'$  = อัตราการไหลของมวลของไหล

$\rho$  = ความหนาแน่นของไหล

$Q$  = ปริมาณการไหลหรืออัตราการไหล

$A$  = พื้นที่หน้าตัด

$V$  = ความเร็วในการไหล

อัตราการไหลและความเร็วของของเหลวในท่อทาง (Flow rate and Fluid velocity impipe)

ปริมาตรของของเหลวที่ไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดที่กำหนดใน หนึ่งหน่วยเวลาเรียกว่า อัตราการไหล ( $Q$ )

จาก Continuity equation ในกรณีที่เป็นของไหลที่ยุบตัวไม่ได้ (incompressible fluid) เราสามารถเขียนสมการได้เป็น

$$Q = AV$$

$A$  = พื้นที่หน้าตัด

$V$  = ความเร็วของการไหล

$Q$  = อัตราการไหล (Flow rate)

ความเร็วของอุปกรณ์ทำงาน (Speed of actuator)

ความเร็วในการเคลื่อนที่ของลูกสูบในกระบอกสูบและความเร็วหมุนของเพลามอเตอร์ Hydraulic ขึ้นอยู่กับขนาดหรือปริมาตรความจุภายในตัวของมัน และ อัตราการไหลของน้ำมัน ซึ่งหมายถึงปริมาตรของน้ำมันที่จะป้อนให้แก่อุปกรณ์ทั้งสอง โดยความเร็วของอุปกรณ์ทั้งสองจะต้อง

มีลักษณะแตกต่างกัน คือความเร็วของลูกสูบเป็นความเร็วในแนวเส้นตรง ส่วนความเร็วของมอเตอร์ Hydraulic เป็นความเร็วในแนวแกนหมุน จึงสรุปความสัมพันธ์ของสวนต่าง ๆ ได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูใ้ทำงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่วารณิใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \text{ความเร็วของลูกสูบในกระบอกสูบ} &= \frac{\text{ปริมาตรป้อน/เวลา}}{\text{พื้นที่หน้าตัด}} \\ &= \frac{\text{อัตราป้อน}}{\text{พื้นที่หน้าตัด}} \end{aligned}$$

$$v_c = \frac{v_c/t}{A_c} = \frac{Q_c}{A_c}$$

$$\text{ความเร็วรอบของมอเตอร์ Hydraulic} = \frac{\text{อัตราป้อน} \times \text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร}}{\text{ปริมาตรป้อนต่อรอบ}}$$

อัตราจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก (Flow rate from pump)

อัตราการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิกในทางทฤษฎีคำนวณได้จากขนาดความจุของปั๊มต่อรอบคูณกับความเร็วรอบที่ปั๊มหมุน

$$Q_{p\text{ทฤษฎี}} = V_p \cdot N$$

ในทางปฏิบัติจริง อัตราจ่ายน้ำมันของปั๊มไม่สามารถดูดและจ่ายได้ 100% จะเกิดการสูญเสียด้วย ฉะนั้นอัตราจ่ายจริงจึงต้องคิดประสิทธิภาพเชิงปริมาตรด้วย

$$\text{ดังนั้นการ} \quad Q_p = V_p \cdot N \cdot \eta_v \quad ; \quad \eta_v = \text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร}$$

อัตราป้อนน้ำมันแก่กระบอกสูบ (Flow rate for hydraulic cylinder)

อัตราการป้อนน้ำมันให้แก่กระบอกสูบเพื่อให้ได้ความเร็วตามต้องการ จะขึ้นอยู่กับพื้นที่หน้าตัดของลูกสูบ และความเร็วที่ต้องการ ประสิทธิภาพของกระบอกสูบอันเนื่องมาจากความฝืดของลูกสูบกับกระบอกสูบนั้น ไม่มีส่วนเกี่ยวข้องกับอัตราป้อน แต่จะมีผลกับความดันที่ต้องการในกระบอกสูบ ดังได้สมการ

$$Q_c = A_c v_c \text{ค่าคงที่}$$

$$Q_c = \text{อัตราป้อนน้ำมัน (gpm, lpm)}$$

$$A_c = \text{พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบ (in}^2, \text{cm}^2)$$

$$v_c = \text{ความเร็วของก้านสูบที่ต้องการ (in/min, mm/min)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราป้อนน้ำมันแก่มอเตอร์ไฮดรอลิก (Flow rate for hydraulic cylinder)

อัตราป้อนน้ำมันเพื่อให้ได้ความเร็วรอบหมุนที่เพลาตามต้องการ จะขึ้นอยู่กับปริมาตรหรือ ปริมาตรป้อนต่อรอบและความเร็วรอบที่ต้องการ และประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของมอเตอร์เอง คำนวณการ

$$Q_M = \frac{V_M \times N_M}{\text{ค่าคงที่}}$$

กำลังงาน Hydraulic (Hydraulic power)

หมายถึงความดันใช้งาน (working pressure) ในระบบที่เกิดขึ้นตามภาวะของงานกล แล้วกระทำต่อพื้นที่ภายในห้องปริมาตรของอุปกรณ์การทำงาน จนได้แรงผลักดันให้ภาระของงาน กลนั้นเคลื่อนไป

กำลังงานไฮดรอลิก =  $PQ$  / ค่าคงที่

กำลังไฮดรอลิกให้กับมอเตอร์ไฮดรอลิก =  $P_M Q_M$  / ค่าคงที่

และกำลังกลที่ได้จากเพลามอเตอร์นี้ จะต้องมีค่าเท่ากับกำลังงานกลของ load load จึงจะถูกบิดให้หมุนด้วยความเร็วรอบตามต้องการได้

$$\frac{P_M Q_M \eta_{vm}}{\text{ค่าคงที่}} = \frac{2\pi T_m N_m}{\text{ค่าคงที่}}$$

จากสมการทำให้เราหาค่าความดันใช้งานที่ตัวมอเตอร์และความดันใช้งานที่เหมาะสม สำหรับระบบได้คือ

$$P_M = \frac{2\pi T_m N_m}{\text{ค่าคงที่}}$$

กำลังงานไฮดรอลิกที่ออกจากปั๊ม (Hydraulic power supply by pump)

กำลังงานไฮดรอลิกที่ออกจากปั๊ม =  $P_P Q_P$  / ค่าคงที่

$P_P$  = ความดันในระบบบริเวณท่อทางออกของปั๊ม

ถ้าให้  $P_C$  เป็นความดันที่ตัวกระบอบสูบ

$P$  = ความลดเนื่องจากแรงเสียดทานในท่อ

$P_P = P_C + P$  สำหรับระบบที่ใช้กระบอบสูบเป็นตัวทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$P_M = P_M + P$  สำหรับระบบที่ใช้มอเตอร์ไฮดรอลิกเป็นตัวทำงาน

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ข้อมูลและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประสิทธิภาพ(Efficiency)

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงกล} = \frac{\text{กำลังงานกลที่ได้}}{\text{กำลังงานกลที่ให้}}$$

$$\text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร} = \frac{\text{อัตราการไหลจริง}}{\text{อัตราการไหลทางทฤษฎี}}$$

$$\text{ประสิทธิภาพรวมของปั๊มไฮดรอลิก} = \frac{\text{กำลังงานที่ออกจากปั๊ม}}{\text{กำลังงานที่ใช้ขับปั๊ม}}$$

$$\text{ประสิทธิภาพรวมของมอเตอร์ไฮดรอลิก} = \frac{\text{กำลังงานที่ได้จากมอเตอร์ไฮดรอลิก}}{\text{กำลังงานที่ให้กับมอเตอร์}}$$

$$\text{ประสิทธิภาพของกระบอกสูบ} = \frac{\text{กำลังงานที่ได้จากกระบอกสูบ}}{\text{กำลังงานที่ให้กับกระบอกสูบ}}$$

$$\text{ประสิทธิภาพของวงจรไฮดรอลิก} = \frac{\text{กำลังงานที่ให้กับกระบอกสูบหรือมอเตอร์ไฮดรอลิก}}{\text{กำลังงานไฮดรอลิกที่ออกจากปั๊ม}}$$

$$\text{ประสิทธิภาพรวมทั้งหมดของระบบ} = \frac{\text{กำลังงานที่ได้จากอุปกรณ์ทำงาน}}{\text{กำลังงานกลของมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์}}$$

### 2.3 ส่วนประกอบที่สำคัญเป็นระบบ Hydraulic ของรถยก

#### 1. Power-take-off

PTO คือ ชุดกำลังที่ต่อออกจากเครื่องยนต์ โดยติดอยู่ที่ด้านบนหรือด้านข้างของห้อง Torque converter กำลังเพลขับที่ได้เราจะนำไปใช้ในการขับ ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อส่งให้วงจรทำงานส่วนต่าง ๆ ต่อไป

#### 2. ถังน้ำมัน Hydraulic มีหน้าที่ต่าง ๆ กันคือ

2.1 เป็นที่พักและเก็บน้ำมัน โดยต้องมีขนาดใหญ่พอที่จะเก็บสำรองน้ำมันให้เพียงพอจ่าย ให้กับระบบทั้งหมด

2.2 เป็นที่ขจัดสิ่งสกปรกต่าง ๆ และน้ำที่ปนมากับน้ำมัน ซึ่งอาจทำให้อุปกรณ์ในระบบ เกิดขัดข้องหรือเสียหายได้ ดังนั้นภายในถังพักน้ำมันจึงต้องมีอุปกรณ์คอยคัดสิ่งสกปรกต่าง ๆ และน้ำแยกตัวออกจากรันและตะกอนลงสู่ถังได้

2.3 เป็นที่ระบายความร้อนของน้ำมันในระบบนั้น โดยน้ำมันที่มีอุณหภูมิสูงจะสามารถคายความร้อนหรือแผ่กระจายความร้อนผ่านผนังของถังพักถึงผิวรวมทั้งพื้นที่ของกระบอกสูบต่อไปใช้

และชิ้นส่วนอื่น ๆ ไปสู่บรรยากาศภายนอกได้ ขนาดของถังพักน้ำมัน จะพิจารณาจากปริมาตรให้ได้อย่างน้อย 3 เท่าของอัตราที่ปั๊มจ่ายออกมาเป็น ลิตรต่อนาที หรือ gallon ต่อนาที

2.4 เป็นที่ขจัดฟองอากาศ เมื่อน้ำมันไหลกลับสู่ถังพัก จะเกิดฟองอากาศละลายผสมกับน้ำมัน ฟองอากาศจะถูกขจัดไปด้วยการแยกตัวหนักกลับสู่บรรยากาศได้โดยภายในถังพักต้องมีเนื้อที่ สำหรับอากาศเหนือผิวน้ำมัน เพื่อเริ่มการขยายตัวของน้ำมัน และรังฟองอากาศที่แทรกตัวอยู่ในน้ำมัน

### 3. Pump Hydraulic

ทำหน้าที่รับพลังงานกลจากเพลาขับของ PTO เปลี่ยนเป็นพลังงานจลน์ในของไหล น้ำมัน Hydraulic ก็จะถูกดูดจากถังพักแล้วส่งออกไปตามท่อทางในระบบ

### 4. Motor Hydraulic สำหรับขับ Winch จำนวน 2 ตัว

ทำหน้าที่รับน้ำมัน Hydraulic ที่ส่งมาจากปั๊มและวาล์วควบคุมต่าง ๆ เพื่อเปลี่ยนกำลังงาน Hydraulic ให้เป็นกำลังกล โดยมีลักษณะการทำงานในแนวหมุน ทำให้ได้แรงบิดที่เพลาของมอเตอร์หมุนขับชุดเฟืองตัวหนอน (WORMGEAR) ซึ่งติดอยู่กับเพลาของก้าน (Winch Drum) ที่ใช้ดึงเชือกสลิงที่ผูกอยู่กับ load

### 5. กระบอบสูบ Hydraulic ใช้ในการยัดแขนบูม (Extend cylinder)

เป็นกระบอบสูบเดี่ยวที่ซ่อนอยู่ในท่อน Boom ใช้ช่วยในการยัดท่อน boom ให้ได้ระยะทำการที่ต้องการ

### 6. กระบอบสูบ Hydraulic ใช้ในการยกแขนบูม (lifting cylinders)

เป็นกระบอบสูบคู่ ที่ใช้ในการยกแขนบูมให้ได้มุมตามที่ต้องการ และยังเป็นตัวช่วยรับน้ำหนักด้วย

### 7. Motor Hydraulic สำหรับขับแท่นหมุนให้หมุนได้ (Swing motor)

8. ชุดขาหยั่ง (Outrigger) ทำหน้าที่เป็นตัวรับน้ำหนักของเครนขณะทำการซึ่งจะมี ทำให้ฐานของเครนที่มั่นคง (stable) โดยใช้กระบอบสูบ Hydraulic ยึดตัวออกไปในแนวข้างลำตัวของรถ และยึดกระบอบสูบอีกชุดหนึ่งกดลงไปยังพื้นราบ

### 9. ชุดอุปกรณ์ลากจูง (Pulling Tack) ใช้ช่วยในการลากจูงรถหรือ load นำหนักอื่น ๆ

ไม่ว่าการณ์ใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### บทที่ 3

#### การออกแบบและการคำนวณ

ในการออกแบบและการคำนวณ รูปแบบหรือขนาดชิ้นส่วนต่าง ๆ จะอ้างอิง ถึง ทฤษฎีทางวิศวกรรมต่าง ๆ เช่น Bending stress, Buleting load และทฤษฎีของการออกแบบชิ้นส่วนเฉพาะเช่น wormgear ขนาดของท้อ และระบบ Hydraulic pump และมอเตอร์ Hydraulic ต่าง ๆ

โดยทั่วไปแล้วในทางวิศวกรรมจะมีการออกแบบโดยคำนึงถึงความปลอดภัยเป็นหลัก เพราะฉะนั้นชิ้นส่วนต่าง ๆ ของชิ้นจึงมีค่า Safety factor สูงมาก ทำให้ขนาดของชิ้นส่วนนั้นใหญ่ ไม่สามารถประกอบเข้ากับชิ้นส่วนอื่นได้หรือถ้าได้ก็ทำให้มีลักษณะไม่เหมาะที่จะใช้ปฏิบัติงานจริงและถ้าจะทำออกจำหน่ายแล้วยิ่งไม่เหมาะสม เพราะจะทำให้เสียค่าใช้จ่ายสูงมาก

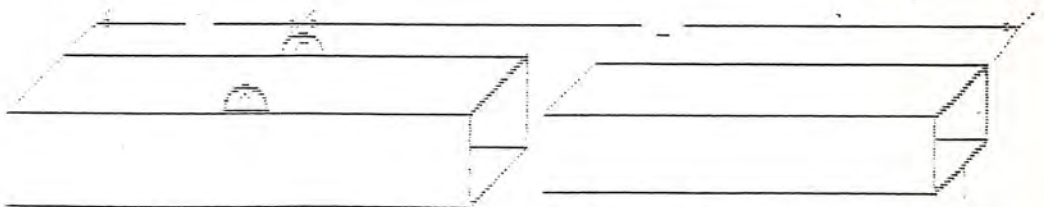
ยกตัวอย่างเช่น ในการออกแบบรอกยก ชิ้นส่วนต่าง ๆ จะมีความสัมพันธ์กันหรือเกี่ยวเนื่องกันตลอด เช่น ถ้าเราสมมุติขนาดของ Load ที่จะยกเท่ากับ 45 ตัน เราจะต้องหาขนาดชิ้นส่วนต่าง ๆ เช่น เราจะได้ขนาดของ sling ที่ใช้ยก load จาก พท.ของ Load และ safety factor จากนั้นเราก็จะได้ขนาดของ มอเตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อน ซึ่งอยู่กับขนาดของก้าน และ load ถ้า diameter ของก้านมาก Torque ที่ใช้ในการหมุนก้านมากมอเตอร์ก็จะมีขนาดใหญ่ขึ้นมาก

จากตัวอย่างจะเห็นได้ว่าถ้าให้ safety factor ของเรามากเป็น 5 เท่า จะทำให้ขนาดของชิ้นส่วนที่ตามมาจะมีขนาดใหญ่ ทำให้ไม่สามารถประกอบเข้าด้วยกันได้ ถ้าประกอบเข้าด้วยกันได้ก็ใหญ่มากไม่มีความคล่องตัวในการปฏิบัติงาน

เพราะฉะนั้นในการ ออกแบบ ต่อไปนี้ จะคำนึงถึงความเป็นไปได้ที่ชิ้นส่วนต่าง ๆ ที่ประกอบเข้าด้วยกันได้ในความเป็นจริงหรือหาซื้อได้ในท้องตลาดทั่วไป ซึ่งทำให้ต้องลด Safety factor ของชิ้นส่วนลงบ้างตามความเหมาะสม

#### 3.1 ชิ้นส่วนที่ทำการออกแบบ

ก้าน Boom



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงรูป (3-1) ก้าน Boom รั้งที่มีการนำไปใช้ และภาคตัดขวางของก้าน Boom

ในการหาขนาดของคาน Boom จะสมมุติว่ามีน้ำหนักของ load เท่ากับ 45 ตัน และคาน Boom มี 2 ท่อนแต่ละท่อนยาว 4 เมตร

ใช้การ Design base จาก Normal strength Bending ( $\sigma$ )

$$\sigma = MC/I \quad (3-1)$$

$$C = h/2$$

$$I = 1/12 bh^3 - 1/12 (b-2x)(h-2y)^3$$

$$M = FL$$

$$\sigma = \text{yield strength/safety factor}$$

ในการคำนวณจะมีตัวแปรที่ต้องการคือ ความหนาของเหล็ก ความสูงและความกว้างของ พท.หน้าตัดของคาน Boom ที่ตัวแปรเหล่านี้สามารถมีได้หลายขนาดมาก เราจึงต้องเลือกขนาดที่เรา เห็นว่าเหมาะสมคือมีใช้อยู่ทั่วไป และจะเป็นการลำบากถ้าเราต้องมาสมมุติตัวแปรทีละ 2 ตัว แล้ว หาขนาดที่เหลืออีก 1 ตัว ซึ่งค่าตัวที่เลือกมาไม่เหมาะสมจะต้องสมมุติใหม่อีกเพื่อเป็นการ สะดวกเราจึงต้องคำนวณโดยใช้ program ดังนี้

1. กำหนดขนาดของ load และความหนาของ Boom
2. กำหนดความหนาของเหล็ก
3. กำหนด yield strength ของเหล็ก
4. กำหนดความสูงของหน้าตัด Boom ที่ยอมรับได้มากที่สุด
5. โปรแกรมก็จะบอกความกว้าง และความสูงของพท. หน้าตัดของ Boom มาหลายขนาด

โดยลดขนาดความสูง  $h$  ลงเรื่อย ๆ และแต่ละค่าของ  $h$  ก็จะได้ค่าของความกว้างของ คาน Boom มา 1 ค่า

6. หลังจากนั้นก็จะให้หาเลือกค่า  $b$  และ  $h$  ที่เหมาะสม จากการคำนวณดังกล่าวเราจะได้ขนาดของคาน Boom ซึ่งตัวอย่างการคำนวณได้แสดงไว้ตอนท้ายของบทนี้

## sling

เนื่องจากระบบของการยก load เป็นระบบ winch ขึ้นกับ wormgear ซึ่งมี self locking จึงมีผลคือไม่ต้องใช้ Break เวลาจะปล่อยให้วัตถุค้างไว้ในอากาศหรือตอนปล่อยวัตถุลงมา แต่ก็มีผลเสียคือถ้าผู้ควบคุมปล่อยวัตถุลงมาและหยุดก้านทันทีทันใด จะทำให้เกิดแรงกระตุก ในเส้น sling เป็นผลทำให้ load ใน sling เพิ่มขึ้น

สูตรที่ใช้ในการหาขนาดของ sling คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

$$T_u = Ad^{1.95} \quad (3-2)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Tu = nominal strength

A = strength coefficient

d = rope, size

$$Tu = \frac{\text{load}}{\text{safety factor}}$$

และแรงกระทำซึ่งเกิดจากการหยุด load ทันทีที่หันทันได้จาก

$$F = \frac{w}{wg} (1 + (KV^2)^{1/2}) \quad (3-3)$$

w

wg

F = แรงที่เกิดขึ้นใน sling

w = น้ำหนัก load

V = ความเร็วของ load ก่อนหยุด

g = แรงโน้มถ่วงของโลก

k = Spring rate of rope

$$k = \frac{AmE}{l}$$

A m = 0.38d<sup>2</sup> = พท. หน้าตัดโลหะของ sling

E = elastic modulus

l = ความยาวของ sling ที่รับ load

จากสมการ (3-2),(3-3) จะเห็นว่าค่าของ Tu ก็คือค่า F นั่นเอง ซึ่งเขียนใหม่ได้

$$10^3 Ad^{1.95} = \frac{w}{wg} (1 + (KV^2)^{1/2})$$

w

wg

$$\text{เพราะฉะนั้น } d^{1.95} = \frac{w}{10^3 A} (1 + (1 + \frac{KV^2}{wg})^{1/2})$$

การหาขนาดของ d ถ้าได้โดยใช้วิธี Try Error

สมมติให้ความเร็วของ sling = 10 ft/min

$$= \frac{10 \times 30}{60} = 0.05 \text{ m/s}$$

จากที่ได้กำหนดค่าให้มี Sling 2 เส้นในการยกวัตถุหนัก 45 ตัน เพราะฉะนั้น sling 1 เส้นรับน้ำหนักได้ 22.5 ตัน

เลือก sling จากตาราง 3.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง (3-1) WIRE ROPE DATA (All Sizes in millimeters)

| Rope*         | Mass, kg/100m      | Min. dia. sheave | Size range d | Strength coef. A | Elast. mod. E, GPa |
|---------------|--------------------|------------------|--------------|------------------|--------------------|
| 6 x 7 FC      | 0.35d <sup>2</sup> | 42d              | 6.5-38       | 0.608            | 80.6               |
| 6 x 7 IWRC    | 0.39d <sup>2</sup> | 42d              | 6.5-38       | 0.656            | 68.6               |
| 6 x 19 FC     | 0.39d <sup>2</sup> | 34d              | 6.5-70       | 0.643            | 74.4               |
| 6 x 19 IWRC   | 0.43d <sup>2</sup> | 34d              | 6.5-70       | 0.688            | 93.0               |
| 6 x 19 IWRC†  | 0.43d <sup>2</sup> | 34d              | 6.5-70       | 0.798            | 93.0               |
| 6 x 37 FC‡    | 0.39d <sup>2</sup> | 23d              | 6.5-83       | 0.643            | 68.2               |
| 6 x 37 IWRC‡  | 0.43d <sup>2</sup> | 23d              | 6.5-103      | 0.688            | 86.8               |
| 6 x 37 IWRC†‡ | 0.43d <sup>2</sup> | 23d              | 6.5-103      | 0.798            | 86.8               |
| 8 x 19 FC     | 0.37d <sup>2</sup> | 27d              | 6.5-38       | 0.520            | 55.8               |
| 8 x 19 IWRC   | 0.42d <sup>2</sup> | 27d              | 13-29        | 0.579            |                    |
| 8 x 19 IWRC†  | 0.42d <sup>2</sup> | 27d              | 13-29        | 0.668            |                    |

\* Material is improved plow steel except as noted.

† Material is extra-improved plow steel.

‡ Equation (17-12) may not be valid for sizes greater than 70 mm.

Source: Computed from data in *Wire Rope Users Manual*, American Iron and Steel Institute (AISI), 1979.

สมมติว่าเลือก 6 x 37 IWRC

แทนค่า  $w = 225000 \text{ N}$

$$A = 0.798 \text{ mm}$$

$$V = 0.05 \text{ m/s}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$l = 16 \text{ m}$$

$$E = 86.8 \text{ Gpa}$$

$$K = \frac{0.38d^2}{16} \times 86.8 \times 10^9 \quad (d \text{ ในค่า } K \text{ หน่วยเป็น } m)$$

เริ่มต้นสมมติให้  $d = 22 \text{ mm} = 0.022 \text{ m}$

จากการสมมุติดังกล่าวได้ว่า  $d$  ผังซ้ายของสมการเท่ากับ  $24 \text{ mm}$ .

ซึ่งค่าที่สมมุติกับค่าที่ได้มายังไม่เท่ากัน จึงต้องเลือกขนาด sling ใหม่ให้ใหญ่ขึ้น

สมมุติเลือก  $d = 24 \text{ mm}$

$$K = \frac{0.38(0.024)^2}{16} \times 86.8 \times 10^9$$

16

แทนค่าได้  $d$  ผังซ้ายของสมการเท่ากับ  $24 \text{ mm}$ .

ซึ่งค่า  $d$  ที่ได้จากการสมมุติและคำนวณตรงกันซึ่งใช้ได้แล้ว

จากขนาด  $d = 24 \text{ mm}$  ที่เลือกจะสามารถยกขนน. ได้สูงสุดเท่ากับ  $0.798 \times (24)^{1.95} =$

$$459,647 \text{ N/1sling}$$

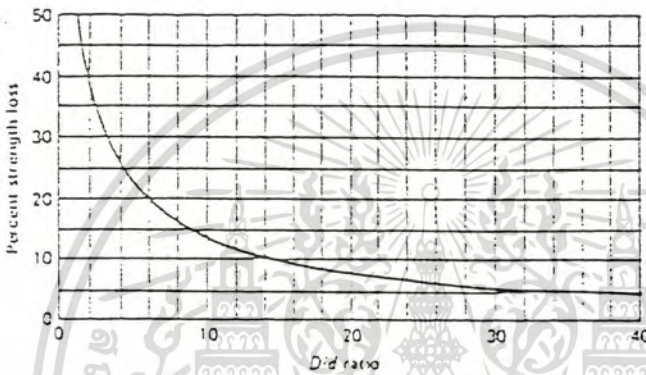
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า เพราะฉะนั้น sling มี safety factor =  $459,648/252,000 = 2.043$  ไม่วารณใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่ผลและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Winch

ขึ้นอยู่กับขนาดของ sling ถ้ามีขนาดเล็กเกินไปจะทำให้ค่า percent strength loss มากเกินไปแต่ถ้าขนาดของ winch ใหญ่เกินไปถึงจะเป็นพอดีจะทำให้ strength loss น้อยมาก ประมาณ 5% แต่ก็ยังมีผลเสียคือทำให้ Torque ซึ่งเกิดจาก load มีขนาดมากเกินไปเป็นผลทำให้ ขนาดของ wormgear และ motor ขับ wormgear มีขนาดใหญ่มากขึ้นตามไปด้วยซึ่งอาจประกอบลงบน ตัวรถไม่ได้

สมมติให้มีขนาดของ winch/sling =  $D/d = 8$

จากกราฟรูป 3.2



Percent strength loss due to different  $D/d$  ratios; derived from standard test data for 6 x 19 and 6 x 17 class ropes. From Wire Rope Users Manual, American Iron and Steel Institute [AISI], 1979.

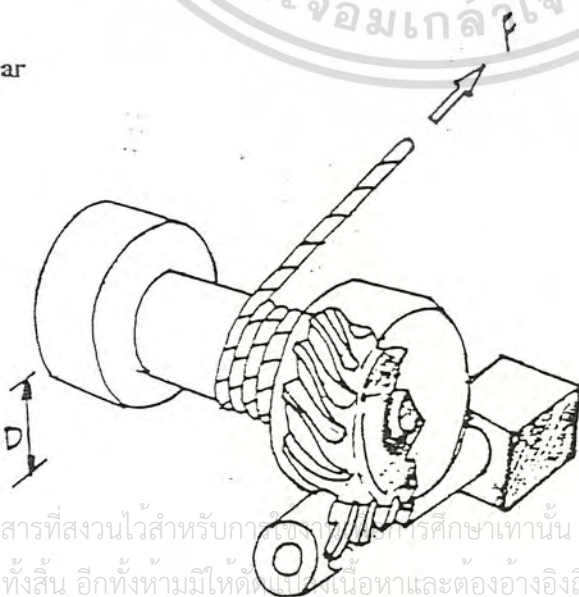
รูป (3-2) เปอร์เซนต์ Strength loss

ซึ่งจากกราฟจะมี percent strength loss ประมาณ 15%

ขนาดของ winch =  $8 \times 24 = 192$  cm

เพราะฉะนั้นจึงเลือก Winch ขนาด 200 mm.

wormgear



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตีพิมพ์เนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูป (3-3) แสดงส่วนประกอบของ Winch

จากการที่ Torque ของ load มีค่ามากดังนั้นจึงต้องใช้ gear มาช่วยทดแรงเหตุที่เรา  
เลือก worm gear เพราะว่า worm gear มี self locking หมายความว่า ถ้าออกแรงหมุนทางด้าน  
worm ตัว worm gear จะหมุนได้ แต่ถ้าออกแรงหมุนทางด้าน worm gear ตัว worm gear จะไม่  
หมุน ซึ่งเป็นข้อดีคือทำให้ไม่ต้องใช้ Break

ขนาดของ worm gear จะขึ้นอยู่กับ

1.ขนาดของ output torque และ input torque

2.อัตราทด หรือ velocity ration (Vr)

$$Vr = Ng / Nw = ng/nw$$

Ng = จำนวนฟันของ gear

Nw = number of worm thread

ng = ความเร็วรอบของ gear

nw = ความเร็วรอบของ worm

3.วัสดุที่ใช้ทำ gear

4.Number of worm threads

5.lead angle ( λ )

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi D_w}$$

Dw = diameter of worm

L = lead

L = Nw Px

ซึ่ง Px = p, (circular pitch ของ worm)

$$Px = \text{Axial pitch} = \frac{\pi}{Pd}$$

6.diametral pitch (Pd) ซึ่งโดยทั่วไปค่า 3,4,5,6,8,10,12,16,27,32,41

$$Pd = Ng / D_g$$

Dg = diameter ของ gear

7.sliding velocity (Vs )

$$Vs = Vtg / \sin \lambda$$

$$Vtg = \frac{\pi D_g n_g}{60} \text{ ft/sec} , Vtg = \text{ความเร็วในแนวสัมผัสของรัศมี gear}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ซึ่ง output torque มีผลทำให้ Wtg (แรงในแนวสัมผัสกับ gear) มากขึ้น จากรูป 3-3  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกแห่งที่มีการนำไปใช้

$$Wtg = 2T_o / D_g$$

ในการ design wormgear จะใช้การ Design base on surface durability worm gear drives

$$Wtg = C_s D_g^{0.3} F_e C_m C_v \quad (3-4)$$

$C_s$  = material factor (รูป 3-5)

$D_d$  = Pitch diameter of worm gear

$F_e$  = Effective face width ไม่เกิน  $0.67 D_w$

$C_m$  = Ratio correction factor (รูป 3-6)

$C_v$  = Velocity factor (รูป 3-7)

การหาขนาดของ wormgear ที่ใช้ขับ load 45 ตัน

จากขนาดของก้านที่กำหนดให้ข้างต้นเท่ากับ 20 cm (ประมาณ 8 นิ้ว) สมมุติให้มี winch 2 ตัว เพราะฉะนั้น sling แต่ละเส้นมี load = 22.5 ตัน

1. เลือก Velocity ratio หรือ gear ratio เท่ากับ 40:1

2. เลือก Pd ของ Gear เท่ากับ 4

3. เลือก  $N_w = 2$

4. ในการที่จะให้แน่ใจว่าเกิด Self locking แน่นนอน load angle ต้องไม่มากกว่า 5%

จากข้อกำหนดข้างต้นได้

จำนวนฟัน Gear ( $N_g$ ) =  $N_w \times V_r$

$$= 2 \times 40$$

$$= 80$$

diameter ของ Gear ( $D_g$ ) =  $N_g / P_d$

$$= 80/4$$

$$= 20$$

จากทฤษฎีที่ว่า

Axial pitch (ของ Worm) = Circular pitch (ของ worm gear)

$$P_x = P$$

$$P_x = p = \pi / P_d$$

$$= \pi / 4 \text{ นิ้ว}$$

เพราะฉะนั้น lead(L) =  $N_w P_x$

$$L = 2 \times \pi / 4$$

$$= \pi / 2 \text{ นิ้ว}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสูตร  $\tan \lambda = \frac{L}{\pi(D w)}$

$\tan 5 = \frac{\pi}{2\pi(Dw)}$

ได้ค่าของ Dw ประมาณ 5.71 นิ้ว

จากค่าทั้งหมด เราจะนำไปหาว่าจะรับแรงในแนวสัมผัสกับ gear ได้เท่าไรซึ่ง warm gear ต้องรับแรงในแนวสัมผัส (Wtg) ได้เท่ากับหรือมากกว่าแรงในแนวสัมผัสของ waar gear ที่เกิดจาก load ซึ่งแรง (Wtg) ที่เกิดจาก load มีค่าเท่ากับ

$Wtg (load) = 2To /Dg$

To คือ Torque ที่เกิดจากแรงดึงใน sling คูณกับรัศมีของก้าน

$To = 45,000 \times 4 \text{ lb.in}$

เพราะฉะนั้น  $Wtg = \frac{2 \times 45,000 \times 4}{20}$   
 $= 18,000 \text{ pound}$

ต่อไปเราจะหา Wtg ของ Gear ที่เรา design โดยกำหนดให้หน้ากว้างของ warm gear มีขนาดมากที่สุดเท่ากับ 0.67 Dw

$Wtg = Cs Dg^{0.3} Fe Cm Cv$

- เลือก gear ที่ทำด้วย Centrifigally cast

จากกราฟรูป (3-5) ได้ Cs = 1000

จากกราฟรูป (3-6) mg = 40 เพราะฉะนั้น Cm = 0.82

กำหนดให้ sling มีความเร็ว 10 ft/min

เพราะฉะนั้น ความเร็วรอบของ winch =  $\frac{V}{\frac{2\pi R}{60}}$   
 $= \frac{10}{\frac{2\pi(4/12)}{60}}$   
 $= 15/\pi \text{ rpm}$

ความเร็วรอบของ gear = ความเร็วรอบของก้าน

เพราะฉะนั้น  $Vtg = \pi Dg ng$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{\pi(20)(15)}{12\pi}$$

$$= 25 \text{ ft/min}$$

$$V_s = V_{tg} / \sin \lambda$$

$$= 25 / \sin 5$$

$$= 287 \text{ ft/in}$$

จากกราฟรูป(3-7)  $V_s = 287 \text{ ft/min}$

$$C_v = 0.49$$

แทนค่าต่างๆที่ได้ลงในสมการ (3-4)

$$\begin{aligned} \text{เพราะฉะนั้น } W_{tg} &= 1000 \times 20^{0.8} \times 5.71 \times 0.67 \times 0.82 \times 0.49 \\ &= 16886.7 \text{ lb} \end{aligned}$$

ซึ่งแรงในแนวสัมผัสของ worm gear ( $W_{tg}$ ) ที่เรา Design น้อยกว่า  $W_{tg}$  เนื่องจาก load ดังนั้นจึงต้องทำการสมมุติใหม่ว่าโดยให้ชิ้นส่วนมีขนาดใหญ่ขึ้น ในการที่จะเพิ่ม  $W_{tg}$  จะทำได้หลายอย่างเช่น เพิ่ม  $V_r$ ,  $D_w$ , ลด  $P_d$  แต่เราจะเลือกการเพิ่ม  $D_w$  เพราะเป็นการลดค่า lead angle ทำให้เป็นการเพิ่ม self locking

$$\text{สมมุติขนาดใหม่ของ } D_w = 6.5$$

$$\lambda = \tan^{-1} (V / \pi D_w)$$

$$\lambda = \tan^{-1} \pi / [\pi(6.5)]$$

$$\lambda = 4.399^\circ$$

$$V_s = 25 / \sin \lambda$$

$$= 326 \text{ ft/min}$$

จากรูป (3-7) ได้  $C_v$  ประมาณ 0.46

แทนค่าต่างๆที่ได้ลงในสมการ (3-4)

$$\begin{aligned} W_{tg} &= 1000 \times 20^{0.8} \times 6.5 \times 0.67 \times 0.82 \times 0.46 \\ &= 18046.1 \text{ lb} \end{aligned}$$

ซึ่ง  $W_{tg}$  ที่ได้มีค่ามากกว่า  $W_{tg}$  ของ load ดังนั้น  $D_w$  ขนาด 6.5 นี้จึงใช้ได้ และขนาดต่าง ๆ ของ worms และ wormgears หาได้จาก

$$\text{Addendum} \quad a = 1/P_d = 1/4 \text{ inch}$$

$$\text{Whole depth} \quad h_i = 0.6866 P_x = 2.157/P_d = 0.53925 \text{ inch}$$

$$\text{Working depth} \quad h_k = 2/P_d = 1/2 \text{ inch}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะในรูปแบบใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|                          |  |
|--------------------------|--|
| Dedendum                 | $b = 1.157/P \quad d = 0.28925 \text{ inch}$ |
| Root diameter of worm    | $D_{rw} = D_w - 2b = 5.9215 \text{ inch}$    |
| Outside diameter of worm | $D_{ow} = D_w + 2a = 7 \text{ inch}$         |
| Root diameter of gear    | $D_{ra} = D_g - 2b = 19.4215 \text{ inch}$   |
| throat diameter of gear  | $D_z = D_g + 2a = 20.5 \text{ inch}$         |

Motor ที่ใช้ขับ worm gear

กำลังของ motor ( $P_t$ ) =  $P_o + P_i$  (3-5)

$P_o$  = output power of worm gear

$$= \frac{T_o \omega_o}{33000} \quad (\text{HP})$$

$P_i$  = Power loss from friction

$$= \frac{V_s W_f}{33000} \quad (\text{HP})$$

$W_f$  = Friction force

$$= \frac{\mu W_t g}{\cos \lambda \cos \phi_n}$$

$\mu$  = coefficient of friction

$\phi_n$  = Pressure angle

$V_s$  = sliding velocity at mesh

$$= V_t g / \sin \lambda \quad , \text{ft/min}$$

$V_t g$  = ความเร็วรอบของ Gear

Torque maximum ของ motor หาได้โดย

$$T \max \omega_i = T_o \omega_o + V_s W_f$$

$$T \max = \frac{T_o \omega_o}{\omega_i} + \frac{V_s W_t g}{\cos \lambda \cos \phi_n} \quad (3-6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

\* โดยทั่วไปทางการค้าจะกำหนด pressure angle ไว้เท่ากับ 14.5°, 20°, 25° หรือ 30° ค่า pressure angle ต่ำ ๆ จะถูกใช้กับ worm ที่มี low lead angle หรือ low diameter pitch

เช่น = 14.5° lead angle ที่ใช้ไม่เกิน 17°

วิธีหาขนาดของ Motor ที่ใช้ขับเคลื่อนซึ่งมี load ขนาด 45000 pounds(22.5ton)

$$T_o = 45000 \times 4/12 \text{ lb.ft}$$

$$\begin{aligned} \text{output power } P_o &= \frac{T_o \omega_o}{33000} \\ &= \frac{T_o 2\pi n_g}{33000} \end{aligned}$$

$$= \frac{15000 \times 2 \times \pi \times 15}{33000 \times \pi}$$

$$= 13.64 \text{ Hp}$$

$$\text{Friction force } W_f = \frac{\mu W_t g}{\cos \lambda \cos \phi_n}$$

$$= \frac{0.0036 \times 18046}{\cos(4.4) \cos(14.5)}$$

$$= 673 \text{ lb}$$

จากกราฟรูป(3-4)

$$V_s = 326 \text{ ft/min}$$

$$\mu = 0.036$$

Power loss เนื่องจาก friction

$$P_i = \frac{V_s W_f}{33000}$$

$$= \frac{326 \times 673}{33000}$$

$$= 6.648 \text{ HP}$$

$$\text{กำลังของ Motor} = 13.64 + 6.648 = 20.29 \text{ Hp}$$

$$\text{ประสิทธิภาพของ motor} = P_o / P_i \text{ (100\%)}$$

$$= 13.64/20.29$$

$$= 67.2 \%$$

การหา Torque max ของ motor ที่ใช้สำหรับ load 45000 pound

$$T_{\text{max}} = \frac{T_o}{\omega_o} + \frac{V_s W_t g}{\omega_i \cos \lambda \cos \phi_n}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\omega_i = V_r \times n_g \times 2\pi = 40 \times 15/\pi \times 2\pi$$

$$\omega_o / \omega_i = N_g / N_w = 1/40 = V_r$$

จากรูป (3-4) ที่  $V_s = 0$   $\mu = 0.15$

$$T_{\max} = \frac{15000 \times 1}{40} + \frac{326 \times 0.15 \times 18046}{\cos 4.4 \cos 14.5 \times 40 \times 15 \times 2}$$

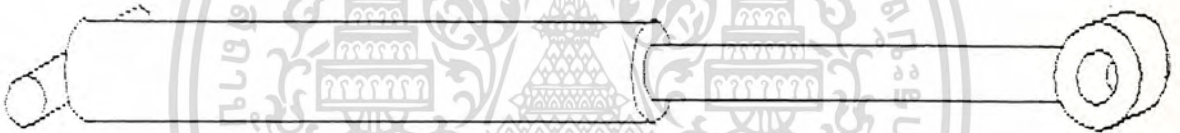
$$= 1136.8 \text{ lb.ft}$$

Rotating Torque

$$= \frac{15000 \times 1}{40} + \frac{326 \times 0.036 \times 18046}{\cos 4.4 \cos 14.5 \times 40 \times 15 \times 2}$$

$$= 557.6 \text{ lb.ft}$$

กระบอก Hydraulic ที่ใช้สำหรับยึด boom



รูป(3.4) กระบอก Hydraulic ที่ใช้ยึด Boom

การที่คัน boom จะยึดออกไปได้ต้องอาศัยแรงดัน ซึ่งมาจากกระบอก Hydraulic ที่อยู่ด้านในคัน boom (หรืออาจใช้ sling ดึงออกมาก็ได้) กระบอก Hydraulic ที่ใช้ยึดคัน Boom โดยทั่วไปมีอยู่ 2 ประเภท คือ

1. Telescopic cylinder เป็นกระบอกที่มีหลายท่อนซ้อนกันอยู่ในท่อนเดียว
2. กระบอก Hydraulic ที่นำมาเชื่อมติดกันเพื่อที่จะยึดได้หลายท่อน

การคำนวณเกี่ยวกับแรงในกระบอก Hydraulic จะเหมือนกับการคำนวณแรงใน column ซึ่ง column จะโก่งงอ ก่อนที่แรงจะถึงค่า max compressive stress ( $F/A$ ) = yield strength ซึ่งการคำนวณ ค่าแรงที่ทำให้ Column โก่งงอนั้นจะใช้ ทฤษฎีของ Bulcking

$$K = \frac{EJ\pi^2}{L^2} \quad (3.7)$$

$$K = FS$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งขอให้นำไปตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

S = Safety factor

F = แรงสูงสุดที่กระทำในแนวแกนที่จะไม่ทำให้แกน Rod ของกระบอกระบบ Hydraulic โกงงอ

L = ความยาวเสมือนของแกน Rod

E = elastic modulus ของวัสดุที่ใช้ทำแกน Rod ทั่วไปมีค่า 2,100,000

สิ่งที่เราต้องการก็คือขนาด diameter ของแกน Rod(d) และขนาดของ Bor ซึ่งขนาดของ Bor หาได้โดยสูตร

$$A = F/P \quad (3-8)$$

$$A = \text{พท.หน้าตัดของ Bor} = \pi(d^2/4)$$

F = แรงที่กระทำกับแกน Rod

p = ความดันของน้ำมัน Hydraulic ที่ได้จาก pump

การหาขนาดของกระบอกระบบ Hydraulic ที่ใช้ยึด boom ที่ยกวัตถุที่มีน้ำหนัก 45 ตัน

สมมุติให้แรงที่กระทำในแกน Rod ของกระบอกระบบมีค่าเท่ากับ 45 ตัน(ขณะที่มุมยกสูง ๆ เช่น 80° หรือ อาจเกิดแรงกระตุกเนื่องจากการปล่อย load ทันที)

กำหนดให้ขนาดของแกน Rod ยาวเท่ากับ 4 m

Safety factor เท่ากับ 1.5

แทนค่าลงในสมการ (3-7)

$$d^4 = \frac{45 \times 10^3 \times 1.5 \times 64 \times 4^2}{21 \times 10^5 \times \pi^3}$$

$$d = 10.2 \text{ cm}$$

เพราะฉะนั้น diameter ของ rod = 10.2 cm

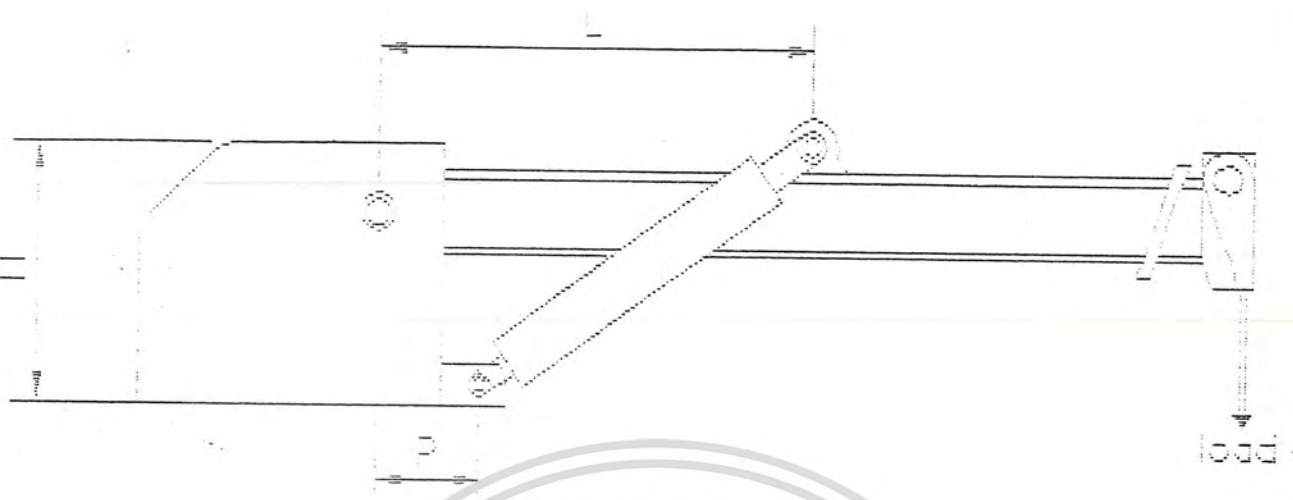
### กระบอกระบบ Hydraulic ที่ใช้ยก Boom

เนื่องจากขนาดของกระบอกระบบ Hydraulic ขึ้นอยู่กับแรงในแนวแกนเพราะฉะนั้น เราจึงต้องหาแรงก่อนแต่แรงในกระบอกระบบที่ยึด boom นั้นจะขึ้นอยู่กับรูปแบบการติดตั้งและระยะทางต่าง ๆ ดังรูป (3-9)

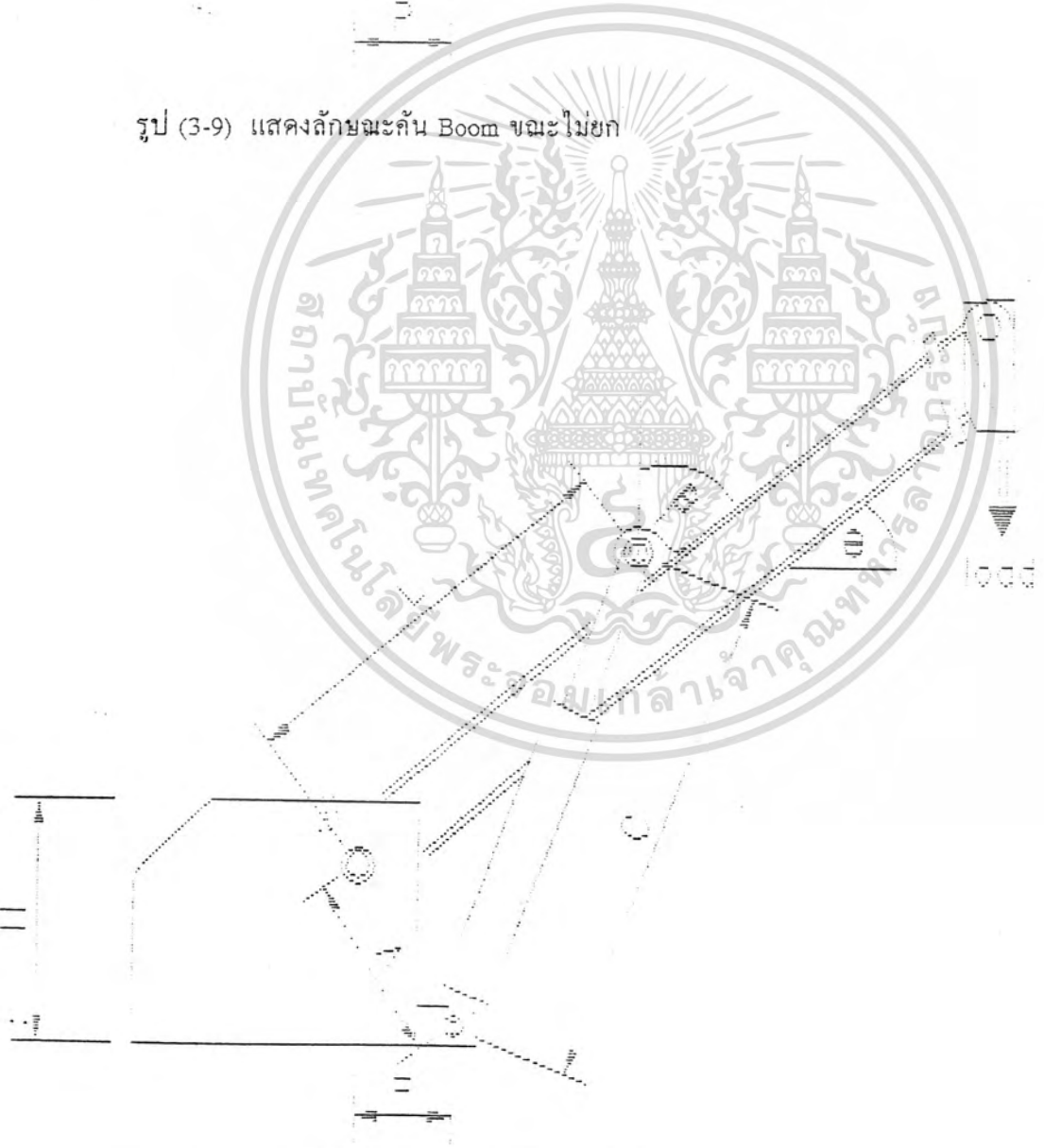
เราจะหาความยาวของกระบอกระบบ Hydraulic ได้โดยพิจารณาจากรูปที่ 1 เมื่อเรากำหนดค่า

p , h , L แล้ว เราก็จะหาความยาวของกระบอกระบบ Hydraulic ได้โดยใช้วิธีทางตรีโกณมิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป (3-9) แสดงลักษณะคั่น Boom ขณะไม่ยก



รูป (3-10) แสดงลักษณะคั่น Boom ขณะยก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C = [h^2 + (L - p)^2]^{1/2} \quad (3-9)$$

เมื่อเราได้ค่า C มาแล้ว ถ้าเราต้องการทราบต่อไปว่ากระบอก Hydraulic ของเรานั้นสามารถยก boom ได้สูงสุดเป็นมุมเท่าไรก็สามารถหาได้จากวิธีทางตรีโกณมิติเช่นกัน

พิจารณารูปที่(3-10) จะได้ว่า กำหนดให้ระยะยัดของกระบอก Hydraulic = ความยาวกระบอกสูบ เมื่อกระบอก Hydraulic ยัดออกสุดจะยาวเท่ากับ 2 C

$$[(2C)^2 - (L \cos \theta - p)^2]^{1/2} = L \sin \theta + h$$

$$p \cos \theta + h \sin \theta = L^2 / (4C^2 + 2 xL) \quad (3-10)$$

ซึ่งการหาค่า  $\theta$  เราจะใช้วิธีสมมุติค่า  $\theta$  เริ่มตั้งแต่ 0 แล้วเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ ค่า  $\theta$  ที่แทนลงไป ในสมการแล้วทำให้สมการเป็นจริง ถ้าค่า  $\theta$  ที่ออกมานั้นมากกว่า 80 องศา เราอาจแก้ปัญหาได้ โดยใช้กระบอก Hydraulic ยาวเท่าเก่าแต่กำหนดระยะยัดให้สั้นลง ซึ่งระยะยัดใหม่นั้นหาได้โดยการนำค่าความยาวของกระบอก Hydraulic ที่ยัดออก สุดที่มุม 80° แล้วลบออกด้วยความยาวกระบอกสูบก็จะได้ระยะยัดที่ทำให้ได้มุมยก 80° พอดี

$$\text{ระยะยัดใหม่} = [(L \sin 80^\circ + h)^2 + (L \cos 80^\circ - p)^2]^{1/2} - C \quad (3-11)$$

C คือความยาวกระบอกสูบ  
อีกวิธีหนึ่งคือกำหนดค่า L,p,h ใหม่โดย

- 1.เปลี่ยนค่า L โดยให้ p และ h คงที่  
ถ้า L เพิ่มขึ้นจะทำให้มุมยกลดลง แต่แรงที่ใช้ในการยกจะลดลง  
ถ้า L ลดลงจะทำให้มุมยกเพิ่มขึ้นแต่แรงที่ใช้ในการยกจะเพิ่มขึ้น
- 2.เปลี่ยนค่า p โดยให้ L และ h คงที่  
ถ้า p เพิ่มขึ้นจะทำให้มุมยก ลดลง แต่แรงที่ใช้การยกจะลดลง  
ถ้า p ลดลงจะทำให้มุมยกเพิ่มขึ้น แต่แรงที่ใช้ในการยกจะเพิ่มขึ้น
- 3.เปลี่ยนค่า h โดยให้ค่า L และ p คงที่  
ถ้า h เพิ่มขึ้น จะทำให้มุมยกเพิ่มขึ้น แต่แรงที่ใช้การยกลดลง  
ถ้า h ลดลง จะทำให้มุมยกลดลงแต่แรงที่ใช้ในการยกจะเพิ่มขึ้น

เมื่อได้ขนาดของส่วนต่าง ๆ ตามที่ต้องการแล้ว ก็จะสามารถหาแรงในกระบอกสูบได้จากรูปที่ (3-10) ถัดสมมุติโมเมนต์ที่จุดหมุนของ boom จะได้ว่า

$$F \sin L = \text{load} \times BL \quad (3-12)$$

F = แรงในแนวแกน rod

BL = ความยาวของคันทัน boom

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ค่ามุม ที่เรานำมาคำนวณนั้นขึ้นอยู่กับมุมยก ซึ่งมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 0 ไปเรื่อย ๆ ดังนั้น ค่า F สูงสุด จะอยู่ที่ค่ามุมยกค่าหนึ่งเท่านั้นซึ่งเราต้องการค่า F สูงสุดนั้นเพื่อนำมาหาขนาดของ rod ซึ่งความสัมพันธ์ของมุม และมุม หาได้จากความสัมพันธ์ทางตรีโกณมิติ

จากรูปที่ (3-10)

$$\beta = \cos^{-1} \left[ \frac{a^2 - L^2 - ((L \sin \theta + h) - (L \cos \theta - p))^2}{-2L[(L \sin \theta + h) + (L \cos \theta - p)]} \right] \quad (3-13)$$

วิธีการคำนวณการหาแรงสูงสุดเราจะใช้วิธี กำหนดค่าเริ่มต้นของมุมยก เท่ากับ ศูนย์แล้วเพิ่มค่าขึ้นเรื่อย ๆ จนได้ขนาดของแรงในแกน rod ที่มากที่สุด

ซึ่งแต่ละค่าของมุม  $\theta$  จะได้ค่า  $\beta$  ซึ่งสามารถนำไปแทนในสมการ (3-12) แล้วได้ค่า F เมื่อได้ค่า F มาแล้วเราก็จะทำไปหาขนาดของ rod โดยใช้สูตร Bucking ดังได้กล่าวไปแล้ว สำหรับขนาดของ Bore ก็ใช้ในการคำนวณโดยสูตร

$$A = F/p$$

$$F = \text{แรงยกในแกน rod}$$

$$p = \text{ความดันที่ pump จ่ายให้}$$

$$A = \text{พท.หน้าตัดของ bore}$$

ตัวอย่างการคำนวณได้แสดงไว้ในโปรแกรมท้ายบทนี้

balance weight

ถึงแม้ว่าส่วนประกอบต่าง ๆ ของรถเช่น sling, winch, Boom, Motor จะสามารถรับขนาดของ load ที่กำหนดไว้ได้ก็ตามแต่ตัวรถอาจพลิกคว่ำได้ถ้าสมดุลของรถไม่ได้ เพราะฉะนั้นจึงต้องมีการคิด balance weight เพื่อถ่วงให้รถไม่พลิกคว่ำ

การจะหาขนาดของ Balance weight ต้องทราบถึงน้ำหนักของชิ้นส่วนต่าง ๆ ของตัวรถก่อน และขนาดของ load ที่กำหนดด้วย

รายละเอียดการคำนวณขนาดของ Balance weight สำหรับ load 15 ตัน ที่คัน Boom ยืดออกสุด 8 m (จากจุดปลายข้างหนึ่งถึงอีกข้างหนึ่ง) ที่มุมยก 0 องศา

จากที่ได้หาขนาดของชิ้นส่วนข้างต้นมาบ้างแล้ว เช่น คัน Boom ครอบ Hydraulic ต่าง และจากรายละเอียดของตัวรถทำให้เราทราบน้ำหนักของชิ้นส่วนต่าง ๆ โดยคร่าว ๆ ดังนี้

1. คัน Boomหนักประมาณ 2 ตัน

2. ครอบ Hydraulic ที่ใช้ยก Boom 0.4 ตัน (ครอบกละ 0.2 ตัน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3.น้ำหนักห้วงรถประมาณ 4 ตัน
- 4.น้ำหนัก chassis ประมาณ 3 ตัน
- 5.ฐานของ Boom ประมาณ 1 ตัน
- 6.น้ำหนักของกระบอก Hydraulic ที่ใช้ยึด Boom ประมาณ 0.2

และระยะห่างต่าง ๆ ตามรูป (3-11) ได้มาจากการ ประมาณคร่าว ๆ โดยการเทียบ Scale ขึ้นส่วนต่าง ๆ กับขนาดของตัวรถ เช่น แกนหมุน Boom ควรอยู่ห่างจากหัวรถเท่าไร ขาหยั่งหน้าควรติดห่างจากหัวรถเท่าไร ซึ่งขนาดต่าง ๆ เหล่านี้ ขึ้นอยู่กับ เราว่าจะเลือกรถแบบ ไหนและจะติดตั้งอย่างไร

การหา Balance Weight ในกรณีที่แขน Boom ยังไม่หมุน

จากการประมาณขนาดอย่างคร่าว ๆ รูป(3-11) (ระยะทางหน่วยเป็นเมตรน้ำหนัก หน่วยเป็นตัน) เราจะหา balance weight โดยคิดว่าแขน Boom ยึดออกสุดเท่ากับ 8 เมตร มี load ขนาด 15 ตัน

Take moment ที่จุด B

$$(4 \times 7.3) + (1 \times 4.5) + (0.4 \times 3.0) + (3 \times 2.95) = (15 \times 4) + F_A \times 5.9$$

$$F_A = \frac{29.2 + 4.5 - 1.2 + 8.85 - 60}{5.9}$$

$$= -2.75$$

แรงที่ขาหยั่งหน้าออกมาติดลบแสดงว่าขาหยั่งหน้าลอยจากพื้น เพราะฉะนั้นจึงต้องคิด balance weight ซึ่งคำนวณได้ดังนี้

$$F_A \times l_A = w \times l_w$$

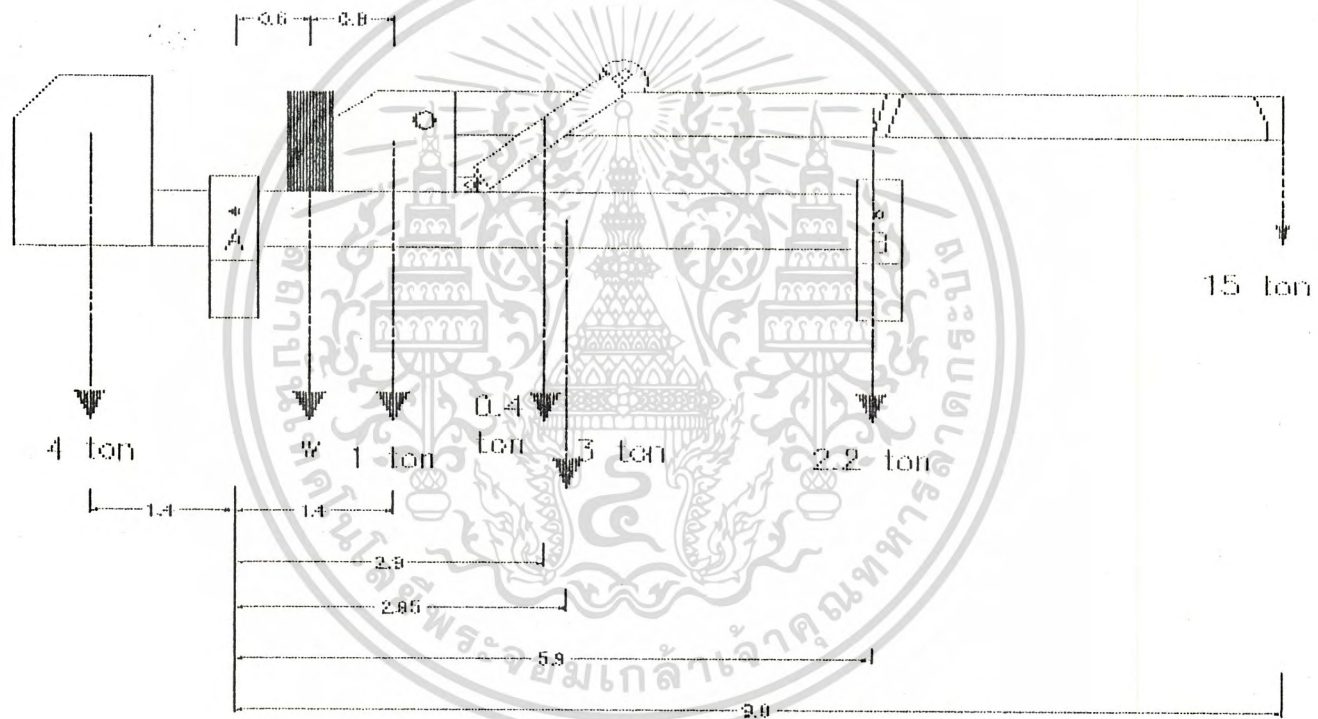
$$2.75 \times 5.9 = w \times 5.3$$

$$w = 3.06 \text{ ตัน}$$

เพราะฉะนั้นต้องใช้น้ำหนักถ่วงเท่ากับ 3.06 ตัน ให้จุดศูนย์กลางของ balance weight อยู่ห่างจากขาหยั่งหน้าเท่ากับ 0.6 เมตร

ซึ่งน้ำหนักของ balance weight ที่คิดนั้นอาจเพิ่มได้เพื่อความปลอดภัย เช่นเวลาปล่อย วัตถุลงมาและหยุดทันทีจะทำให้รถกระดกได้ เพราะฉะนั้นจึงอาจเพิ่มน้ำหนักของ balance weight ได้ เพื่อให้มีความปลอดภัยมากขึ้น

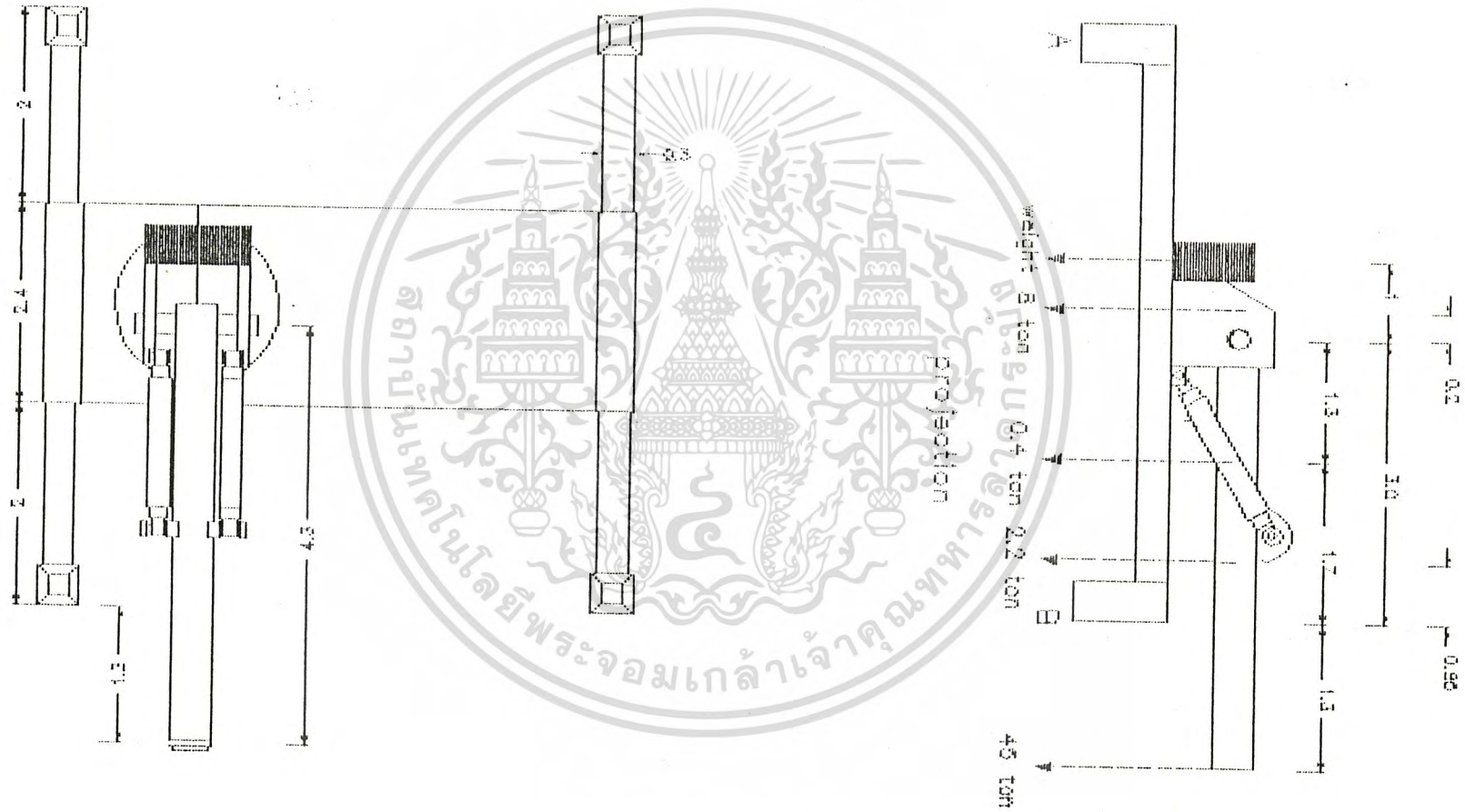
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Back Load 15 ton (8m boom)

รูป (3-11) ภาพด้านข้างแสดงการติดตั้ง Balance Weight

รูป (3-12) แสดงภาพกับ Boom เมื่อหมุนไปยกน้ำหนักทางด้านข้าง



side load 45 ton (4m boom)

การหา Balance weight ในกรณีที่แขน Boom หมุนไปรับน้ำหนักด้านข้าง  
แบบเป็น 2 กรณีคือ

1 แขน Boom ยึดออกสุดมี load 15 ตัน

2 แขน Boom ไม่ยึดมี load เท่ากับ 45 ตัน

กรณีที่ 1 จากรูป(3-12) ถ้าแขน Boom ยาว 15 เมตร

Take moment ที่จุด B

$$(8 \times 3.2) + (0.4 \times 1.70) + (w \times 4.0) = (15 \times 5.3) + (2.2 \times 1.30)$$

$$25.6 + 0.68 + 4w = 79.5 + 2.86$$

$$w = 14.02$$

กรณีที่ 2 จากรูป(3-12)

Take moment ที่จุด B

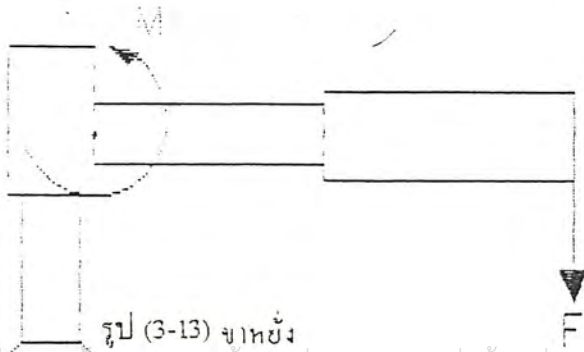
$$(8 \times 3.2) + (0.4 \times 1.70) + (2.2 \times 0.85) + [w \times (0.8 + 3.2)] = 45 \times 1.30$$

$$26.5 + 0.68 + 1.87 + 4w = 58.5$$

$$w = 7.59 \text{ ตัน}$$

จาก balance weight ที่คำนวณได้ ทั้ง 2 กรณี จะเห็นว่าน้ำหนักมากกว่า balance weight ในขณะที่คัน Boom ยังไม่หมุน แต่การเลือก balance นั้นเราต้องดูด้วยว่าขนาดของ balance weight ใหญ่เกินไปที่จะนำไปติดเข้ากับแกนหมุนหรือเปล่านั้น และมีความจำเป็นมากหรือเปล่านั้นที่ต้องยก maximum load ทางด้านข้างรถ ถ้าจำเป็นมากก็ต้องคิด balance weight ที่มีน้ำหนักเท่ากับน้ำหนักถ่วงด้านข้าง แต่ในการ Design ต่อจากนี้จะใช้ balance weight ขนาด 3.06 ตัน

กระบอกสูบที่ใช้ยกตัวรถ (LIFTING CYLINDER)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การที่จะรู้ขนาดของขาหยังต้องทราบแรงในแนวแกนของกระบอกระบบ Hydraulic ที่ทำหน้าที่รองรับ น้ำหนักrod และ load ก่อน แล้วใช้ทฤษฎี Buckling load เพื่อหาขนาดของแกน rod และใช้สูตร  $A = F/p$  เพื่อหาขนาดของ Bore

รายละเอียดของวิธีการหาขนาดของกระบอกระบบที่ใช้ยกตัวรถซึ่งมี load เท่ากับ 45 ตัน จากน้ำหนักและขนาดชิ้นส่วนที่ได้หามาแล้ว เราจะหา แรงสูงสุดบนขาหยังหลัง

กติกกรณีที่แขน Boom อยู่ที่ท้ายรถ (ไม่หมุนและมุมยกเท่ากับ 0 องศา) แขน Boom ไม่ยึด และมี load เท่ากับ 45 ตัน

take moment ที่จุด A

$$(0.6 \times w) + (1 \times 1.4) + (0.4 \times 2.9) + (3 \times 2.95) + (2.2 \times 3.9) + (4.5 \times 5.9) \\ = (4 \times 1.4) + 5.9 F_B$$

$$1.836 + 1.4 + 1.16 + 8.85 + 8.58 + 265.5 = 5.6 + 5.9 F_B$$

$$F_B = 47.7 \text{ ton ประมาณ } 48 \text{ ตัน}$$

แต่เนื่องจากขาหยังหลังมี 2 ข้าง เพราะฉะนั้น ข้างหนึ่งรับแรง 24 ตัน

ขนาดของแกน rod หาได้จาก Buckling load

$$d = \left[ \frac{K \times 64 L^2}{\pi^3 E} \right]^{1/4} \quad (3-14)$$

$$K = 24000 \times (\text{safety factor})$$

$$L = 120 \text{ cm. (สมมติให้แกน rod ของกระบอกระบบ Hydraulic ยึดตัวรถยาว 120 cm)}$$

$$E = 2,100,000 \text{ kg/cm}^2$$

$$k = \text{force} \times \text{safety factor} \text{ kg/cm}^2$$

แทนค่าต่างๆลงในสมการ (3-14)

$$\text{เพราะฉะนั้น } d = 4.3 \text{ cm.}$$

กำหนดความดันสูงสุดจาก pump เท่ากับ 250 Bar.

เพราะฉะนั้นขนาดของ Bore เท่ากับ

$$d = [F/P \times 4/\pi]^{1/2} \quad (3-15)$$

$$= [ (240000 \times 4) / (250 \times 10^5 \times \pi) ]^{1/2}$$

$$= 0.1105 \text{ m}$$

$$= 11.05 \text{ cm.}$$

แต่เพื่อความปลอดภัยกับเราจะให้กระบอกระบบ Hydraulic ทั้ง 4 กระบอกระบบที่ยกตัวรถมีขนาดเท่ากันทั้งหมด คือสูง 1.2 เมตร แกน rod diameter ไม่น้อยกว่า 4.3 cm. ขนาดของ Bore

diameter ไม่น้อยกว่า 11.05 cm

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### แขนค้ำขาที่ยังออกทางด้านข้าง

เนื่องจากแรงที่ใช้ในการค้ำขาที่ยังออกทางด้านข้างน้อยมากเพราะ ขณะค้ำขาที่ยังออกมา ล้อของรถยกยังติดอยู่กับพื้นอยู่ เพราะฉะนั้นกระบอก Hydraulic ที่ใช้ค้ำขาที่ยังออกทางด้านข้าง จึงมีแรงแก่เอาชนะแรงเนื่องจากความเสียดทาน ระหว่างชิ้นส่วนที่ใช้ค้ำขาที่ยังเท่านั้น ซึ่งอาจ ประมาณขนาดของแกน rod ได้ประมาณ 3-4 cm. โดยขนาดของ Bore ประมาณ 5-6 cm. ก็พอ

แต่ส่วนที่รับแรงและทำให้เกิด Moment ได้ก็คือส่วนของสี่เหลี่ยมทรงกระบอกที่หุ้ม กระบอก Hydraulic (คล้ายกับค้ำ Boom) เพราะเมื่อขาที่ยังขึ้นพื้นแล้วส่วนที่รับ moment ค้ำก็ได้ แก่ส่วนนี้นั่นเอง

เพราะฉะนั้นการ Design ก็จะใช้ ทฤษฎีเช่นเดียวกับค้ำ Boom จากรูปสมมติให้ความ ยาว  $L = 2$  เมตร (ยื่นออกแล้ว) และมีแรง  $F$  ขนาด 24 ตัน (เท่ากับแรงที่ขาที่ยังแต่ละข้าง)และ การคำนวณก็ใช้ program เดียวกันกับค้ำ Boom แต่ Input Boom length เท่ากับ 2 เมตร และ load เท่ากับ 24 ตัน

### หางลาก (pulling tail)

ใช้ลากจูงรถที่หนักประมาณ 45 ตัน โดยให้ล้อหน้าลอยพื้นพื้น การออกแบบหางลากอาจ จะออกแบบได้หลายแบบ เช่น รูป (3.14) สมมติให้หางลากยกรถได้สูงประมาณ 0.5 m. และหา ขนาดของหางลากเป็นดังนี้

กระบอกสูบยกหางลากมีขนาดประมาณ ยาวประมาณ 1 เมตร

ตัวหางลาก(ห้อยติดกับสลักท้ายรถ) ยาว 1 เมตร

จุดยึดของกระบอก Hydraulic กับหางลากห่างจากจุดหมุน 0.5 m ดังรูป (3-14)

แรงที่ปลายขาที่ยังที่ใช้ในการยกรถหนัก 45 ตันคือ

$$F \times 8 \cos \theta = 45 \text{ ตัน} \times 4 \cos \theta$$

เพราะฉะนั้น  $F = 22.5 \text{ ton}$

take moment ที่จุด A จะได้ (P คือแรงในแนวแกน rod)

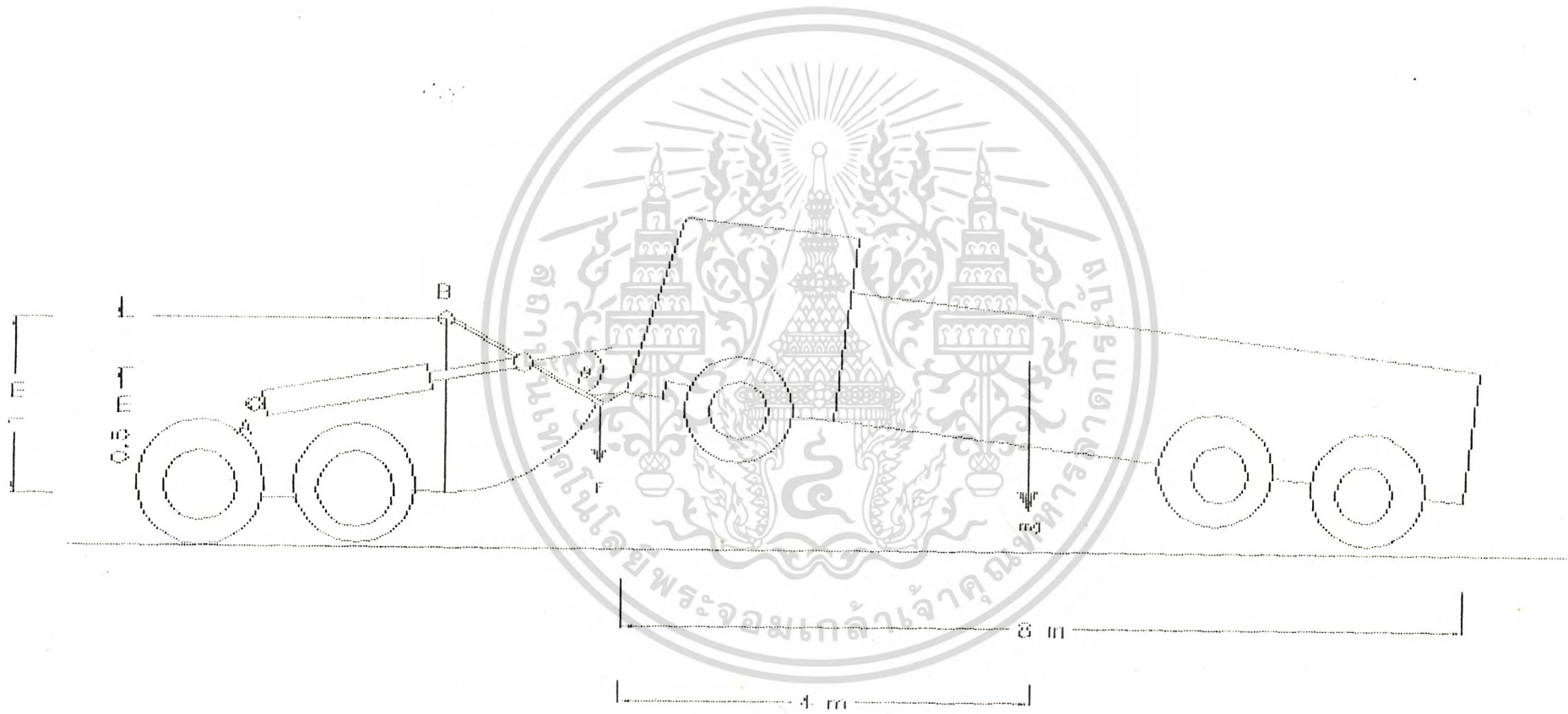
$$P \sin \beta \times 0.5 \sin 30 + P \cos \beta \times 0.5 \cos 30 = 22.5 \text{ ton} \times \cos 30$$

เพราะฉะนั้น  $P = 60.89 \text{ ton}$

จากสูตร buckling column ได้ขนาดของแกน rod เท่ากับ

$$d = \left[ \frac{K \times 64 \times L^2}{\pi^3 E} \right]^{1/4}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป (3-14) เครื่องขกลากจูง

$$= \left[ \frac{60.84 \times 10^3 \times 64 \times (100)^2}{\pi \times 21 \times 10^3} \right]^{1/4}$$

$$= 4.95 \text{ cm.}$$

ประมาณ 5 cm.

F = คือแรงในแกน rod

p = ความดันของ pump

$$\text{ขนาดของ Bore}(d) = (4F/\pi p)^{1/2}$$

$$= \left( \frac{4 \times 60.98 \times 10^3 \times 9.81}{\pi \times 250 \times 10^5} \right)$$

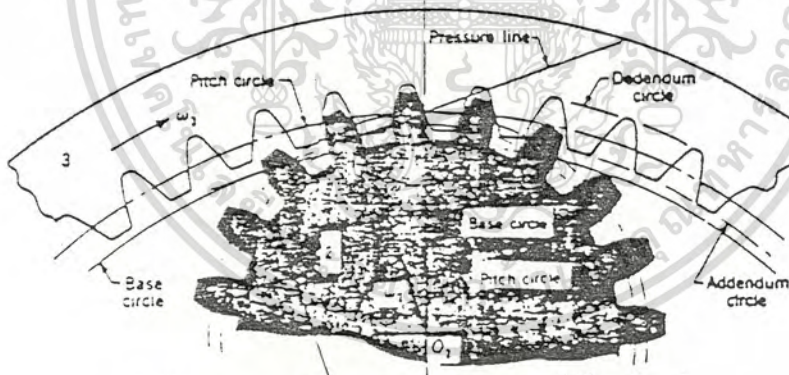
$$= 0.1744 \text{ m.}$$

หรือ  $d = 17.44 \text{ cm.}$

diameter ของ Bore ของกระบอก Hydraulic ยกหางลากต้องมากกว่าหรือเท่ากับ 17.44 cm.

Gear ที่ใช้หมุนฐาน Boom

เลือกใช้ Spur gear มีลักษณะดังรูป (3-15)



รูป (3-15) gear ที่ใช้หมุนแท่น Boom

การจะหาขนาดของ Gear ต้องรู้ torque ที่ต้องการขับเคลื่อน

สมมติให้ฐานหมุนซึ่งเป็น Bearing รองรับน้ำหนักของแท่น Boom และ load ซึ่งมีน้ำหนักรวมกันประมาณ 50ตัน โดยทั่วไป Bearing จะมีสัมประสิทธิ์ความเสียหายโดยประมาณ 0.1 สมมติให้ Bearing ที่เป็นฐานหมุนมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับ 1.6 m เส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 1.5 เมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จาก Torque = Force x Radian

$$T = F \times R$$

$$dT = dF \times r$$

$$dT = r dF$$

$$\text{แต่ } dF = d\mu N$$

$$= d\mu mg$$

$$= \mu dm g$$

สมมุติว่าแรงกระจายสม่ำเสมอบน Bearing

$$\therefore d m g = mg/A dA \quad A = \text{พื้นที่หน้าตัดของ bearing}$$

$$dF = \mu(mg/A)dA$$

$$= \mu(mg/A)d\theta dr$$

แทนค่าในสมการแรกได้

$$T = \int_{r_0}^{r_1} \int_0^{2\pi} \frac{r m \mu}{A} d\theta dr \quad (3-16)$$

$$T = \int_{r_0}^{r_1} 2\pi \mu \frac{m}{A} r dr$$

$$T = \frac{2\pi^2 \mu m r^2}{A} \Big|_{r_0}^{r_1} \quad (3-17)$$

$r_0$  = รัศมีภายในของ bearing

$r_1$  = รัศมีภายนอกของ bearing

แทนค่า  $r_0 = 0.75$      $r_1 = 0.8$     ลงในสมการ (3-17)

$$T = \frac{4(0.8^2 - 0.75^2) \times 0.1 \times 50^3 \times 9.8}{(1.6^2 - 1.5^2)}$$

$$\text{Torque} = 49050 \text{ Nm.}$$

สมมุติให้ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของ gear เท่ากับ 1.44 m หรือ 1400 mm.

เลือก module ของ gear เท่ากับ 5 mm.

เพราะฉะนั้นได้จำนวนฟันของ Gear จากสูตร  $m=d/N$

$$N = 1440/5$$

$$= 288 \text{ ฟัน}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดให้อัตราทดระหว่ง Gear และ pinion เท่ากับ 18

เพราะฉะนั้นจำนวนฟันของ pinion เท่ากับ  $288/18 = 16$  ฟัน

module ฉะนั้นได้ขนาด diameter ของ pinion =  $5 \times 16 = 80$  mm.

ต่อไปก็ประมาณหน้ากว้างของ Gear โดยใช้สมการของ Lewis

$$F = \frac{W_t}{K_v m Y_p \sigma_p} \quad (3-18)$$

F คือ Face width

$K_v$  คือ velocity factor =  $6/(6+V)$

V คือ pitch line velocity =  $\pi d n / 60$

n คือ จำนวนรอบการหมุนต่อนาที

$W_t$  คือ แรงที่กระทำต่อฟันของ gear (หรือ pinion) ในแนวตั้งฉาก

$$W_t = 2T_o / d$$

m คือ module

$Y_p$  คือ Values of the Lewis form factor Y (จากตาราง 3-2)

$\sigma_p$  คือ permissible bending stress in MPa =  $S_{uc} / \text{Safety factor}$

สมมุติให้ความเร็วในการหมุน Boom เท่ากับ 5 รอบ/นาที

$$\text{เพราะฉะนั้น } V = \frac{2\pi \times 1.44 \times 5}{60}$$

$$= 0.3 \text{ m/S}$$

$$K_v = \frac{6}{6+0.3}$$

$$= 0.952$$

สมมุติให้ gear และ pinion ทำมาจากเหล็ก ANSI 1045 QT 182°C

ซึ่งมีค่า Ultimate strength ( $S_{uc}$ ) เท่ากับ 2240 MPa

สมมุติว่า safety factor เท่ากับ 4

สมมุติให้ pressure angle ของ gear เท่ากับ 25° และ addendum เท่ากับ module และ

dedendum เท่ากับ 1.25 m

ซึ่งได้ค่า Lewis form factor จากตาราง (3-2) เท่ากับ 0.33178 (คิดจำนวนฟันของ pinion

เท่ากับ 16 ฟัน)

$$W_t = 2 \times 49050 / 1.44$$

$$= 68125 \text{ N}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าต่าง ๆ ที่ได้ลงในสมการ Lewis (3-18)

$$F = 68125/0.952 \times 5 \times 0.33178 \times 560 \\ = 77 \text{ mm.}$$

ได้น้ำกว้างของ gear และ pinion เท่ากับ 77 mm.

หลังจากได้ประมาณน้ำกว้าง gear มาแล้ว ต่อไปก็ใช้สมการของ AGMA (ดัดแปลงมาจาก Lewis) เพื่อหา stress ในฟันเฟือง

$$\sigma = W_t / K_v F_m J \quad (3-19)$$

$\sigma$  คือ stress ในฟันเฟือง

$$K_v \text{ คือ velocity factor} = 50/[50 + (200V)]^{1/2}$$

J คือ geometry factor ตาราง (3-3),(3-4)

$$K_v = \frac{50}{50 + (200 \times 0.3)^{1/2}} \\ = 0.866$$

จาดตาราง (3-4) ค่า J ประมาณ 0.408

$$\text{เพราะฉะนั้น } \sigma = 68125/0.866 \times 77 \times 5 \times 0.408 \\ = 500 \text{ MPa}$$

Stress ในฟันของ gear และ pinion เท่ากับ 500 MPa จากค่า Stress ที่ได้นำไปตรวจสอบกับค่า Stress ที่ได้จาก ทฤษฎี FATIGUE STRENGTH ซึ่งจะบอกค่า endurance limit ของฟัน gear

ซึ่งมีสมการดังนี้

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e' \quad (3-20)$$

$S_e$  = endurance limit of the gear tooth

$S_e'$  = endurance limit of rotating-beam specimen

$k_a$  = Surface factor (รูป 3-15)

$k_b$  = Size factor (ตาราง 3-5)

$k_c$  = reliability factor (ตาราง 3-6)

$k_d$  = temperatur factor = 1 (อุณหภูมิ  $\leq 350$  องศาเซลเซียส)

= 0.5 (  $350 < \text{อุณหภูมิ} \leq 500$  )

$k_e$  = modifying factor for stress concentration (สำหรับ gear ใช้ค่า  $K_e$  เท่ากับ 1)

$k_f$  = miscellaneous effects factor (รูป 3-16)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากที่ผ่านมาระยะได้

$$k_a = 0.62$$

$$k_b = 0.91$$

$$k_c = 0.868$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1$$

$$k_f = 1.525$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

$$= 0.5 \times 2240$$

$$= 1120 \text{ Mpa}$$

$$\text{เพราะฉะนั้น } S_e = 0.62 \times 0.91 \times 0.868 \times 1.525 \times 1120$$

$$= 836.45 \text{ MPa}$$

จะเห็นว่าค่า Stress ในฟัน gear เนื่องจาก bending ยังไม่เท่ากับค่าของ stress เนื่องจาก endurance limit เพราะฉะนั้นจึงใช้ gear ขนาดนี้ได้

**MOTOR** ที่ใช้หมุนแท่นหมุน Boom

จากที่ผ่านมาระยะ Torque ที่ใช้ในการหมุน Boom เท่ากับ 49050 Nm. แต่เราใช้อัตราการทดของ gear เท่ากับ 18 เพราะฉะนั้นจึงต้องใช้ motor ที่มี Torque เท่ากับ  $49050/18 = 2725 \text{ Nm}$ . มาขับจึงจะหมุนได้ และจำนวนรอบของ motor =  $5 \times 18 = 90$  รอบ/นาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2

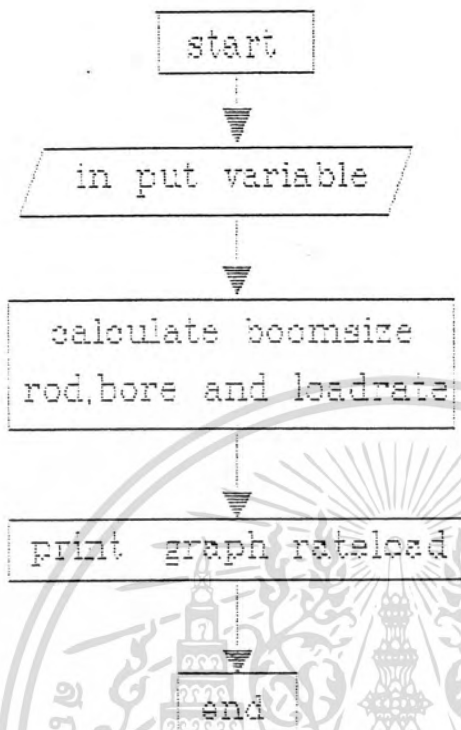
### การคำนวณ Rated load

จะคำนวณโดยคิดว่าโมเมนต์ที่เกิดที่จุด Support (จุดที่กระบอก Hydraulic ยกคัน Boom) คงที่เท่ากับโมเมนต์ maximum ตลอดเวลา เพราะฉะนั้นคัน Boom ยืดออก ก็จะได้รับ load ได้น้อยลงที่มุมยกเท่าเดิม แต่ถ้ายิ่งมุมยกสูงขึ้นที่ความยาวเดิมก็จะรับ load ได้มากขึ้นแต่ต้องไม่เกินค่าที่กำหนดไว้ เนื่องจากอุปกรณ์อื่น ๆ ของระบบรับได้ไม่เกิน นน.ที่กำหนดไว้ เช่น sling, winch, motor ขับ winch, ขาหยั่ง) และ Rated load ที่คำนวณออกมาเป็นกราฟนั้นหมายความว่า เวลาจะยก load จะต้องปรับความยาวของคัน Boom และมุมยกของคัน Boom ก่อนแล้วจึงปล่อย sling ลงมายก ซึ่งน้ำหนักที่ยกได้มากที่สุดก็จะเป็น น้ำหนักที่ Plot ไว้ในกราฟ (แต่เมื่อยกน้ำหนัก มากที่สุดแล้ว จะปรับคัน Boom ให้มุมยกสูงขึ้นก็ได้ หรือจะปรับให้มุมยกสูงขึ้น พร้อมกับยืดคัน Boom ขณะเดียวกันก็ได้ แต่ระยะทางตั้งฉากระหว่าง load กับจุด Support ต้องเท่าเดิมและห้ามหมุนคัน Boom เนื่องจาก Balance weight ที่ติดไว้คำนวณมาจากการหาค่าน้ำหนักทางด้านท้ายรถซึ่งตัวถ่วงน้ำหนักนี้ค่านี้น้อยกว่าตัวถ่วงน้ำหนักทางด้านข้าง (จากการคำนวณที่ผ่านมา) ซึ่งถ้ายก load หนักเท่าเดิม ทางด้านข้าง จะทำให้รถพลิกคว่ำได้)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

program calculate rateload



variable is

steel thickness  
maximum hight of boom  
yield strength of steel  
boomlength  
maximum load  
point lift boom  
density of steel  
modulus of steel  
liftangles

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

#include<math.h>
#include<stdio.h>
#include<conio.h>
#include<graphics.h>
main()
{ int Ni,l[7],a,z1,z2,X,Y;
float A,p,z,l,L,f,t,y,bd,h,m,c,i,yw,wb1,wb2,s,
e,k,d,dr,wr,w,load,Pl=3.1417,j,lift,im;
char outch[3];

clrscr();
printf("\n\t This is program calculate rated load \n");
printf("\n\t Enter boom length (m) = ");
scanf("%f",&l);
printf("\t Enter load (ton) = ");
scanf("%f",&load);
printf("\t Enter point that hydraulic cylinder support boom (m) = ");
scanf("%f",&L);
printf("\t Enter steel thickness (cm) = ");
scanf("%f",&t);
printf("\t Enter yield strength (psi) = ");
scanf("%f",&y);
printf("\t Enter density of steel that boom made from (lb/cu in) = ");
scanf("%f",&bd);
printf("\n\n\t This part calculate boom section\n");
printf("\t Enter maximum height of boom section (cm) = ");
scanf("%f",&h);

z=h;
printf("\t This is boom size \n");
for(i=0;i<=z-10;i=i+10)
{
m=(l-L) * load*9.8*1000;
h=z-i;
c= h/2;

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

im=m*c/(y*6.8948);
w= (im-pow((h-2*t),3)/6) / (pow(h,3)/12 - pow((h-2*t),3)/12);
printf("\n\t h=%f  w=%f ",h,w);

}

printf("\n\n\t Select size of boom that you want \n");
printf("\t w =");scanf("%f",&w);
printf("\t h =");scanf("%f",&h);

im=w*pow(h,3)/12-(w-2*t)*pow(h-2*t,3)/12;
c=h/2;

/*****/

/*printf("\n\t This part is calculate boom weigh");*/
wb1=((w+h)-(w-2*t)*(h-2*t))*l*bd;
wb2=((w-2*t)*(h-2*t)-(w-4*t)*(h-4*t))*l*bd*2.768;
printf("\n\t Boom weigh = %f kg \n",wb2);
/*****/

printf("\n\t This part calculate hydraulic cylinder size");
printf("\n\t Enter buckling load(kg) =");
scanf("%f",&f);
printf("\t Enter safty factor = ");
scanf("%f",&s);
printf("\t Enter modulus(Kg/cm^2) = ");
scanf("%f",&e);

k=f*s;

d=pow(64*k*pow(l*100,2)/(pow(PI,3)*e),0.25);
printf("\n\t Diameter of rod = %f cm",d);
printf("\n\t Enter density of steel that rod made from (kg/cu m)= " );
scanf("%f",&dr);

wr=dr*PI*pow(d/100,2)*l/4;
printf("\t Weight of rod = %f kg",wr);
printf("\n\t Enter pump pressure (bar)=");
scanf("%f",&p);

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

A=pow(f*4/(p*10000*3.14),0.5)*100;
printf("\t Bore size of extending boom cylinder (cm) =%f",A);

/*****/
printf("\n\t This part calculate rated load");
printf("\n\t Put number of angle = ");
scanf("%d",&Ni);
for(a=1;a<=Ni;++a)
{
printf("\t For angle(%d) is : ",a);
scanf("%d",&l[a]);
}
clrscr();
detectgraph(&z1,&z2);
initgraph(&z1,&z2," ");
basegraph();
for(a=1;a<=Ni;a++)
{
for(j=0;j<=2*l-L;j=j+0.01)
{
lift = ((y*6.8948*im/c-(wr+wb2)*9.8*j*cos(l[a]*PI/180))
/ ((l-L+j)*cos(l[a]*PI/180)))/9.8;

if(lift>=45000)
lift=45000;
X=j*50+150;
Y=(lift/200);/*printf("\nx=%d y=%d lift=%f",X,Y,lift);*/
putpixel(X,350-Y,5);

if(j>=(2*l-L)-0.01)
{ itoa(l[a],outch,10);
outtextxy(X+5,350-Y, outch );
getch();
}
}
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

    }
} getch();
}
basegraph()
{
    int x,y;
    setcolor(3);
    setfillstyle(2,1);
    rectangle(0,0,639,479);
    moveto(150,20);
    lineto(150,350);
    lineto(450,350);
    outtextxy(140,15,"LOAD (ton)");
    outtextxy(465,350,"Boom length (m)");
    outtextxy(150,360,"4");
    outtextxy(225,360,"5");
    outtextxy(300,360,"6");
    outtextxy(375,360,"7");
    outtextxy(450,360,"8");
    outtextxy(135,125,"45");
    outtextxy(135,275,"15");
    outtextxy(140,350,"0");
    outtextxy(135,200,"30");
}

```



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการ Run Program Rate Load.

This is program calculate rate load

Enter boom length (m) = 4.000000  
Enter load (ton) = 45.000000  
Enter point that hydraulic cylinder support boom (m) = 2.000000  
Enter steel thickness (cm) = 1.000000  
Enter yield strength (psi) = 35.000000  
Enter density of steel that boom made from (lb/cu in) = 0.350000

This part calculate boom section

Enter maximum height of boom section (cm) = 70.000000  
This is boom size

|             |              |
|-------------|--------------|
| h=70.000000 | w=31.721014  |
| h=60.000000 | w=44.310143  |
| h=50.000000 | w=60.750591  |
| h=40.000000 | w=84.075249  |
| h=30.000000 | w=121.628983 |
| h=20.000000 | w=196.922241 |
| h=10.000000 | w=447.278107 |

Select size of boom that you want

w = 31.000000  
h = 70.000000  
Boom weigh = 736.287964 kg

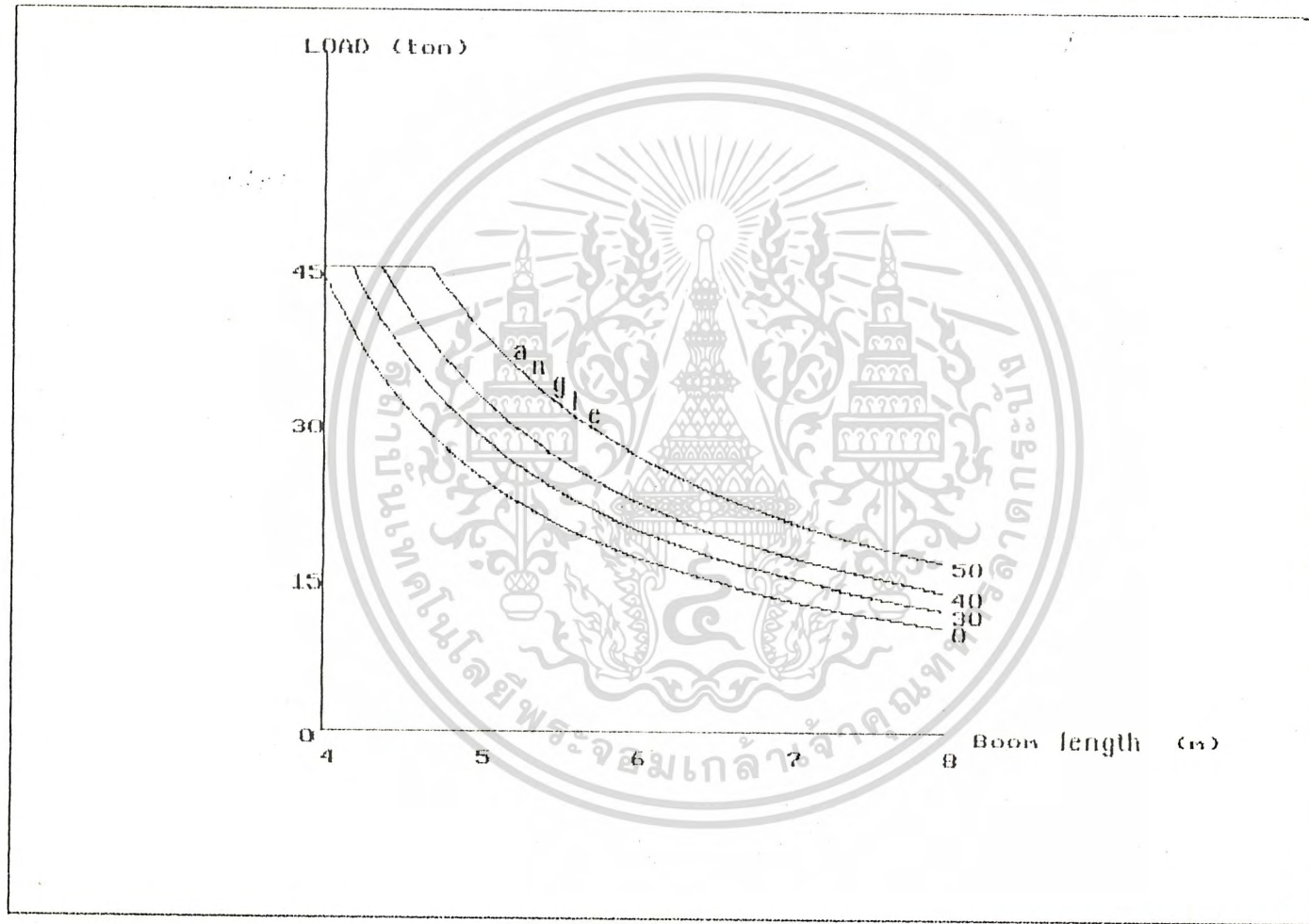
This part calculate hydraulic cylinder size

Enter buckling load(kg) = 45000.000000  
Enter safty factor = 1.500000  
Enter modulus(Kg/cm<sup>2</sup>) = 2100000.000000  
Daimeter of rod = 10.150152 cm  
Enter density of steel that rod made from (kg/cu m)= 4000.000000  
Weight of rod = 129.470200 kg  
Enter pump pressure (bar) = 250.000000  
Bore size of extending boom cylinder (cm) =15.142634  
This part calculate rated load

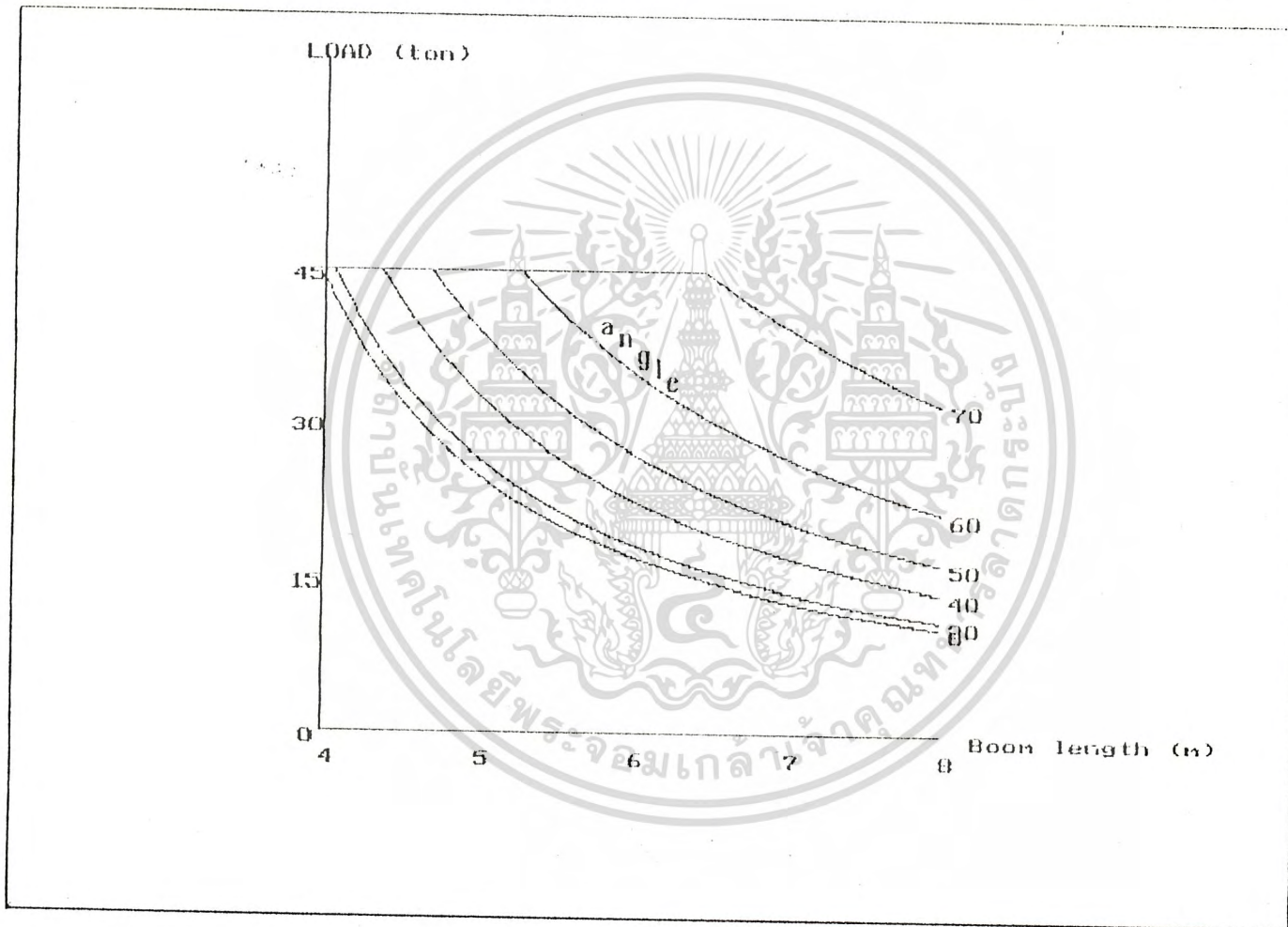
Put number of angle = 4

For angle(1) is : 0  
For angle(2) is : 30  
For angle(3) is : 40  
For angle(4) is : 50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

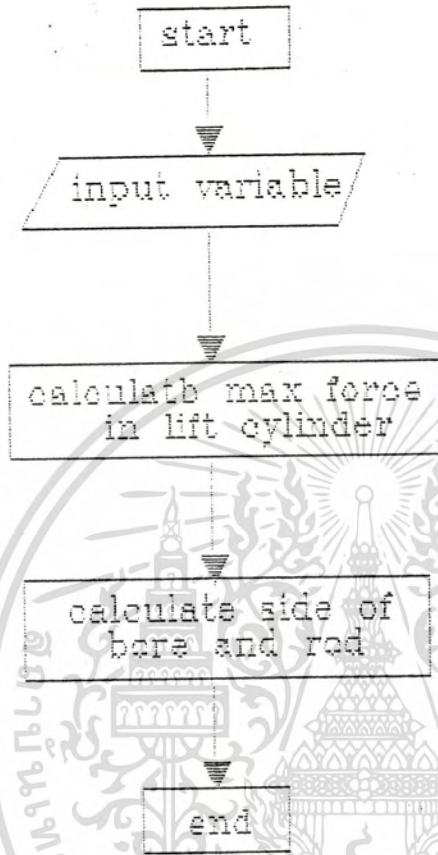


ผลการ Run Program Rate Load.



ผลการ Run Program Rate Load

program calculates lift cylinder



variable is shape of base boom following picture 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

#include<stdio.h>
#include<math.h>
#include<conio.h>

double pi,cosB,sinB,f[100],x,y;
int i,j,k,z;
float g,l,h,b,t,F,p,a,C,c,cc,u,L,s,d,S,load,bor,press;

main()
{
clrscr();
printf("\n\t This program calculate lift cylinder");
printf("\n\t enter boom length (m) = ");
printf("\n\t enter boom length (m) = ");
scanf("%f",&L);
printf("\t enter load (ton) = ");
scanf("%f",&load);
printf("\t see the picture(1) and put the variable follow that\n");
printf("\t H(m) = ");scanf("%f",&h);
printf("\t P(m) = ");scanf("%f",&p);
printf("\t L(m) = ");scanf("%f",&l);
a=pow((pow(h,2)+pow(p,2)),0.5);
c=pow((pow(l-p,2)+pow(h,2)),0.5);
printf("\t hydraulic cylinder long= %f (m)",c);

m();

printf("\t do you want this cylender. 1=yes,0=no ");
scanf("%d",&k);
if(k==0)
{
printf("\n\t enter hydraulic cylender long = ");
scanf("%f",&c);

printf("\n\n\t if you want to change (P) please enter 1*");
printf("\n\n\t if you want to change (L) please enter 2*");
}
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

printf("\n\t if you want to change (H) please enter 3");
printf("\n\t\t\t\t\t select ");
scanf("%d",&z);
if(z==1)
{
    p=l-pow((pow(c,2)-pow(h,2)),0.5);
    printf("\n\t see picture ,new p =%f",p);
    m();
}
if(z==2)
{
    l=p+pow((pow(c,2)-pow(h,2)),0.5);
    printf("\n\t see picture ,new l =%f",l);
    m();
}
if(z==3)
{
    h=pow((pow(c,2)-pow(l-p,2)),0.5);
    printf("\n\t see picture ,new h =%f",h);
    m();
}
}
for(i=0;i<=80;i++)
{
    pi=3.1414;
    x=l*cos(i*pi/180)-p;
    y=l*sin(i*pi/180)+h;
    cc=pow((pow(x,2)+pow(y,2)),0.5);
    cosB = (pow(a,2)-pow(l,2)-pow(cc,2))/(-2*cc*l);
    sinB=pow((1-pow(cosB,2)),0.5);
    f[i]=load*L*cos(i*pi/180)/(l*sinB);
    printf("\n\t angle %d\t\t F=%f",i,f[i]);getch();
}
for(i=1;i<=j;i++)
{
    t=f[i]-f[i-1];
    if(t<0)
    f[i]=f[i-1];
    F=f[i];
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่รวบรวมไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

printf("\n\t max. lifting force =%f (ton) ",F);
printf("\n\t if have two cylinder force per one cylinder =%f(ton)",F/2);
printf("\n\t enter safety factor ");
scanf("%f",&S);
d=pow((F*S*32*pow(100*c,2)/(pow(pi,3)*2100)),0.25);
printf("\n\t diameter of rod =%f (cm)",d);
printf("\n\t enter maximum pressure from pump (bar) =");
scanf("%f",&press);
bor=pow((F/2)*10000*4/(press*100000*pi),0.5)*100;
printf("\n\t bor size(cm)=%f",bor); getch();
}

m()
{ printf("\007"); getch();
  for(i=0;i<=80;i++)
  { pi=3.1414/180;
    g=cos(i*pi);
    x=(l*g)-p;
    y=l*sin(i*pi)+h;
    u=pow((pow(x,2)+pow(y,2)),0.5);
    C=2*c;
    if(u>=C)
    {
      printf("\n\t maximum lifting angle of boom = %d ",i);
      j=i;
      i=80; }
  }
}

if(u<C)
  { printf("\n\t lifting angle over 80 degree");
    s=u-c; j=80;
    printf("\n\t if maximum lift angle = 80 degree\n\t rod axial length
    =%f\n",s);
  }
}

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ผลการ Run Program คำนวณ Lift Boom Cylinder.

this program calculate size of lifting cylinder  
 enter boom length (m) = 4.000000  
 enter load (ton) = 45.000000  
 see the picture(1) and put the variable follow that

H (m) = 1.500000  
 P (m) = 0.700000  
 L (m) = 2.000000  
 hydraulic cylinder long= 1.984943 (m)  
 lift angle over 30 degree  
 if maximum lifting angle = 80 degree  
 stroke of cylinder =1.502506(m)

|          |               |
|----------|---------------|
| angle 0  | F=119.096601  |
| angle 1  | F=119.700135  |
| angle 2  | F=120.285249  |
| angle 3  | F=120.851625  |
| angle 4  | F=121.398970  |
| angle 5  | F=121.926961  |
| angle 6  | F=122.435303  |
| angle 7  | F=122.923676  |
| angle 8  | F=123.391765  |
| angle 9  | F=123.839248  |
| angle 10 | F=124.265806  |
| angle 11 | F=124.671106  |
| angle 12 | F=125.054816  |
| angle 13 | F=125.416590  |
| angle 14 | F=125.756079  |
| angle 15 | F=126.072938  |
| angle 16 | F=126.366803  |
| angle 17 | F=126.637239  |
| angle 18 | F=126.884022  |
| angle 19 | F=127.1106604 |
| angle 20 | F=127.304637  |
| angle 21 | F=127.477700  |
| angle 22 | F=127.625376  |
| angle 23 | F=127.747206  |
| angle 24 | F=127.842757  |
| angle 25 | F=127.911533  |
| angle 26 | F=127.953068  |
| angle 27 | F=127.966831  |
| angle 28 | F=127.952318  |
| angle 29 | F=127.908978  |
| angle 30 | F=127.836240  |
| angle 31 | F=127.733521  |
| angle 32 | F=127.600198  |
| angle 33 | F=127.435650  |
| angle 34 | F=127.239198  |
| angle 35 | F=127.010131  |
| angle 36 | F=126.747753  |
| angle 37 | F=126.451295  |
| angle 38 | F=126.119909  |
| angle 39 | F=125.752819  |
| angle 40 | F=125.349131  |
| angle 41 | F=124.907935  |
| angle 42 | F=124.428216  |
| angle 43 | F=123.908998  |
| angle 44 | F=123.349197  |
| angle 45 | F=122.747684  |
| angle 46 | F=122.103249  |
| angle 47 | F=121.414631  |

เอกสารนี้สงวนไว้สำหรับใช้ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่สามารถใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามเผยแพร่และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|          |              |
|----------|--------------|
| angle 48 | F=120.680535 |
| angle 49 | F=119.899485 |
| angle 50 | F=119.070046 |
| angle 51 | F=118.190580 |
| angle 52 | F=117.259438 |
| angle 53 | F=116.274794 |
| angle 54 | F=115.234778 |
| angle 55 | F=114.137318 |
| angle 56 | F=112.980280 |
| angle 57 | F=111.761329 |
| angle 58 | F=110.478022 |
| angle 59 | F=109.127656 |
| angle 60 | F=107.707447 |
| angle 61 | F=106.214314 |
| angle 62 | F=104.644975 |
| angle 63 | F=102.995892 |
| angle 64 | F=101.263315 |
| angle 65 | F=99.443093  |
| angle 66 | F=97.530304  |
| angle 67 | F=95.521653  |
| angle 68 | F=93.410401  |
| angle 69 | F=91.191391  |
| angle 70 | F=88.858418  |
| angle 71 | F=86.404829  |
| angle 72 | F=83.823233  |
| angle 73 | F=81.105531  |
| angle 74 | F=78.242953  |
| angle 75 | F=75.225726  |
| angle 76 | F=72.043197  |
| angle 77 | F=68.683420  |
| angle 78 | F=65.133366  |
| angle 79 | F=61.378387  |
| angle 80 | F=57.402281  |

max. lifting force =127.966835 (ton)  
 if have two cylinder force per one cylinder =63.983418(ton)  
 enter safety factor 1.502506  
 diameter of rod =7.808390 (cm)  
 enter maximum pressure from pump (bar) = 250.000000  
 bore size(cm)=13.052280

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.3 การทำงาน ของวงจรไฮดรอลิก ส่วนต่างๆ

#### 1. Swing System

##### หน้าที่ของแต่ละหน่วย

##### 1. Hydraulic motor

- ทำหน้าที่เปลี่ยนความดัน Hydraulic ที่ generate โดย pump ให้เป็นแรง rotational ส่งต่อให้กับเพื่องัดแกว่งขั้วแท่นหมุน

##### 2. Motor relief and anti-cavitation valve

- ประกอบด้วยวาล์วปลดความดันแบบ pilot 2 ตัว และ check valve 2 ตัว ช่วยป้องกันการเกิด cavitation และ irregular high pressure เนื่องจากการ ความเฉื่อยของ load

##### 3. flow-regulator valve

- ควบคุมอัตราการส่งน้ำมันให้แก่มอเตอร์ ช่วยในการควบคุม Speed ของ motor ให้เป็นไปตามที่ต้องการ

##### 4. Direction control valve

- ควบคุมทิศทางการส่งน้ำมันเข้า motor เป็นการกำหนดทิศทางการหมุนของแท่น Swing

##### 5. Pressure relief Valve

- เป็นวาล์วปลดความดันใช้คอยควบคุมความดันใน Main pressure line ไม่ให้สูงเกินไป

##### การทำงานของระบบ

เมื่อโยกคันบังคับป้อนน้ำมันให้กับ Motor น้ำมันความดันจะทำให้ motor เกิดการหมุนไปทางซ้ายหรือขวา มอเตอร์จะทำการขับเฟือง (External Gear) ที่ยึดติดกับแท่นหมุนทำให้แท่นหมุนหมุนตามทิศทางของ motor

วงจรจะได้รับการป้องกันความเสียหายโดย motor relief and anti-cavitation valve และ ควบคุมความเร็วของมอเตอร์โดย flow regulator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2. Pulling Tail System

### หน้าที่ของแต่ละหน่วย

#### 1.Extension cylinder

- เป็นกระบอกสูบที่อยู่ติดกับชุดลากจูงที่จะทำการ ยืดตัวออกไปรับกับ load (ส่วนหน้า และรถที่จะทำการลากจูง)

#### 2.flow regulator valve

- ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมัน เพื่อช่วยควบคุมอัตราเร็วของกระบอกสูบให้เป็นตามกำหนดเวลา

#### 3.pilot check valve

- ช่วยป้องกันกระบอกสูบ จากการถูกขับ โดย load และน้ำหนักของตัวกระบอกสูบเอง โดยการรักษา back pressure ในวงจรไหลกลับ

#### 4.Direction control valve

- สำหรับการเลือกวงจรระหว่าง extension และ retraction circuit

### การทำงานของระบบ

เมื่อผู้บังคับทำการโยกบังคับของ Direction control valve ในทิศทางของการยืดกระบอกสูบ น้ำมัน Hydraulic จะถูกส่งไปยังด้านของหัวลูกสูบ ทำให้กระบอกสูบยืดออก และเมื่อปล่อยคันบังคับแล้ว สปริงก็จะดึงให้วาล์วหดรูดกลับ มาอยู่ในตำแหน่งกลางตามเดิม เป็นการ lock ตำแหน่งของลูกสูบโดยอัตโนมัติ

เมื่อโยกคันบังคับให้หดรูด น้ำมัน Hydraulic จะถูกส่งเข้าไปยังด้านที่มีก้านสูบ ทำให้น้ำมันด้านหัวลูกสูบถูกดันให้ไหลกลับ โดยมี pilot check valve และ flow regulator คอยควบคุมให้น้ำมันไหลออกด้วยความเร็วที่พอเหมาะและมีค่า back pressure ที่เหมาะสม

## 3. Extended Boom System

### หน้าที่ของแต่ละหน่วย

#### 1.Extension cylinder

- เป็นกระบอกสูบที่ซ่อนอยู่ในท่อน Boom เพื่อให้ทำการจัดแขนบูมออกไป

#### 2.flow regulator modular valve

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ใช้ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันเข้ากับ เพื่อช่วยควบคุมอัตราการเร็วของกระบอกสูบให้เป็นไปตามที่ต้องการ

### 3.pilot check modular valve

- ช่วยในการป้องกันกระบอกสูบจากการถูกขับโดย load และน้ำหนักของตัวกระบอกสูบเอง โดยการรักษา back pressure ในวงจรไหลกลับ

### 4.Direction control valve

- สำหรับการ Switch วงจร ระหว่าง extension circuit และ retraction circuit

## การทำงานของระบบ

เมื่อผู้บังคับทำการโยกคันบังคับของ Direction control valve ในทิศทางของการยึดกุม น้ำมัน Hydraulic จะถูกส่งไปยังด้านของหัวลูกสูบทำให้ลูกสูบพาเอาบูมยึดออกไปด้วย และเมื่อปล่อยคันบังคับแล้ว สปริงก็จะดึงให้หัวตัวหดกลับมาอยู่ในตำแหน่งกลางตามเดิม เป็นการ lock ตำแหน่งของลูกสูบโดยอัตโนมัติ

เมื่อโยกคันบังคับให้หดกุม น้ำมัน Hydraulic จะถูกส่งไปยังด้านที่มีก้านสูบทำให้น้ำมันด้านหัวกดสูบถูกดันให้ไหลกลับ โดยมี pilot check valve และ flow regulator คอยควบคุมให้น้ำมันไหลออกด้วยความเร็วที่พอเหมาะและมีค่า back pressure ที่เหมาะสมด้วย

## 4. Elevating system

วงจรนี้จะเป็นการเคลื่อนที่พร้อมกันของลูกสูบ 2 ตัว โดยการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันที่ผ่าน วู A. ให้มีค่าคงที่แน่นอน ทั้งเมื่อตอนเป็น supply oil และเป็น return oil

## การทำงานของแต่ละหน่วย

### 1.ชุดกระบอกสูบคู่

- เป็นลูกสูบที่ใช้ทำการยกท่อน Boom ขึ้น โดยจะเคลื่อนที่ในอัตราการเร็วที่เท่ากัน เพื่อความสมดุลของแรงที่กระทำกับท่อน Boom

### 2.flow regulator valve

- ใช้ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันในค้ำหัวสูบของทั้ง 2 กระบอกสูบให้มีอัตราคงที่เท่ากันจะประกอบกันอยู่กับชุดวาล์วกันกลับเพื่อให้สามารถควบคุมได้ทั้งการไหลเข้า และการไหลออกจากกระบอกสูบ

### 3.Direction Control Valve

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ สำหรับการ Switch วงจร ยกบูมและลดบูมลง

## 5. Outrigger System

### หน้าที่ของแต่ละหน่วย

#### 1. Jack Cylinder

- จะอยู่ภายใน jacks สำหรับการ setup ตำแหน่งการทำงานของเครน

#### 2. Pilot check valve (directly mounted)

- ช่วยในการรักษาตำแหน่งการทำงานของเครน โดยการควบคุมความดันของ jack cylinder ถึงแม้ว่าท่อระหว่าง manual control valve และ jack cylinder จะเกิดการแตกเสียหายก็ตาม

#### 3. pilot check valve

- ช่วยป้องกันก้านสูบของ jack cylinder จากการยืดตัวขณะกำลังเคลื่อนที่และป้องกันจากการถูกขับโดยน้ำหนักของ Outrigger (ขาหยัง) ที่ความเร็วเกินความเร็วที่ได้จากการให้น้ำมันระหว่างการ outrigger jack โดยรักษา back pressure ในวงจรไหลกลับ โดย check valve ของมันเอง

#### 4. Extension cylinder

- เป็นกระบอกลูกสูบสำหรับขยายและหดคานของเท้าช้าง (Outrigger beam)

#### 5. Manual Control Valves

- สำหรับการ switch วงจร hydraulic ระหว่าง extension cylinder และ jack cylinder ขณะปฏิบัติการ

### อธิบายการทำงานของระบบ

วงจร Hydraulic จะถูก Switch เลือกใช้ extension cylinder หรือ jack cylinder โดย control valve(EJ) แล้ว ก้านสูบก็จะยืดหรือหดตามลำดับการเลือกโดย control valve(OT)

สำหรับการยืดเท้าช้าง น้ำมัน Hydraulic จะถูกส่งจาก pump ไปยังกระบอกลูกสูบโดยทาง control valve(OT) ในขณะเดียวกัน น้ำมันไหลกลับจากกระบอกลูกสูบก็จะถูกส่งคืนถึงน้ำมันผ่าน control valve แต่ส่วน check valve ของ pilot check valve คอยคุมวงจรไหลกลับให้รักษา ค่า back pressure ที่เหมาะสมด้วย

การเก็บเท้าช้าง น้ำมัน hydraulic จะถูกส่งไปยังด้าน retraction ของ extension cylinder และ jack cylinder โดยผ่าน control valve(OT) แต่การเลือกลูกสูบทำโดย Control valve(EJ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6. Winch System

### หน้าที่ของแต่ละหน่วย

#### 1. Hydraulic Motors

- มีจำนวน 2 ตัว ทำหน้าที่เปลี่ยนความดัน Hydraulic ที่ generate โดย pump เป็นแรง rotational สำหรับส่งต่อให้แก่ winch

#### 2. Winch

- ความเร็ว rotational ของ hydraulic motor จะถูกลดลงโดยชุดเฟืองสำหรับขับ winch drum

#### 3. Motor relief and anti-cavitation valve

- ประกอบด้วยวาล์วปลดความดันแบบไหลออก 2 ตัว และวาล์วกันกลับ (check valve) 2 ตัว รวมอยู่ในชุดเดียวกัน ช่วยป้องกันการเสียหายแก้มอเตอร์ เมื่อทำการเบรก

โดยเมื่อมอเตอร์เบรกอย่างกะทันหัน ทำให้เกิดแรงเฉื่อยเนื่องจากน้ำหนัก load ขึ้น ซึ่งจะไปคั้นน้ำมันที่ท่อทางออกเกิดความดันสูงขึ้นอย่างทันที และที่ช่องทางด้านตรงข้ามน้ำมันก็จะถูกดูดเข้าตัวมอเตอร์ ทำให้เกิดความดันสูญญากาศขึ้นที่ท่อทางเข้า ซึ่งจะเป็นอันตรายต่อมอเตอร์เช่นกัน สำหรับการปรับความเร็ววาล์วนี้ ควรตั้งให้มากกว่าความดันที่มอเตอร์ต้องการขับเคลื่อนปริมาณ 10%

#### 4. flow regulator valve

- ใช้ควบคุมอัตราการไหลเข้าของน้ำมันที่ส่งมาจาก pump ให้แก่ motor ช่วยในการควบคุม speed ของ motor ให้ได้ตามที่ต้องการ

#### 5. Direction control valve

- ควบคุมทิศทางการส่งน้ำมันเข้า motor เป็นการกำหนดทิศทางการหมุนของ motor

#### 6. Pressure relief valve

- เป็นวาล์วปลดความดัน ใช้คอยควบคุมความดันใน main line ให้อยู่ในระดับปลอดภัยต่อระบบ

### การทำงานของระบบ

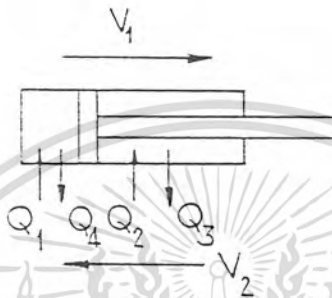
เมื่อบังคับคันโยกให้เกิดการ winding น้ำมันความดันจะไหลเข้าสู่มอเตอร์ทั้ง 2 ตัว พร้อม ๆ กัน โดยมี flow regulator ควบคุมให้มีอัตราไหลที่เท่ากัน ส่วน return oil ก็จะไปไหลกลับเข้า tank โดยวงจรจะมี relief and anti-cavitation valve ช่วยป้องกันการเสียหายต่อตัวมอเตอร์ดังกล่าว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มอเตอร์จะมี Speed เท่ากันทั้ง 2 ตัว ทำให้การ winding หรือ unwinding ที่ตัว winch drum ทั้ง 2 เกิดขึ้นในอัตราความเร็วที่เท่ากัน สำหรับการที่ motor จะถูกขับเนื่องจากน้ำหนัก load นั้น เราสามารถวางใจได้จากการ self-locking ของชุด worm gear

### 3.4 การคำนวณหาอัตราการไหล (flow rate) ของระบบต่างๆ

lifting cylinder



1. เลือกใช้ กระบอกสูบขนาดมาตรฐาน

bore diameter = 200 mm = 20 cm

rod diameter = 90 mm = 9 cm

pull area = 25,050 mm<sup>2</sup> = 250.5 cm<sup>2</sup> = A<sub>1</sub>

push area = 31,415 mm<sup>2</sup> = 314.15 cm<sup>2</sup> = A<sub>0</sub>

V<sub>1</sub> = push velocity = 0.05 ft/s = 15 mm/s

V<sub>2</sub> = pull velocity = V<sub>2</sub>

Q<sub>1</sub> = V<sub>1</sub>A<sub>0</sub>

$$= \frac{15(\text{mm/s}) \times 314.15(\text{cm}^2) \times 60}{100 \times 10}$$

$$= 28.27 \text{ l/min}$$

$$= 28.27 \text{ l/min}$$

จากวงจร lifting system

Q<sub>4</sub> = Q<sub>1</sub> เพราะฉะนั้น Q<sub>4</sub> = V<sub>2</sub> x A<sub>1</sub>

$$28.25(\text{l/min}) = \frac{V_2 \times 314.15(\text{cm}^2) \times 60}{1000 \times 10}$$

$$1000 \times 10$$

$$V_2 = 14.998 \text{ mm/s} = 0.049 \text{ ft/s}$$

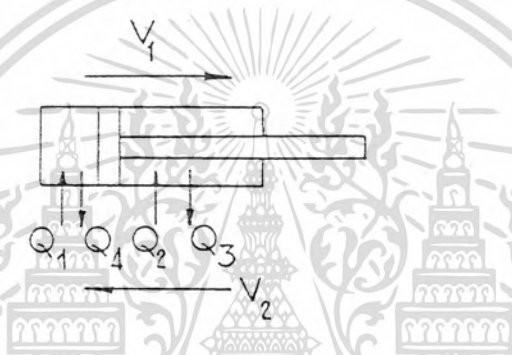
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 Q_2 &= V_2 A_1 \\
 &= \frac{14.998(\text{mm/s}) \times 60 \times 250.5(\text{cm}^2)}{1000 \times 10} \\
 &= 22.541 \text{ lit/min}
 \end{aligned}$$

ดูขนาดของ Supply flowrate คูณที่  $Q_2 = 22.541 \text{ lit/min}$

เพราะฉะนั้น supply flowrate ทั้งระบบ  $= 22.541 \times 2 = 45.682 \text{ lit/min}$

### Extend Boom Cylinder



1. เลือกใช้ขนาดมาตรฐาน

$$\text{rod diameter} = 100 \text{ mm} = 10 \text{ cm}$$

$$\text{bore diameter} = 160 \text{ mm} = 16 \text{ cm}$$

$$\text{pull area} = 12,250 \text{ mm}^2 = 122.5 \text{ cm}^2 = A_1$$

$$\text{push area} = 20,106 \text{ mm}^2 = 201.06 \text{ cm}^2 = A_0$$

$$V_1 = \text{push velocity} = 0.1 \text{ ft/s} = 30 \text{ mm/s}$$

$$V_2 = \text{pull velocity} = V_2$$

$$Q_1 = V_1 A_0$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{30(\text{mm/s}) \times 201.06(\text{cm}^2) \times 60}{100 \times 10} \\
 &= 36.28 \text{ l/min}
 \end{aligned}$$

$$Q_1 = Q_2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสาร  $V_2 = \frac{Q_1 \times 1000 \times 10}{A_1 \times 60}$  ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \frac{36.28 \times 1000 \times 10}{122.5 \times 60}$$

$$= 49.36 \text{ mm/s}$$

$$Q_3 = V_1 A_1$$

$$= \frac{30(\text{mm/s}) \times 122.5(\text{cm}^2) \times 60}{100 \times 10}$$

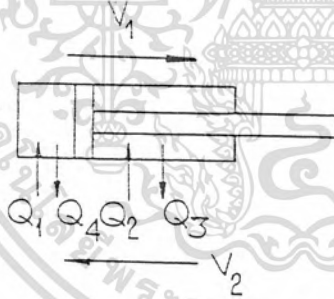
$$= 22.05 \text{ l/min}$$

$$Q_4 = V_2 A_0$$

$$= \frac{49.36(\text{mm/s}) \times 201.06(\text{cm}^2) \times 60}{100 \times 10}$$

$$= 59.54 \text{ l/min}$$

Jack Cylinder (กระบอกสูบยกขาหยั่ง)



bore diameter = 80 mm = 8 cm

rod diameter = 50 mm = 5 cm

$$\text{ให้ } V_1 = 1 \text{ m/60 sec}$$

$$= 1000/60 \text{ mm/sec}$$

$$= 16.66 \text{ mm/s}$$

$$Q_1 = V_1 \times A_0$$

$$Q_1 = 1000/60 \times 122.71 \text{ cm}^2 \times 60$$

$$\frac{1000 \times 10}{1000 \times 10}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 12.271 \text{ l/min}$$

$$\text{ให้ } Q_1 = Q_2$$

$$V_2 = \frac{Q_1 \times 1000 \times 10}{A_1 \times 60}$$

$$= \frac{12.271 \times 1000 \times 10}{98.11 \times 60}$$

$$= 20.8 \text{ mm/sec}$$

$$V_2 = \text{จังหวะเลื่อนเข้า} = 20.8 \text{ mm/s}$$

$$V_2 = \text{จังหวะเลื่อนเข้า} = 20.8 \text{ mm/s}$$

$$Q_3 = V_1 \times A_1$$

$$Q_3 = \frac{(1000/60) \times 98.11 \text{ cm}^2 \times 60}{1000 \times 10}$$

$$= 9.81 \text{ l/min}$$

$$Q_4 = V_2 \times A_0$$

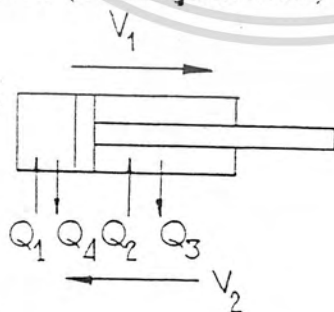
$$Q_4 = \frac{20.8 \times 122.7 \text{ cm}^2 \times 60}{1000 \times 10}$$

$$= 15.31 \text{ l/min}$$

เมื่อให้ความยาว stroke = 1 m

จะใช้เวลาขีดออก = 60 วินาที = 1 นาที

Extension cylinder (กระบอกสูบยืดขาหยั่ง)



ให้ระยะ stroke = 2 m

$$\text{ถ้า } Q_{1\text{extension}} = Q_{1\text{jack}} = 12.271 \text{ l/min}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{ให้ } V_1 = 2 \text{ m/30 sec}$$

$$= 66.64 \text{ mm/s}$$

$$Q_1 = V_1 \times A_0$$

$$12.271 = \frac{66.64 \times A_0 \times 60}{1000 \times 10}$$

$$A_0 = 30.69 \text{ cm}^2$$

$$AL = 6.25 \text{ cm} \rightarrow \text{เลือกกระบอกสูบ } AL = 6.3 \text{ cm}$$

$$MN = 3.6 \text{ cm} \rightarrow A_1 = 20.79 \text{ cm}^2 \text{ เพราะฉะนั้น } A_0 = 31.17 \text{ cm}^2$$

$$Q_1 = Q_2$$

$$V_2 = \frac{Q_1 \times 1000 \times 10}{A_1 \times 60}$$

$$= \frac{12.271 \times 1000 \times 10}{20.99 \times 60}$$

$$= 97.435 \text{ mm/s}$$

$$Q_3 = V_1 \times A_1$$

$$= \frac{66.64 \times 20.99 \text{ cm}^2 \times 60}{1000 \times 10}$$

$$= 8.39 \text{ l/min}$$

$$Q_4 = V_2 \times A_0$$

$$= \frac{97.435 \times 31.17 \text{ cm}^2 \times 60}{1000 \times 10}$$

$$= 18.22 \text{ l/min}$$

### การเลือก Control valve

1. Control valve สำหรับ วงจรชุดทางดาก, lifting cylinder และ External Boom Cylinder เนื่องจาก Pump 1 ส่ง flow rate ประมาณ 80 lit/min => เลือกใช้ชุดวาล์วขนาด 3/4" BSP (maximum flow = 120 l/min) แบบ Optimal tandem circuits 3 spool

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งขนาดของรูวาล์วจะสามารถรับปริมาณน้ำมันที่จะไหลผ่านได้ทั้งหมด

2. Control valve สำหรับวงจรชุด Winch และ Swing System

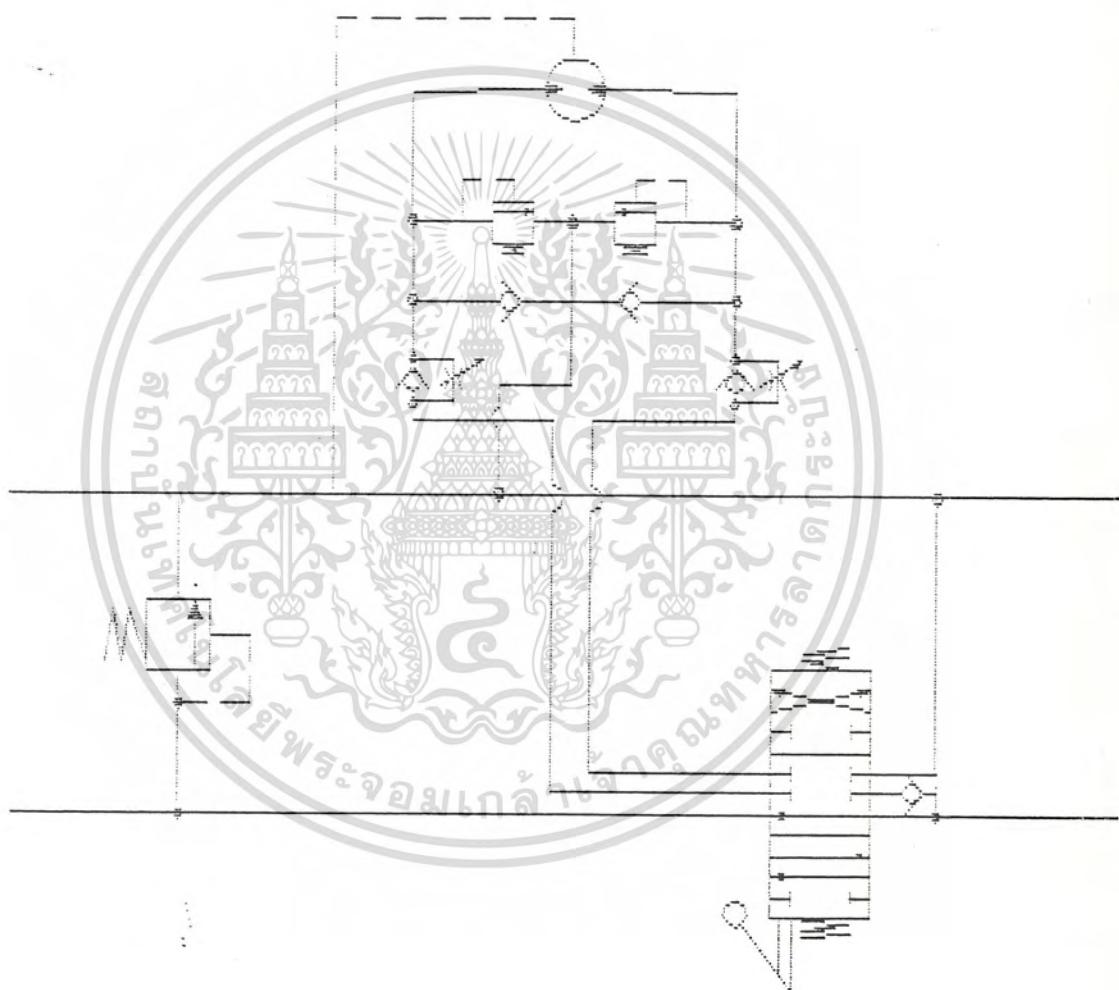
ในช่วงนี้ Mainline flow จะเป็น flowrate จากทั้ง pump1 และ pump2 รวมกันเป็น  $2 \times 86 = 172 \text{ l/min}$  จึงเลือกใช้ชุดวาล์วขนาด 1" BSP ซึ่งมีค่า Maximum flow = 180 l/min แบบ Optinal Tandem Circuits 2 spool



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

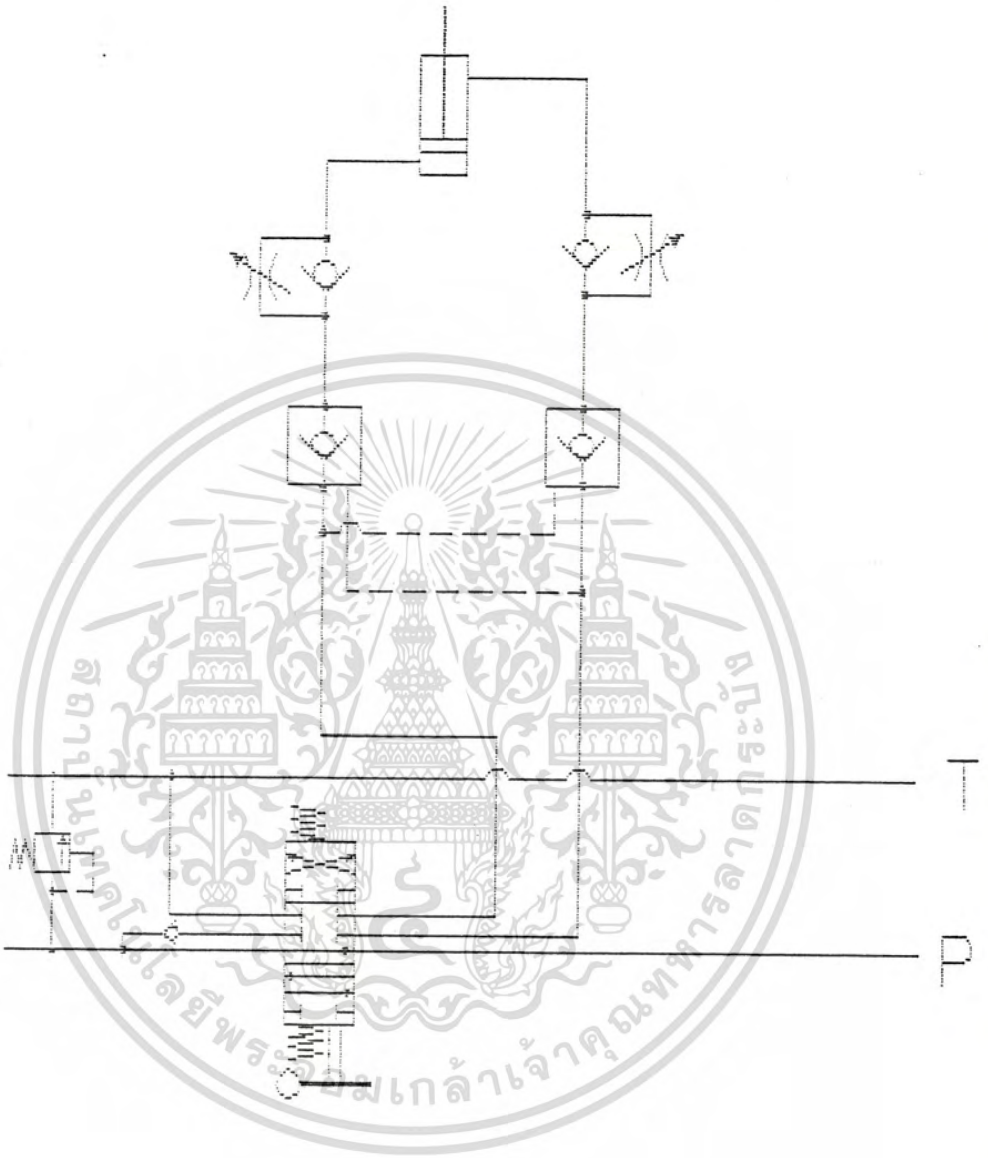
## 3.5

## รูปวงจรของระบบต่างๆ



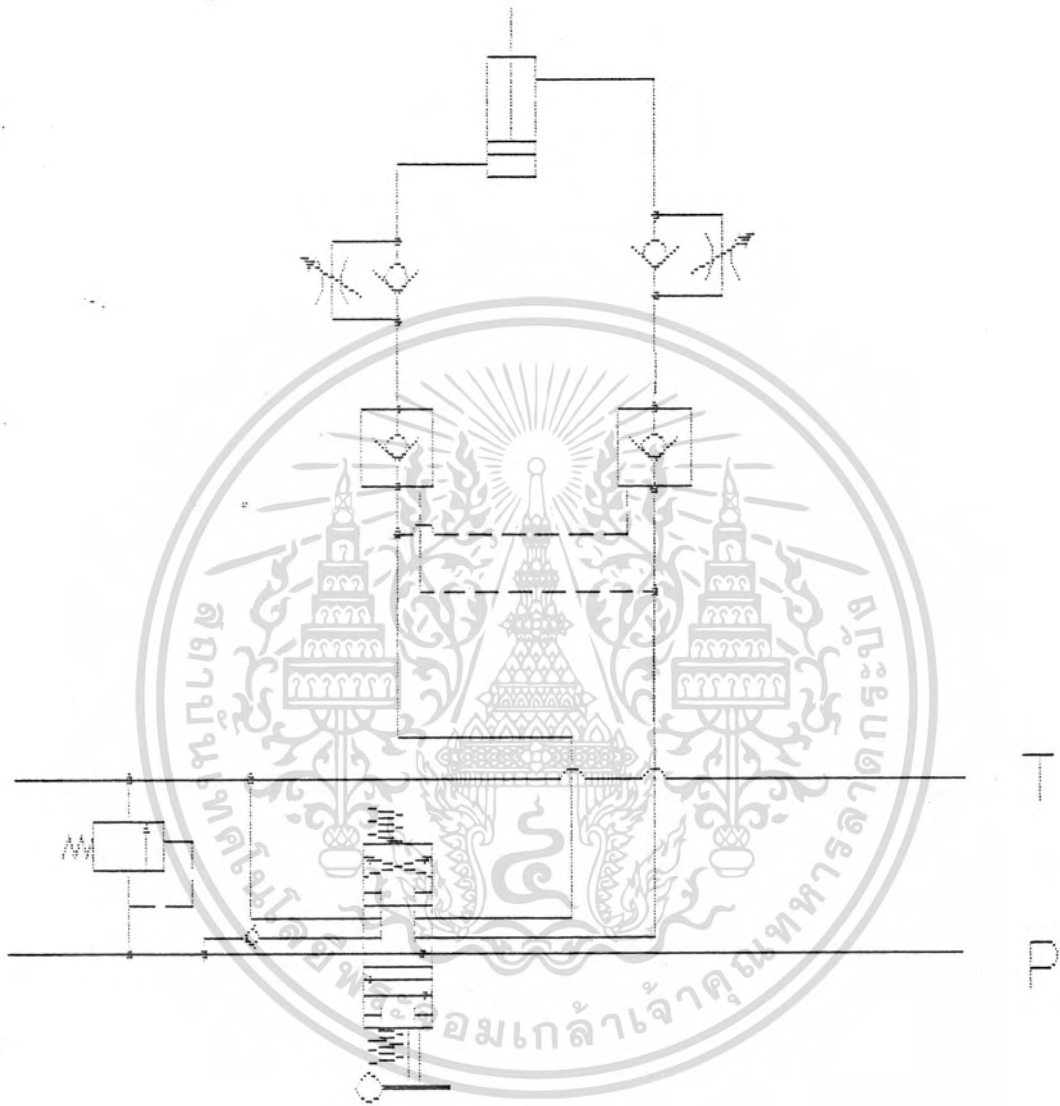
รูป (3-18) Swing System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



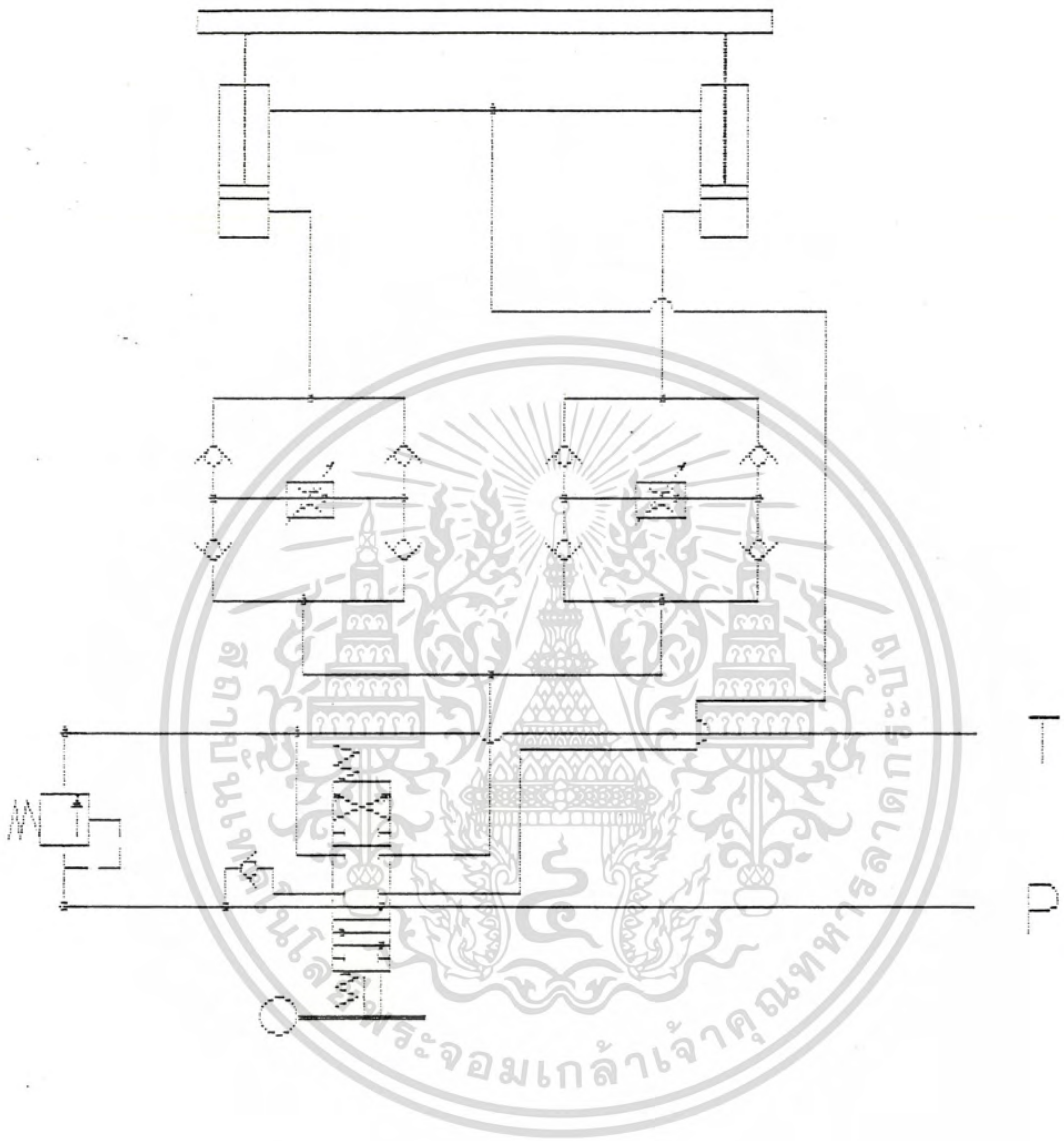
รูป (3-19) Pulling Tail System

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



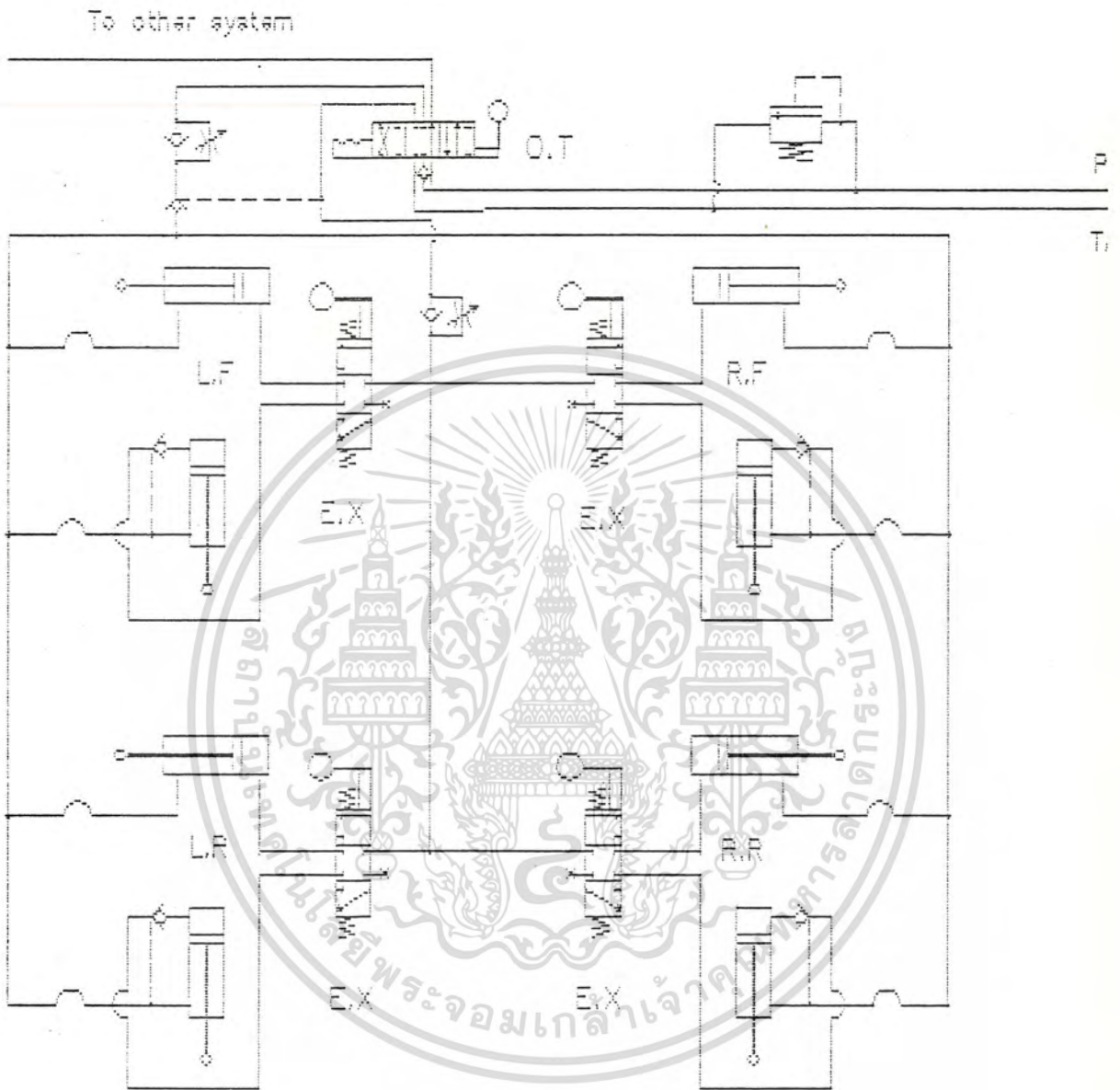
รูป (3-20) Extend Boom

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



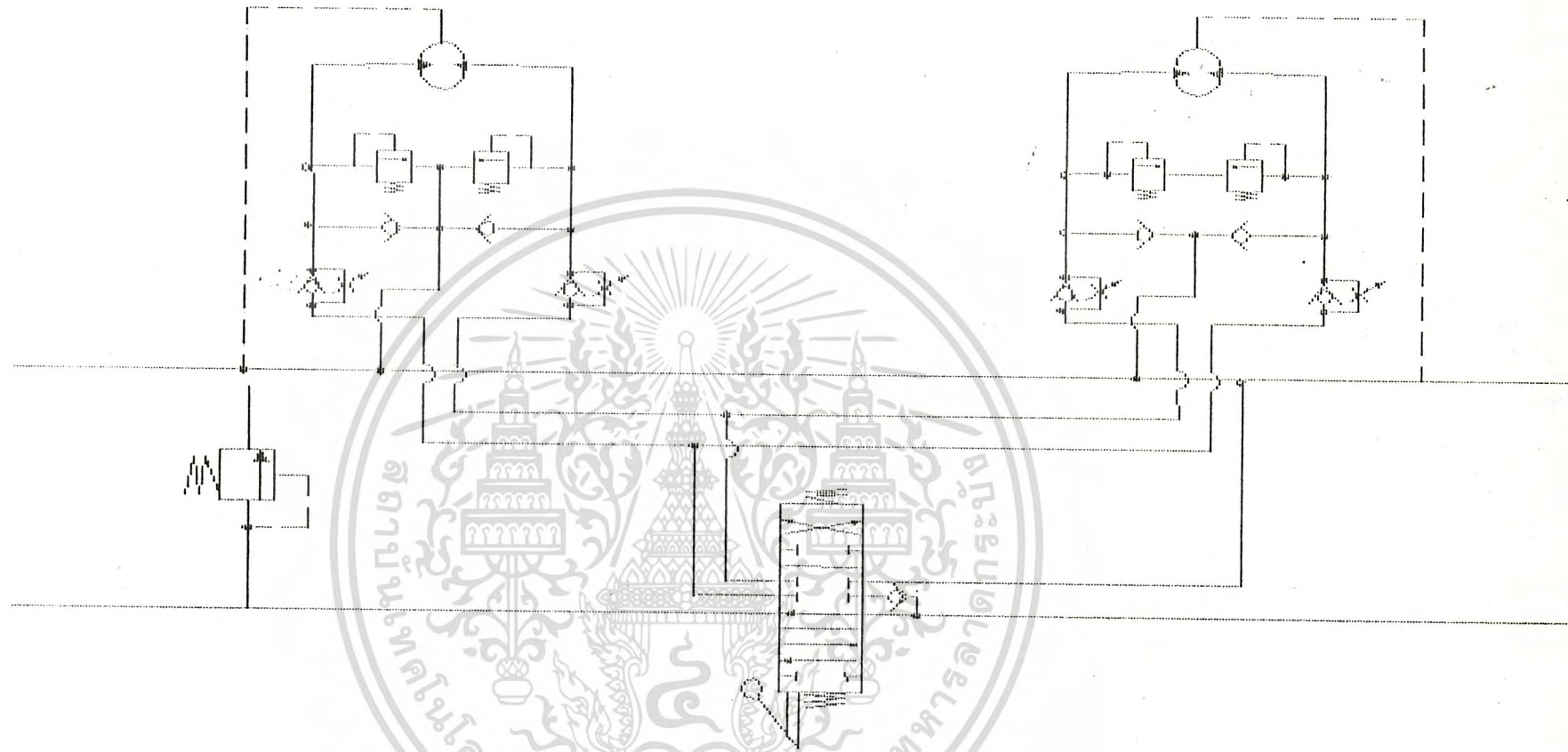
รูป (3-21) Elevating system

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป (3-22) OUTRIGGER SYSTEM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้






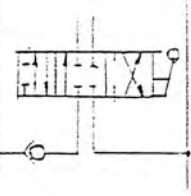
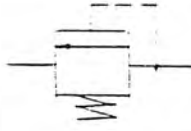
รูป (3-23) - Winch System

## 3.6

## รายการอุปกรณ์ของแต่ละระบบ

## Extended Boom Cylinder System




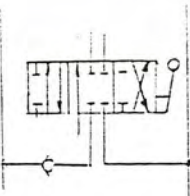
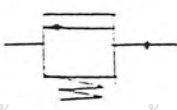
Hydraulic components specification

| Name  | Symbol  | Specification                     | Model   |
|---|---|-----------------------------------|---------|
| Hydraulic cylinders<br>(1 piece)            |    | bore (cm)                         | 16      |
|   |   | rod (cm)                          | 10      |
|   |   | stroke (cm)                       | 400     |
|   |   | Nominal pressure(bar)             | 250     |
| pilot operated<br>Check valve<br>(2 pieces) |   | valve size(in)                    | 3/4     |
|   |   | Rated capacity(l/min)             | 110     |
|   |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 260     |
| flow control<br>valve<br>(2 pieces)         |  | valve size(in)                    | 3/4     |
|   |   | Rated capacity(l/min)             | 75      |
|   |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 250     |
|   |   | Weight(kg)                        | 3.0     |
| Direction Control<br>valve<br>(1 piece)     |  | valve size(in)                    | 3/4BSP  |
|   |   | Max flow (l/min)                  | 120     |
|   |   | Max pressure(bar)                 | 350     |
|   |   | Maxback pressure(bar)             | 30      |
| pressure relief<br>valve<br>(1 piece)       |  | valve size(in)                    | 3/4     |
|   |   | pressure Adjusting<br>Range (bar) | 170-300 |
|   |   |                                   |         |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ทำไปใช้ประโยชน์ด้านการศึกษา  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเผยแพร่และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Elevating System

### Hydraulic components specification

| Name                               | Symbol  | Specification                     | Model   |
|------------------------------------|---|-----------------------------------|---------|
| Hydraulic cylinders<br>(2 piece)   |    | bore (cm)                         | 20      |
|                                    |   | rod (cm)                          | 9       |
|                                    |   | stroke (cm)                       | 120     |
|                                    |   | Nominal pressure(bar)             | 250     |
| Check valve<br>(8 pieces)          |   | valve size (in)                   | 3/4     |
|                                    |   | Rated capacity(l/min)             | 110     |
|                                    |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 250     |
|                                    |   | Weight                            | 2.2     |
| flow control valve<br>(2 pieces)   |  | valve size(in)                    | 3/4     |
|                                    |   | Rated capacity(l/min)             | 75      |
|                                    |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 250     |
|                                    |   | Weight(kg)                        | 3.0     |
| Direction Control valve            |  | valve size(in)                    | 3/4BSP  |
|                                    |   | Max flow (l/min)                  | 120     |
|                                    |   | Max pressure(bar)                 | 350     |
|                                    |   | Maxback pressure(bar)             | 30      |
| pressure relief valve<br>(1 piece) |  | valve size(in)                    | 3/4     |
|                                    |   | pressure Adjusting                | 170-500 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Swing system



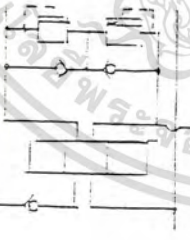
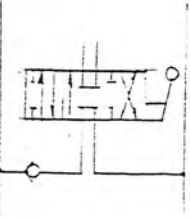
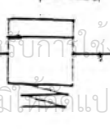
Hydraulic components specification

| Name  | Symbol | Specification                  | Model        |
|---|--------|--------------------------------|--------------|
| Hydraulic Motors<br>(1 piece)                   |        | displacement(cm <sup>2</sup> ) | 900          |
|   |        | torque(Nm)                     | 3370         |
|   |        | Speed n <sub>max</sub> (rpm)   | 300          |
|   |        | Pressure drop(bar)             | 175          |
|   |        | Power P <sub>max</sub> (kW)    | 20           |
|   |        | Weight m(kg)                   | 70           |
| flow regulator valve<br>(2 pieces)              |        | valve size(in)                 | 3/4          |
|   |        | Rated Capacity (l/min)         | 0.2-106      |
|   |        | Max operating Pressure         | 260          |
|   |        | Weight (kg)                    |              |
| motor relief and anti cavitation valve 2 pieces |        | setting (bar,psi)              | 150.2100     |
|   |        | Adjustment range (bar,psi)     | 96 to 210    |
|   |        |                                | 1300 to 3000 |
| Direction Control valve<br>(1 piece)            |        | valve size(in)                 | 1 BSP        |
|   |        | Max flow (l/min)               | 180          |
|   |        | Max pressure(bar)              | 350          |
|   |        | Maxback pressure(bar)          | 170-300      |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Winch System


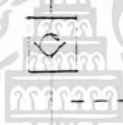

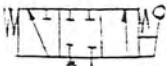

Hydraulic components specification

| Name  | Symbol  | Specification                                     | Model          |
|---|---|---|----------------|
| Hydraulic Motors<br>(1 piece)                   |    | displacement (cm <sup>3</sup> /rev)               | 300            |
|   |   | con. torque (kgm)                                 | 101            |
|   |   | Peak Power (kW)                                   | 55             |
|   |   | Peak Speed (rpm)                                  | 650            |
|   |   | Cont. pressure (bar)                              | 210            |
|   |   | peak pressure (bar)                               | 420            |
| flow regulator valve<br>(2 pieces)              |  | valve size (in)                                   | 3/8            |
|   |   | Motor flow range                                  | 0.2-106        |
|   |   | Max operating Pressure                            | 210            |
|   |   | Weight  | 7.9            |
| motor relief and anti cavitation valve 2 pieces |  | setting (bar,psi)                                 | 150,2100       |
|   |   | Adjustment range (bar,psi)                        | 96 to 210      |
|   |   |   | 1300 to 3000   |
| Direction Control valve<br>(1 piece)            |  | valve size (in)                                   | 1.0            |
|   |   | Max flow (L/min)                                  | 180            |
|   |   | Max pressure (bar)                                | 350            |
|   |   | Max back pressure (bar)                           | 30             |
| pressure relief valve<br>(1 piece)              |  | valve size (in)<br>pressure adjusting range (bar) | 3/4<br>170-300 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ผู้อื่นใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีการเปลี่ยนแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Pumping Unit System

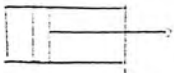




## Hydraulic components specification

| Name  | Symbol  | Specification                     | Model   |
|---|---|-----------------------------------|---------|
| Hydraulic cylinders<br>(1 piece)            |    | bore (cm)                         | 7.5     |
|   |   | rod (cm)                          | 5.0     |
|   |   | stroke (cm)                       | 0.8     |
|   |   | Nominal pressure(bar)             | 250     |
| pilot operated<br>Check valve<br>(2 pieces) |   | valve size(in)                    | 3/4     |
|   |   | Rated capacity(l/min)             | 110     |
|   |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 255     |
| flow control<br>valve<br>(2 pieces)         |  | valve size(in)                    | 3/4     |
|   |   | Rated capacity(l/min)             | 75      |
|   |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 260     |
|   |   | Weight(kg)                        | 3.0     |
| Direction Control<br>valve<br>(1 piece)     |  | valve size(in)                    | 3/4BSP  |
|   |   | Max flow (l/min)                  | 120     |
|   |   | Max pressure(bar)                 | 350     |
|   |   | Max back pressure(bar)            | 30      |
| pressure relief<br>valve<br>(1 piece)       |  | valve size(in)                    | 3/4     |
|   |   | pressure Adjusting<br>Range bar   | 170-300 |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อ Range bar นั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Outrigger System

## Hydraulic components specification

| Name                                 | Symbol  | Specification                     | Model  |
|--------------------------------------|---|-----------------------------------|--------|
| Extension cylinders                  |    | bore (cm)                         | 6.3    |
|                                      |   | rod (cm)                          | 3.5    |
|                                      |   | stroke (cm)                       | 100    |
|                                      |   | Nominal pressure(bar)             | 250    |
| Jack Cylinder                        |    | bore (cm)                         | 8.0    |
|                                      |   | rod (cm)                          | 5.0    |
|                                      |   | stroke (cm)                       | 1.2    |
|                                      |   | Nominal pressure(bar)             | 250    |
| Flow control valve<br>(2 pieces)     |  | Valve size (in)                   | 3/8    |
|                                      |   | Rated capacity(l/min)             | 30     |
|                                      |   | Max pressure(kg/cm <sup>2</sup> ) | 260    |
|                                      |   | weight (kg)                       | 1.3    |
| Direction Control valve<br>(1 piece) |  | valve size(in)                    | 3/4BSP |
|                                      |   | Max flow (l/min)                  | 120    |
|                                      |   | Max pressure(bar)                 | 350    |
|                                      |   | Maxback pressure(bar)             | 30     |
| Direction Control valve<br>(4 piece) |  | valve size(in)                    | 5/8    |
|                                      |   | Max flow (l/min)                  | ~5     |
|                                      |   | Max pressure(bar)                 | 350    |
|                                      |   | Maxback pressure(bar)             | 30     |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับครูใช้เฉพาะเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

| Name  | Symbol   | Specification   | Model |
|---|--|---|-------|
| pilot operated<br>Check valve<br>(5 pieces) |   | valve size (in) 3/8<br>Rated capacity(l/min) 40<br>Max pressure (kg/cm <sup>2</sup> ) 250 |       |
| pressure relief<br>valve<br>(1 piece)       |  | valve size (in) 3/4<br>pressure Adjusting Range (bar) 170-300                             |       |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### บทที่ 4

##### สรุปผลการศึกษาและการออกแบบ

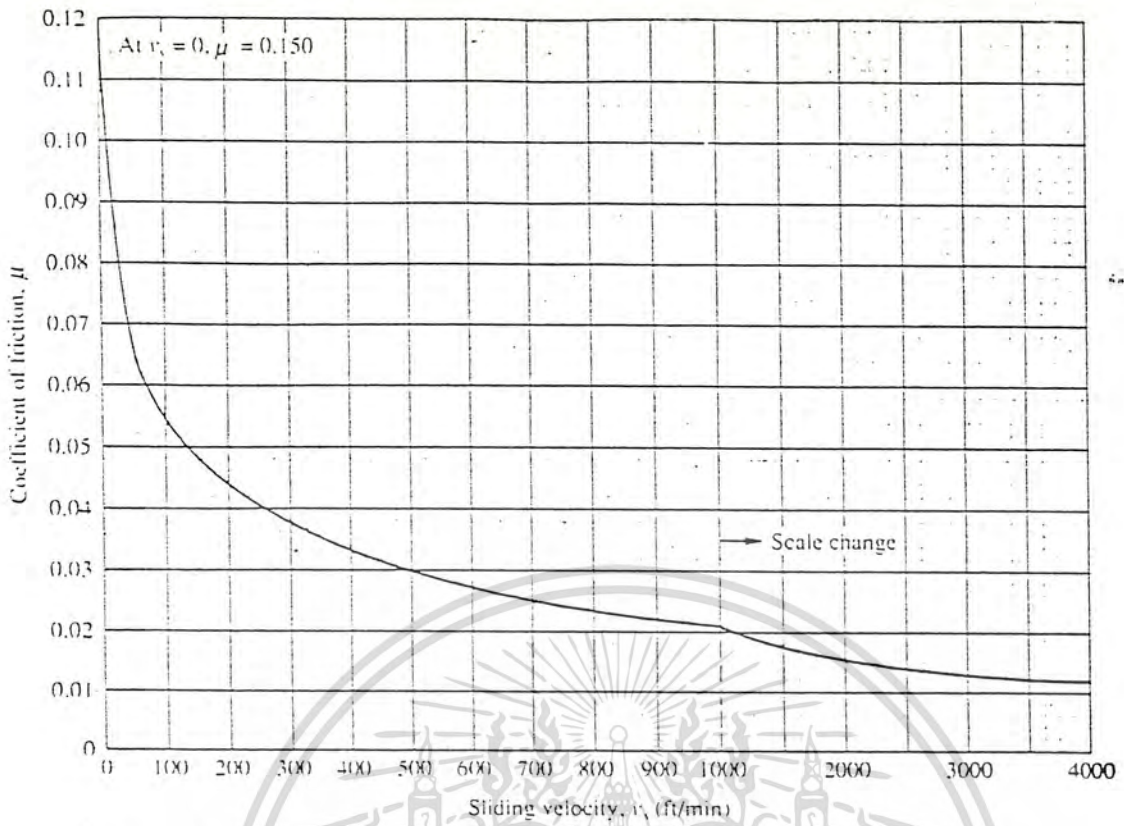
การออกแบบรถยกขนาด 45 ตัน โดยการดัดแปลงให้สามารถใช้ได้กับตัวโครงสร้างของรถบรรทุกนั้น หากเป็นไปตามทฤษฎีที่นำมาใช้แล้วก็ยังไม่แน่ว่าเป็นที่น่าพอใจนัก เพราะขนาดของชิ้นส่วนที่เราได้จากการคำนวณจะมีขนาดใหญ่และไม่เหมาะที่จะนำมาติดตั้งบนตัวรถขนาดที่ใหญ่โตของชิ้นส่วนอาจจะทำให้เป็นที่กีดขวางทางจราจร และไม่เหมาะจะนำรถมาเล่นบนท้องถนน

แต่หากเราทำการลดขนาดของชิ้นส่วนลง(โดยการลดค่า SAFETY FACTOR ต่างๆ) ประสิทธิภาพของรถยกก็อาจจะไม่เป็นไปตามที่เราต้องการ

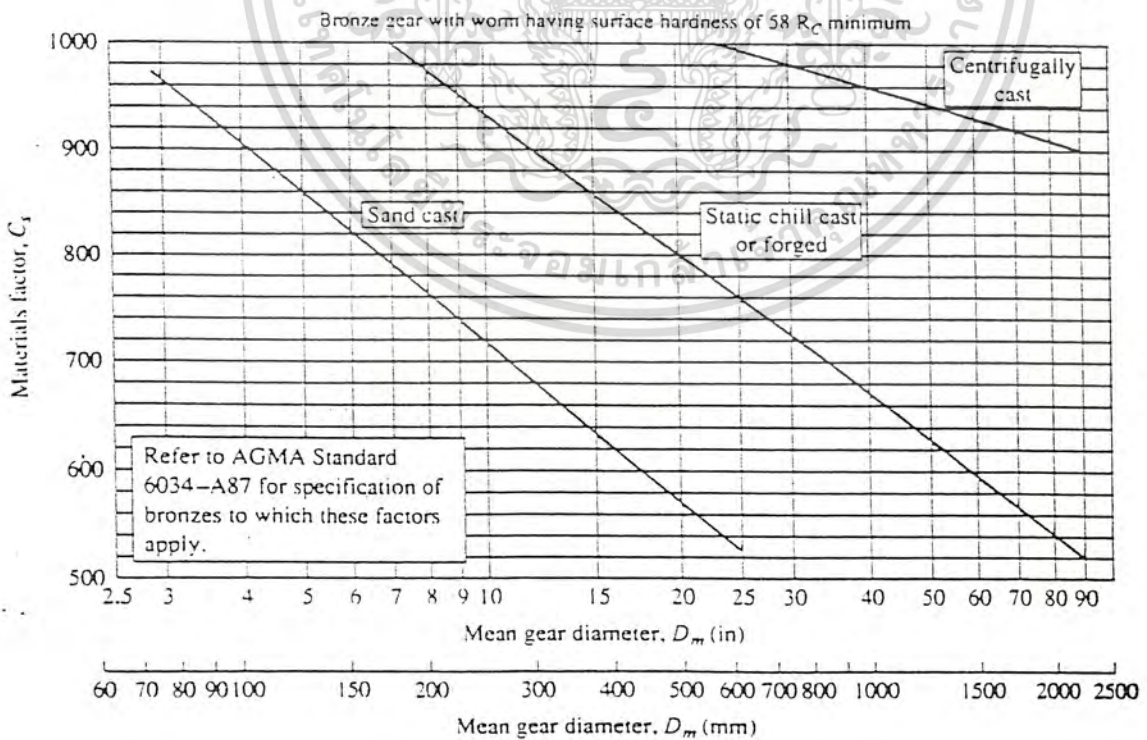
อย่างไรก็ดี ผลจากการศึกษาก็นับได้ว่า เป็นพื้นฐานของการวิจัยและพัฒนา รถประเภท Mobile Crane ต่อไปในอนาคต



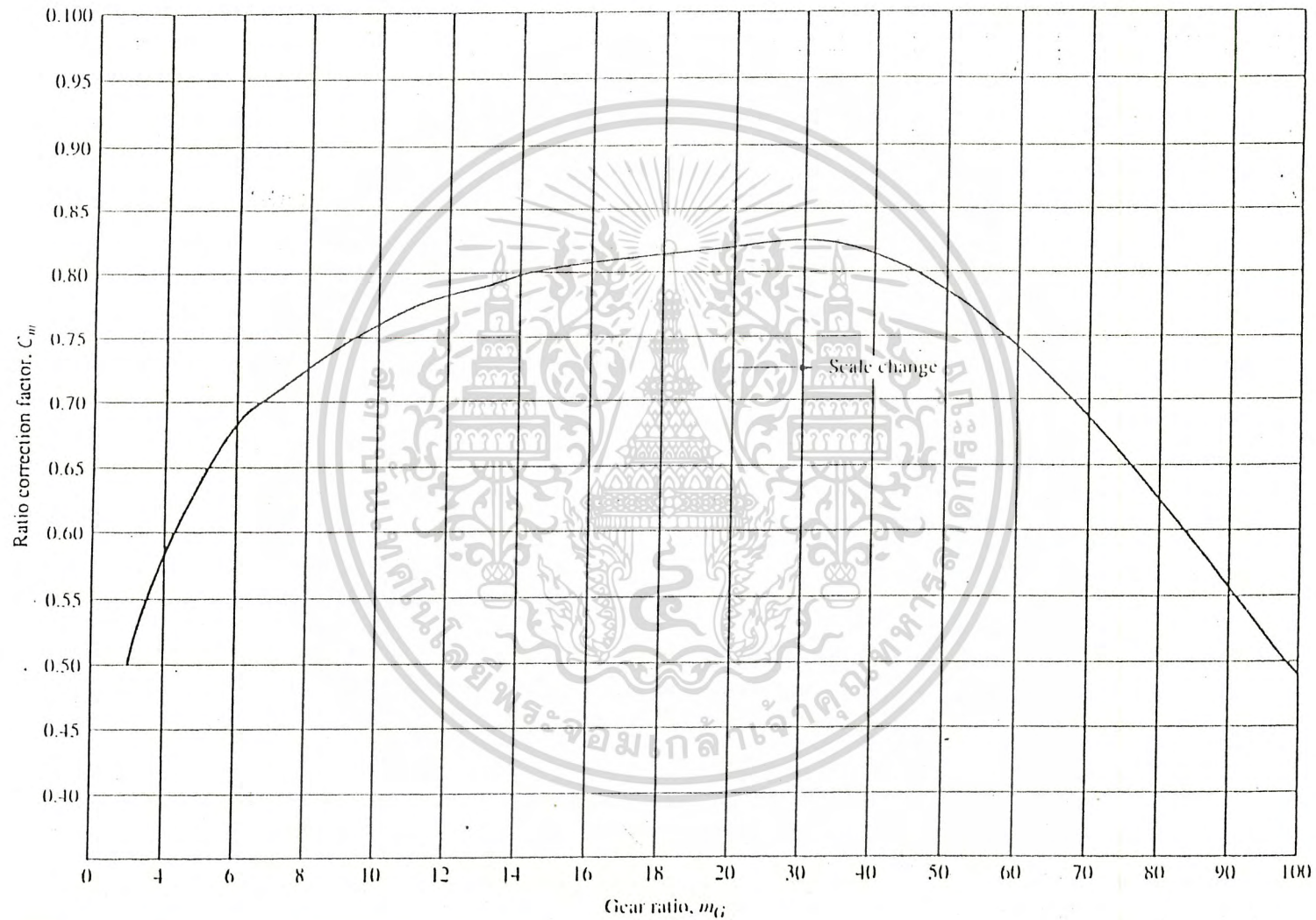
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



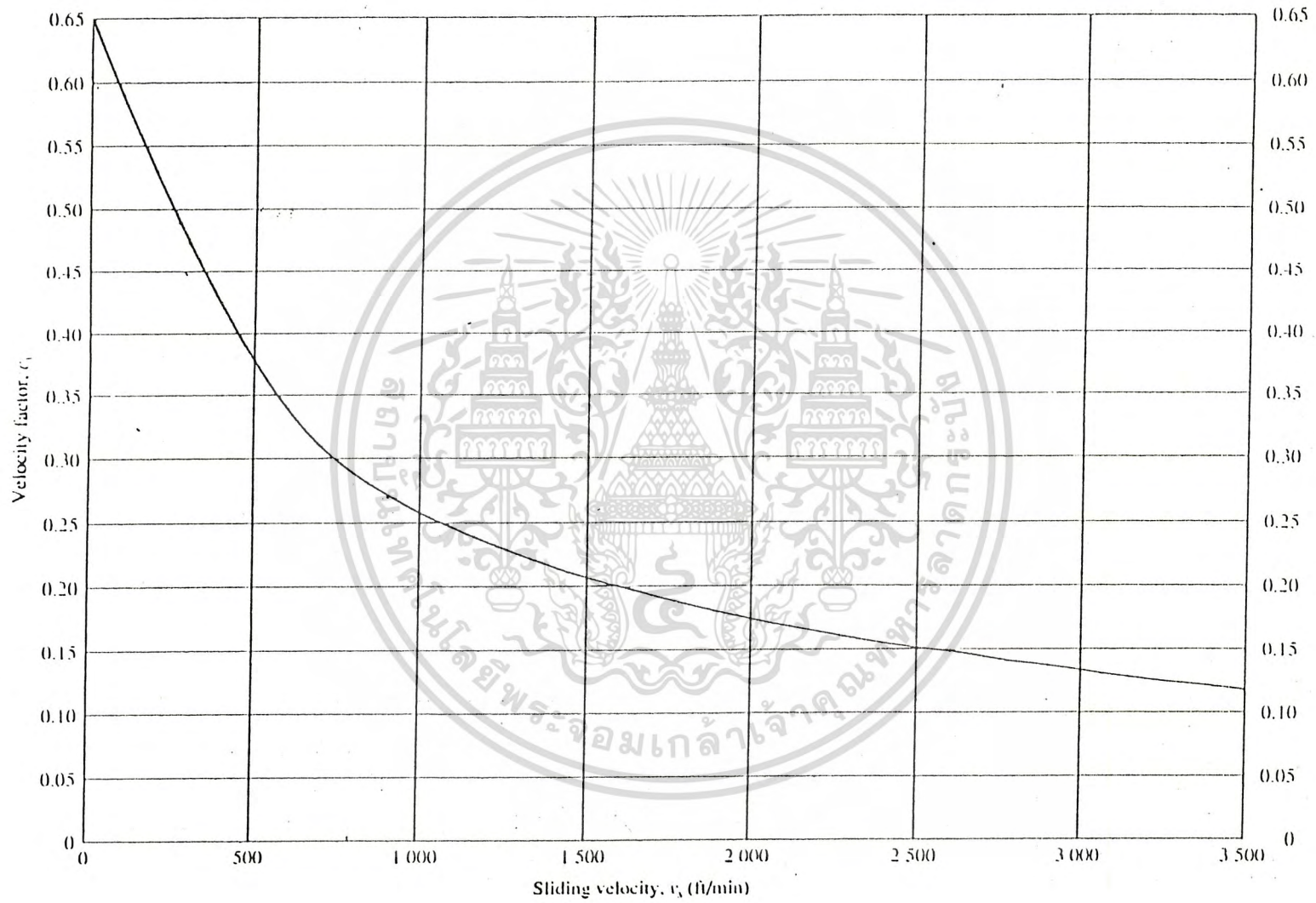
รูป (3-4) Coefficient of Friction vs. Sliding Velocity for Steel Worm and Bronze Wormgear



รูป (3-5) Materials Factor,  $C_s$ , for Center Distance  $> 3.0$  in (76 mm) ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า (Extracted from AGMA Standard 6034-A87, Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed Reducers and Gearmotors, with the permission of publisher, American Gear Manufacturers Association, 1500 King Street, Suite 201, Alexandria, Va. 22314)



รูป (3-6) Ratio Correction Factor,  $C_m$ , vs. Gear Ratio,  $m_G$



รูป (3-7) Velocity Factor,  $C_v$ , vs. Sliding Velocity

ตาราง(3-2) VALUES OF THE LEWIS FORM FACTOR Y

| Number of teeth | $\phi = 20^\circ$<br>$a = 0.8m^*$<br>$b = m$ | $\phi = 20^\circ$<br>$a = m$<br>$b = 1.25m$ | $\phi = 25^\circ$<br>$a = m$<br>$b = 1.25m$ | $\phi = 25^\circ$<br>$a = m$<br>$b = 1.35m†$ |
|-----------------|--|---|---|--|
|                 | 12   | 0.335 12                                    | 0.229 60                                    | 0.276 77                                     |
| 13              | 0.348 27                                     | 0.243 17                                    | 0.292 81                                    | 0.271 77                                     |
| 14              | 0.359 85                                     | 0.255 30                                    | 0.307 17                                    | 0.287 11                                     |
| 15              | 0.370 13                                     | 0.266 22                                    | 0.320 09                                    | 0.301 00                                     |
| 16              | 0.379 31                                     | 0.276 10                                    | 0.331 78                                    | 0.313 63                                     |
| 17              | 0.387 57                                     | 0.285 08                                    | 0.342 40                                    | 0.325 17                                     |
| 18              | 0.395 02                                     | 0.293 27                                    | 0.352 10                                    | 0.335 74                                     |
| 19              | 0.401 79                                     | 0.300 78                                    | 0.360 99                                    | 0.345 46                                     |
| 20              | 0.407 97                                     | 0.307 69                                    | 0.369 16                                    | 0.354 44                                     |
| 21              | 0.413 63                                     | 0.314 06                                    | 0.376 71                                    | 0.362 76                                     |
| 22              | 0.418 83                                     | 0.319 97                                    | 0.383 70                                    | 0.370 48                                     |
| 24              | 0.428 06                                     | 0.330 56                                    | 0.396 24                                    | 0.384 39                                     |
| 26              | 0.436 01                                     | 0.339 79                                    | 0.407 17                                    | 0.396 57                                     |
| 28              | 0.442 94                                     | 0.347 91                                    | 0.416 78                                    | 0.407 33                                     |
| 30              | 0.449 02                                     | 0.355 10                                    | 0.425 30                                    | 0.416 91                                     |
| 34              | 0.459 20                                     | 0.367 31                                    | 0.439 76                                    | 0.433 23                                     |
| 38              | 0.467 40                                     | 0.377 27                                    | 0.451 56                                    | 0.446 63                                     |
| 45              | 0.478 46                                     | 0.390 93                                    | 0.467 74                                    | 0.465 11                                     |
| 50              | 0.484 58                                     | 0.398 65                                    | 0.476 81                                    | 0.475 55                                     |
| 60              | 0.493 91                                     | 0.410 47                                    | 0.490 86                                    | 0.491 77                                     |
| 75              | 0.503 45                                     | 0.422 83                                    | 0.505 46                                    | 0.508 77                                     |
| 100             | 0.513 21                                     | 0.435 74                                    | 0.520 71                                    | 0.526 65                                     |
| 150             | 0.523 21                                     | 0.449 30                                    | 0.536 68                                    | 0.545 56                                     |
| 300             | 0.533 48                                     | 0.463 64                                    | 0.553 51                                    | 0.565 70                                     |
| Rack            | 0.544 06                                     | 0.478 97                                    | 0.571 39                                    | 0.587 39                                     |

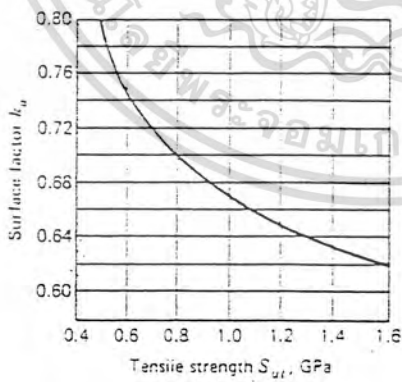
ตาราง (3-3) AGMA GEOMETRY FACTOR J FOR TEETH HAVING  $\phi = 20^\circ$ ,  
 $a = 1m$ ,  $b = 1.25m$ , AND  $r_f = 0.300m$ 

| Number of teeth | Number of teeth in mating gear |          |          |          |          |          |          |          |
|-----------------|--------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                 | 1                              | 17       | 25       | 35       | 50       | 85       | 300      | 1000     |
| 13              | 0.244 86                       | 0.324 04 | 0.332 14 | 0.338 40 | 0.344 04 | 0.350 50 | 0.355 94 | 0.361 12 |
| 19              | 0.247 94                       | 0.330 29 | 0.338 78 | 0.345 37 | 0.351 34 | 0.358 22 | 0.364 05 | 0.369 63 |
| 20              | 0.250 72                       | 0.336 00 | 0.344 85 | 0.351 76 | 0.358 04 | 0.365 32 | 0.371 51 | 0.377 49 |
| 21              | 0.253 23                       | 0.341 24 | 0.350 44 | 0.357 64 | 0.364 22 | 0.371 86 | 0.378 41 | 0.384 75 |
| 22              | 0.255 52                       | 0.346 07 | 0.355 59 | 0.363 06 | 0.369 92 | 0.377 92 | 0.384 79 | 0.391 48 |
| 24              | 0.259 51                       | 0.354 68 | 0.364 77 | 0.372 75 | 0.380 12 | 0.388 77 | 0.396 26 | 0.403 60 |
| 26              | 0.262 89                       | 0.362 11 | 0.372 72 | 0.381 15 | 0.388 97 | 0.398 21 | 0.406 25 | 0.414 18 |
| 28              | 0.265 80                       | 0.368 60 | 0.379 67 | 0.388 51 | 0.396 73 | 0.406 30 | 0.415 04 | 0.423 51 |
| 30              | 0.268 31                       | 0.374 62 | 0.385 30 | 0.395 00 | 0.403 59 | 0.413 83 | 0.422 83 | 0.431 79 |
| 34              | 0.272 47                       | 0.383 94 | 0.396 71 | 0.405 94 | 0.415 17 | 0.426 24 | 0.436 04 | 0.445 86 |
| 38              | 0.275 75                       | 0.391 70 | 0.404 46 | 0.414 80 | 0.424 56 | 0.436 33 | 0.446 80 | 0.457 35 |
| 45              | 0.290 13                       | 0.402 23 | 0.415 79 | 0.426 85 | 0.437 35 | 0.450 10 | 0.461 52 | 0.473 10 |
| 50              | 0.292 52                       | 0.408 08 | 0.422 08 | 0.435 55 | 0.444 48 | 0.457 78 | 0.469 75 | 0.481 93 |
| 60              | 0.296 13                       | 0.417 02 | 0.431 73 | 0.443 83 | 0.455 42 | 0.469 60 | 0.482 43 | 0.495 57 |
| 75              | 0.299 79                       | 0.425 20 | 0.441 63 | 0.454 40 | 0.466 68 | 0.481 79 | 0.495 54 | 0.509 70 |
| 100             | 0.293 53                       | 0.435 61 | 0.451 80 | 0.465 27 | 0.478 27 | 0.494 37 | 0.509 09 | 0.524 35 |
| 150             | 0.297 38                       | 0.445 30 | 0.462 26 | 0.476 43 | 0.490 23 | 0.507 36 | 0.523 12 | 0.539 54 |
| 300             | 0.301 41                       | 0.455 26 | 0.473 04 | 0.487 98 | 0.502 56 | 0.520 78 | 0.537 65 | 0.555 33 |
| Rack            | 0.305 71                       | 0.465 54 | 0.484 15 | 0.499 88 | 0.515 29 | 0.534 67 | 0.552 72 | 0.571 73 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง (3-4) AGMA GEOMETRY FACTOR  $J$  FOR TEETH HAVING  $\phi = 25^\circ$ ,  
 $a = 1m$ ,  $b = 1.25m$ , AND  $r_f = 0.300m$

| Number of teeth | Number of teeth in mating gear |          |          |          |          |          |          |          |
|-----------------|--------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
|                 | 1                              | 17       | 25       | 35       | 50       | 85       | 300      | 1000     |
| 13              | 0.296 63                       | 0.346 84 | 0.332 92 | 0.357 44 | 0.361 38 | 0.365 72 | 0.369 25 | 0.372 51 |
| 14              | 0.293 54                       | 0.359 24 | 0.363 87 | 0.370 81 | 0.375 14 | 0.379 94 | 0.383 86 | 0.387 49 |
| 15              | 0.300 09                       | 0.370 27 | 0.377 40 | 0.382 75 | 0.387 44 | 0.392 67 | 0.396 94 | 0.400 92 |
| 16              | 0.305 38                       | 0.380 16 | 0.387 75 | 0.393 46 | 0.398 49 | 0.404 11 | 0.408 73 | 0.413 03 |
| 17              | 0.310 43                       | 0.389 07 | 0.397 09 | 0.403 14 | 0.408 49 | 0.414 48 | 0.419 41 | 0.424 02 |
| 18              | 0.314 75                       | 0.397 14 | 0.405 56 | 0.411 93 | 0.417 56 | 0.423 90 | 0.429 13 | 0.434 03 |
| 19              | 0.318 62                       | 0.404 49 | 0.413 28 | 0.419 94 | 0.425 85 | 0.432 50 | 0.438 01 | 0.443 18 |
| 20              | 0.322 11                       | 0.411 21 | 0.420 34 | 0.427 27 | 0.433 44 | 0.440 39 | 0.446 16 | 0.451 59 |
| 21              | 0.325 28                       | 0.417 38 | 0.426 82 | 0.434 01 | 0.440 42 | 0.447 65 | 0.453 67 | 0.459 33 |
| 22              | 0.328 16                       | 0.423 06 | 0.432 80 | 0.440 23 | 0.446 86 | 0.454 36 | 0.460 60 | 0.466 50 |
| 24              | 0.333 22                       | 0.433 18 | 0.443 46 | 0.451 32 | 0.458 36 | 0.466 35 | 0.473 01 | 0.479 32 |
| 26              | 0.337 32                       | 0.441 93 | 0.452 68 | 0.460 93 | 0.468 33 | 0.476 74 | 0.483 78 | 0.490 46 |
| 28              | 0.341 22                       | 0.449 57 | 0.460 75 | 0.469 33 | 0.477 05 | 0.485 85 | 0.493 23 | 0.500 23 |
| 30              | 0.344 43                       | 0.456 31 | 0.467 85 | 0.476 75 | 0.484 75 | 0.493 89 | 0.501 57 | 0.508 68 |
| 34              | 0.349 76                       | 0.467 63 | 0.479 81 | 0.489 23 | 0.497 72 | 0.507 46 | 0.515 66 | 0.523 49 |
| 38              | 0.354 00                       | 0.476 78 | 0.489 48 | 0.499 33 | 0.508 24 | 0.518 47 | 0.527 10 | 0.535 36 |
| 45              | 0.359 67                       | 0.489 19 | 0.502 61 | 0.513 05 | 0.522 52 | 0.533 44 | 0.542 68 | 0.551 34 |
| 50              | 0.362 78                       | 0.496 08 | 0.509 91 | 0.520 68 | 0.530 47 | 0.541 77 | 0.551 36 | 0.560 56 |
| 60              | 0.367 50                       | 0.506 83 | 0.521 09 | 0.532 38 | 0.542 67 | 0.554 57 | 0.564 69 | 0.574 44 |
| 75              | 0.372 32                       | 0.517 47 | 0.532 37 | 0.544 40 | 0.555 20 | 0.567 73 | 0.578 42 | 0.588 73 |
| 100             | 0.377 26                       | 0.528 60 | 0.544 36 | 0.556 76 | 0.568 10 | 0.581 29 | 0.592 57 | 0.603 48 |
| 150             | 0.382 37                       | 0.540 05 | 0.556 31 | 0.569 31 | 0.581 38 | 0.595 26 | 0.607 16 | 0.618 69 |
| 300             | 0.387 72                       | 0.551 85 | 0.569 02 | 0.582 59 | 0.595 07 | 0.609 67 | 0.622 22 | 0.634 42 |
| Rack            | 0.393 42                       | 0.564 95 | 0.581 94 | 0.596 13 | 0.609 21 | 0.624 56 | 0.637 78 | 0.650 68 |



รูป (3-16) Surface-finish factors  $k_s$  for cut, shaved, and ground gear teeth.

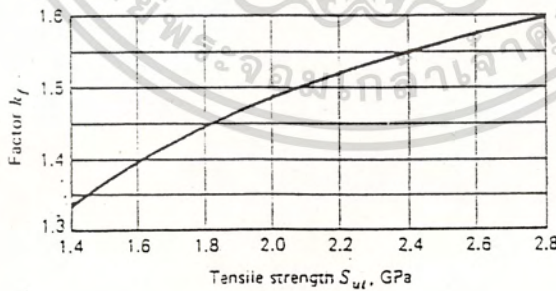
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง (3-5) SIZE FACTORS FOR SPUR-GEAR TEETH Preferred modules in bold face

| Module $m$ | Factor $k_s$ | Module $m$ | Factor $k_s$ |
|------------|--------------|------------|--------------|
| 1 to 2     | 1.000        | 11         | 0.843        |
| 2.25       | 0.984        | 12         | 0.836        |
| 2.5        | 0.974        | 14         | 0.824        |
| 2.75       | 0.965        | 16         | 0.813        |
| 3          | 0.956        | 18         | 0.804        |
| 3.5        | 0.942        | 20         | 0.796        |
| 4          | 0.930        | 22         | 0.788        |
| 4.5        | 0.920        | 25         | 0.779        |
| 5          | 0.910        | 28         | 0.770        |
| 5.5        | 0.902        | 32         | 0.760        |
| 6          | 0.894        | 36         | 0.752        |
| 7          | 0.881        | 40         | 0.744        |
| 8          | 0.870        | 45         | 0.736        |
| 9          | 0.860        | 50         | 0.728        |
| 10         | 0.851        |            |              |

ตาราง (3-6) RELIABILITY FACTORS

|                 |       |       |       |       |       |        |
|-----------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Reliability $R$ | 0.50  | 0.90  | 0.95  | 0.99  | 0.999 | 0.9999 |
| Factor $k_r$    | 1.000 | 0.897 | 0.868 | 0.814 | 0.753 | 0.702  |



รูป (3-17) factor  $k_f$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้ สามารถสำเร็จลงได้ด้วยดี ก็ด้วยการได้รับความเอาใจใส่อย่างเอื้ออารีจาก ท่าน อาจารย์จำลอง ปราบแก้ว และอาจารย์ วรรณชัย กัลยาศิริ ซึ่งคอยเป็นกำลังใจ และกำลังความรู้ให้แก่ พวกเราเสมอมา

ขอขอบคุณ คุณชัยวัฒน์ หนูห้วง (น้องโก้) เจ้าของสถานที่ (ผู้ใจดี) และคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการทำงาน , คุณกิตติพัฒน์ วุฒิตัพพกุล (กานต์) เพื่อนผู้มีน้ำใจ คอยแอมให้ใช้ห้อง Project ฟรี บ่อยๆ, คุณปริญญา ศรีสารคาม (หนู) ที่ทนอดนอน อยู่เป็นเพื่อน และให้ความช่วยเหลืออีกมากมาย , คุณเบญจพล มะหิงสีบ (น้องนิก) ที่ช่วยคีย์งานให้เราอย่างไม่รู้จักเหน็ดเหนื่อย และเพื่อนๆทุกที่ช่วยไม่ให้พวกเรา... เหงา

จึงขอเรียนมาให้ทราบโดยทั่วกัน

คณะผู้จัดทำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้