บทที่ 3

การออกแบบ

ขั้นตอนการคำนวณและการออกแบบ

การพัฒนารถไถเดินตามเป็นรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็กมีขั้นตอนการออกแบบ ดังนี้

1. ปัญหาและความต้องการ

จากการสำรวจ รวบรวมข้อมูล และทำการวิเคราะห์ปัญหา พบว่ารถแทรกเตอร์ที่ได้มีการพัฒนาขึ้นมานั้นยังขาดอุปกรณ์ที่มีความจำเป็นต่อการใช้งานและระบบเบรกก็ยังไม่มี ดังนั้นเพื่อความสะดวกสบายในการใช้งานและเพื่อความปลอดภัยในขณะใช้งาน ในส่วนของการพัฒนานี้ จะเป็นการสร้างชุดอุปกรณ์ที่สามารถนำไปประกอบเข้ากับรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็ก เพื่อให้เกิดการใช้งานได้อย่างสมบูรณ์ และมีประสิทธิภาพในการใช้งาน โดยชุดอุปกรณ์ที่ติดตั้งเพิ่มเติมได้แก่

1.1 ระบบเบรก

1.2 ระบบต่อติด 3 จุด ทำงานโดยใช้ระบบไฮดรอลิค

2. ศึกษาเทคโนโลยีที่เกี่ยวข้องและลักษณะจำเพาะของสิ่งที่ทำการออกแบบ

ก่อนอื่นจะต้องทำการสำรวจถึงขีดความสามารถและความพร้อมของเครื่องจักรตลอดจนเครื่องมือและอุปกรณ์ ที่จะต้องสร้างชุดอุปกรณ์ว่ามีความสามารถและความพร้อมสำหรับใช้ในการสร้างชุดอุปกรณ์หรือไม่ โดยทำการสำรวจที่อาคารปฏิบัติการวิศวกรรมอุตสาหการ มหาวิทยาลัยนเรศวร และตามร้านค้าเกี่ยวกับระบบไฮดรอลิค

3. กำหนดแนวคิดในการออกแบบ

แนวความคิดในการออกแบบจะเป็นขอบข่ายหนึ่งในการสร้างชุดอุปกรณ์ที่จะทำการติดตั้งและได้มีการวางแนวคิดไว้ดังนี้

- มีความเหมาะสมกับรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็ก (อ้างอิงมาตรฐาน มอก. 983-2533 ดังตารางที่ 3,4 และ 5)
- **ราคาถูก อุปกรณ์สามารถหาซื้อได้ง่ายในท้องตลาด**
- **สะดวกต่อการใช้งาน**
- **การซ่อมบำรุงง่าย**

4. เงื่อนไขในการออกแบบ

ตารางที่ 6 เงื่อนไขในการออกแบบ

การออกแบบ	เงื่อนไข
1. ระบบเบรก	ทำให้รถเบรกได้ในระยะทางตามกำหนด โดยอยู่ในขอบเขตที่มีความปลอดภัย เมื่อค่าความหน่วงในการเบรก คือ 0.99 m/s ที่ความเร็วสูงสุด 3.36 m/s ได้ระยะทางเบรก 5.7 m
2. ระบบไฮดรอลิคและระบบต่อติด	สามารถยกเครื่องมือทุ่นแรงที่มีขนาด 200 kg ให้สูงจากพื้นดิน 450 mm ได้

5. ทำการออกแบบเบื้องต้น และปรับปรุงแบบ

จากการศึกษาข้อมูลเกี่ยวกับรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็ก เราก็ทำการประมวลผลถึงความเหมาะสมของชุดอุปกรณ์ที่จะติดตั้งเข้ากับตัวรถ แล้วก็ทำการเขียนรูปแบบของชุดอุปกรณ์ที่จะติดตั้งกับตัวรถอย่างคร่าวๆ

6. ทำการคำนวณและออกแบบที่ถูกต้อง

จากการออกแบบเบื้องต้น จะทำให้เราได้แบบอย่างคร่าวๆ แล้วนำแบบมาคำนวณหาขนาดวัสดุ ที่ต้องใช้ของแต่ละชิ้นส่วน แล้วทำการเขียนแบบรายละเอียดของชุดอุปกรณ์ เพื่อทำการสร้างต่อไป

7. ทำการสร้างต้นแบบ

เมื่อได้แบบที่ทำการคำนวณเรียบร้อยแล้วก็ทำการสร้างชุดอุปกรณ์แล้วนำไปประกอบเข้ากับรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็กที่มีการสร้างไว้แล้ว เมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์เสร็จเรียบร้อยดีแล้วก็ทำการทดสอบต่อไป

8. การทดสอบและปรับปรุงแก้ไข

เมื่อเราได้รถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็ก ที่มีชุดอุปกรณ์ที่ติดตั้งเพิ่มแล้วก็ทำการทดสอบ แล้วทำการปรับปรุงแก้ไขเพื่อให้มีประสิทธิภาพในการใช้งาน

3.1 การออกแบบระบบเบรก

เมื่อจะทำการออกแบบเบรก เราจะต้องทราบว่าเราจะออกแบบเบรกให้มีประสิทธิภาพแค่ไหน อยู่ในสภาวะการใช้งานอย่างไรและจะมีความคงทนเท่าไร หรือจะมีอายุการใช้งานนานแค่ไหน สิ่งเหล่านี้จะขึ้นอยู่กับขั้นตอนของการออกแบบทั้งสิ้น

ก่อนอื่นเราต้องทราบภาระที่เราจะต้องเบรก ในที่นี้จะออกแบบให้มีค่าเท่ากับแรงที่ต้องหยุดรถแทรกเตอร์ในขณะที่วิ่งด้วยความเร็วสูงสุดบนทางลาดเอียง 30 องศา และหยุดในระยะทาง 5.7 เมตร (มีอธิบายในส่วนของการคำนวณเรื่องภาระเบรก) เมื่อทราบภาระที่จะต้องเบรกเราก็ทำการคำนวณหาขนาดของเบรก เพื่อให้สามารถเบรกภาระที่มีอยู่ได้ และเมื่อได้ขนาดของเบรกแล้วก็จะทำการสร้างเบรก แล้วติดตั้งกับรถแทรกเตอร์แล้วทำการทดสอบระบบเบรกเพื่อหาประสิทธิภาพของระบบเบรก

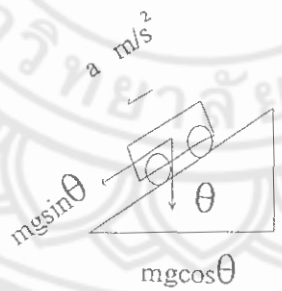
ภาระในการเบรก

จะออกแบบให้รถแทรกเตอร์มีมุมของการเบรกสูงสุดประมาณ 30 องศาเพราะถ้ามุมมากกว่านี้รถจะเกิดการลื่นไถลระหว่างล้อรถกับรถดังสมการ

$$\text{มุมแห่งการเสียดทาน} = \mu \qquad \text{.....(3.1)}$$

$$= \tan^{-1} 30 = 0.57$$

จะเห็นได้ว่าค่า μ ที่คำนวณได้มีค่ามากกว่าค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างล้อรถกับพื้นคอนกรีตคือประมาณ 0.3 ที่ใช้ค่ามุมมากกว่าเพราะจะคิดค่าความปลอดภัยเผื่อในกรณีอื่นๆ



รูปที่ 3.1 Free – Body ของรถแทรกเตอร์บนพื้นเอียง

$$\sum F = ma$$

$$mg\sin\theta - f = ma$$

$$f = mg\sin\theta - ma \qquad \text{.....(3.2)}$$

การคำนวณความกว้างของผ้าเบรก

จากมาตรฐานของระยะเบรกที่ความเร็ว 9.3 m/s ซึ่งมีระยะหยุด 11.4 m ซึ่งเป็นระยะที่รวมระยะปฏิกริยาของผู้ขับและระยะเบรก ในการหาความหน่วงในการเบรกจะใช้ระยะที่รถเบรกจริงๆ ไม่รวมระยะปฏิกริยาของผู้ขับคือประมาณ 5.7 m

ความเร็วที่ใช้ในการขับรถเกียร์ 2 จะประมาณ 3.36 m/s (ค่าได้จากการทดสอบรถ)และมวลของรถที่ใช้ในการออกแบบนี้เราจะใช้ 425 kg (ข้อมูลจากรายงานโครงงานเรื่องการพัฒนารถไถนาเดินตามเป็นรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็ก)

ดังสมการการเคลื่อนที่ $V^2 = u^2 + 2aS$ .....(3.3)

$= (3.36)^2 + 2a(5.7)$

$a = -0.99 \quad m/s^2$

ดังนั้นแรงที่ต้องใช้ในการเบรก

$F = (0.99*425) + 425*9.81*\sin 30$

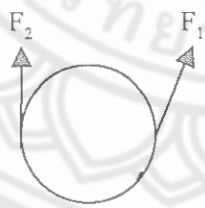
$= 2,505$ N

เมื่อรัศมีของล้อหลังคือ 51.5 cm

$T = F*R$ .....(3.4)

$= 2505*(51.5/100)$

$= 645.13$ N.m



รูปที่ 3.2 แสดงแรงที่กระทำต่อดุมเพลา

กำหนดให้ผู้ขับออกแรงเหยียบเบรก (F_1) = 196.2 N

จะคำนวณหาขนาดของแรงส่งผ่านดังรูป

$\sum M = 0$ .....(3.5)

$F_1*L = F_2*R_1$

$F_2 = (20*9.81*25/8)$

$= 613.125$ N

แรง F_2 จะดึงให้ผ้าเบรกเกิดการรัดตัว

แรง F_3 เป็น friction เกิดขึ้นที่หน้าสัมผัสเบรก

$$\text{จาก } T = F*R$$

$$= (F_3 - F_2)*r$$

$$645.18 = (F_3 - 613.125)*(0.1)$$

$$F_3 = (645.18/0.1)+613.125$$

$$=7064.925 \text{ N}$$

หาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน

$$(F_3/F_2)=e^{f*\theta} \qquad \text{.....(3.6)}$$

เมื่อกำหนดให้มุมสัมผัสผ้าเบรก 340 องศา

$$\theta = 340*\pi/180 \qquad \text{.....(3.7)}$$

$$= 5.93 \text{ rad}$$

แทนค่าใน สมการที่ (3.6) จะได้

$$(7064.925/613.125) = e^{f*(5.93)}$$

$$f = 0.40$$

จากตารางที่ 8 Characteristic of friction Material for Brakes and Clutch จะเลือก Rigid model abestors pads (จากหนังสือ Mechanisms in Modern Engineering Design) ซึ่งมี f ระหว่าง 0.35 – 0.41 ซึ่งมี Maximum pressure P_{max}=100 psi

$$F_1 = P_{max}*B*R \qquad \text{.....(3.8)}$$

เมื่อ F_1 คือค่าแรงที่กระทำสูงสุดที่เบรก

P_{max} คือค่าแรงดันสูงสุดที่ผ้าเบรกทนได้

B คือค่าความกว้างของผ้าเบรก

R คือรัศมีของดรัม

แทนค่าในสมการที่ (3.8) จะได้

$$5153.125 = 100*6.895*10^3*B*0.1$$

$$B = 0.0747 \text{ m}$$

จะเห็นว่าความกว้างของผ้าเบรกต้องน้อยที่สุด 7.47 cm

จะออกแบบให้หน้าผ้าเบรกกว้าง 10 cm เนื่องจากเป็นขนาดที่มีขายอยู่และจะมีรัศมีความโค้ง 15 cm

การคำนวณหาขนาดของก้านส่งกำลัง

ก้านส่งจะรับกำลังจากแป้นเหยียบเบรกแล้วส่งไปยังผ้าเบรก จะออกแบบให้มีขนาด d จะเห็นว่าก้านจะรับแรงดึงจึงใช้สมการ

$$\sigma_{td} = F/A \qquad \text{.....(3.9)}$$

เลือกใช้วัสดุ AISI C1020 ซึ่งมีค่า $\sigma_t = 330.9\ \text{N/mm}^2$

$$\sigma_d = 55.16\ \text{N/mm}^2$$

แรงที่ผู้ขับเหยียบเบรกส่งมายังก้านมีค่าเท่ากับ 613.125 N

$$55.16 = 613.125/(\pi d^2/4)$$

$$d = 3.76\ \text{mm}$$

จะเห็นว่าค่าที่คำนวณได้มีขนาดเล็กมาก เพื่อให้ง่ายต่อการผลิตจะออกแบบให้มีขนาดเท่ากับ 1 cm

คำนวณหาขนาดของสลักเสียบปลาย

จากขนาดของแรงที่กระทำกับสลักจะเป็นแรงเฉือน $\tau_d = F/2A$ .....(3.10)

เลือกใช้วัสดุเป็นเหล็กชนิดเดียวกับก้านดึง

$$\sigma_d = 330.96\ \text{N/mm}^2$$

$$\tau_d = 0.6 * \sigma_d$$

$$= 198.576\ \text{N/mm}^2$$

$$\tau_d = 49.6\ \text{N/mm}^2$$

แทนค่าสมการที่ (3.10) ได้

$$d = 2.80\ \text{mm}$$

จะเลือกใช้ ขนาดของสลัก 3 mm

คำนวณหาขนาดของสปริง

จะออกแบบให้สปริงมีขนาดรับแรงได้สูงสุด 10 N เพื่อให้เกิดการดึงกลับขณะเหยียบเบรก โดยเลือกใช้วัสดุ ASTM A 228

$$\sigma_u = 2150 / d^{0.154} \quad \text{N/mm}^2 \qquad \text{.....(3.11)}$$

จากตารางที่ 10.1

$$G = 80 \quad \text{kN/mm}^2$$

สมมุติการใช้งานจัดเป็นประเภทงานเบา ความเค้นออกแบบ อ้างอิง (7)

$$\tau_d = (0.8*0.405)\,\sigma_u \qquad \text{.....(3.12)}$$

$$= 696.6/d^{0.154}$$

จะทดลองให้ค่าดัชนีสปริงเท่ากับ 5, K =1.3 อ้างอิง(7) และให้แรงดึงชั้นต้นเป็นศูนย์

$$\tau_d = K*8*F*C/(\pi d^2) \qquad \text{.....(3.13)}$$

$$696.6/d^{0.154} = 1.3*8*10*5/(\pi d^2)$$

$$d = 1.65 \text{ mm}$$

จะเลือกใช้สปริงขนาด 2 mm

ความยาวเฉพาะขดของสปริงขณะยังไม่ยืด 162 cm $D = 5*2-2 = 8$

ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางของขอเกี่ยวสปริง $L_C = L + Di$ .....(3.14)

$$L_C = 162 + 8$$

$$= 170 \text{ mm}$$

ดังนั้นจะเลือกใช้ขนาดของสปริงขนาด 2 mm ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางปลาย 170mm

3.2 การออกแบบชุดต่อติด

แนวความคิดในการออกแบบ

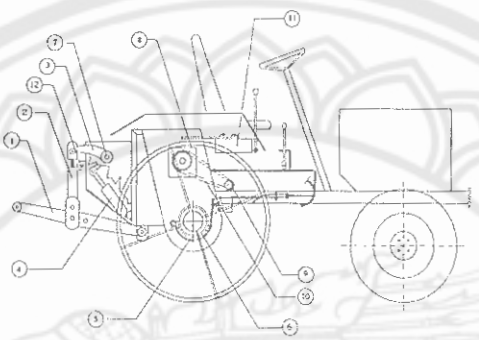
จะออกแบบให้เพลายกซึ่งรับกำลังมาจากเพลาซึ่งจะส่งกำลังไปให้แขนยก ซึ่งแขนยกทางด้านขวานั้นสามารถที่จะปรับระยะได้ โดยใช้สกรู ซึ่งจะต่อกับแขนล่างอีกทีหนึ่ง จุดต่อระหว่างเพลายกกับแขนยกจะออกแบบให้เป็นจุดต่อติด (Joint) และมีสลัก (Pin) เสียบอยู่ สามารเคลื่อนที่ได้ในแนวดิ่งเพียงแนวเดียว และระหว่างแขนยกกับแขนล่างก็จะต่อกันด้วยสลักเช่นเดียวกัน

ส่วนแขนกลางนั้นซึ่งทำหน้าที่ช่วยบังคับทิศทางในขณะยก ให้ชุดอุปกรณ์ยกขึ้นโดยไม่เกิดการกระดก และที่จุดปลายของแขนล่างและแขนบนจะใช้ตาไก่ แล้วเสียบสลักกับชุดอุปกรณ์ที่จะมาต่อติด

ส่วนของแขนล่างส่วนที่ต่อกับตัวรถนั้นจะใช้สลักต่อและแขนยกนี้สามารถที่จะยกขึ้นหรือยกลงได้

ในส่วนของการออกแบบเราก็จะทำการใช้แบบที่เราสเกตซ์อย่างคร่าวๆ มาคำนวณหาขนาดที่แท้จริงของชุดอุปกรณ์แต่ละส่วนดังแสดงในรูปที่ 3.5 ซึ่งแบบของอุปกรณ์ที่ติดตั้งนี้มาจากการวิเคราะห์และสังเคราะห์ความคิดเพื่อให้มีความปลอดภัยและความเหมาะสมในการใช้งาน

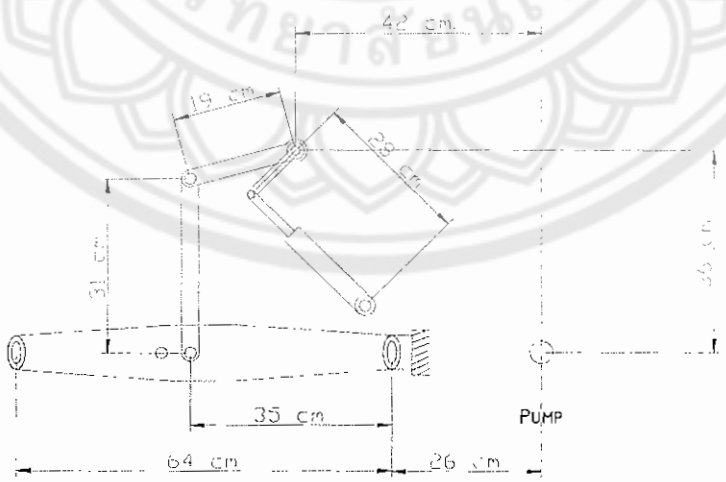
1. แขนลาก (Lower Link)
2. แขนยก (Lift Link)
3. คันยก (Lift Arm)
4. กระบอกไฮดรอลิค (Hydraulic Piston)
5. ผ้าเบรก (Asbestos Brake)
6. ดรัมเบรก (Drum Brake)
7. เพลายก (Rocker Shaft)
8. ปั๊ม (Pump)
9. เฟืองขับโซ่
10. โซ่ขับ (Chain)
11. ชุดคอนโทรล (Control)
12. แขนกลาง (Center Link)



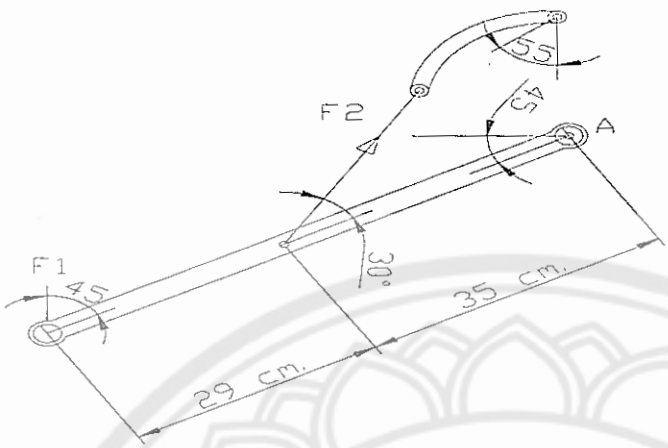
รูปที่ 3.3 แสดงชุดอุปกรณ์ที่ออกแบบเบื้องต้น

คำนวณหาภาระที่จุดต่างๆ ของชุดต่อติด

คำนวณหาแรงที่แขนลากรับ



รูปที่ 3.4 แสดงระยะต่างๆ ของระบบต่อติด



รูปที่ 3.5 แสดงภาพด้านข้างของแขนลาก (F_1)

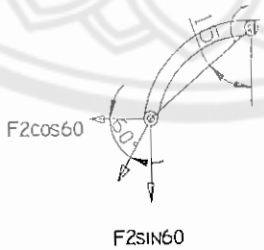
$$\sum M_A = 0$$

$$F_1 * 0.64 * \sin(45) - F_2 * 0.35 * \sin(30) = 0$$

$$F_1 = F_2 * 0.35 * \sin(30)/(0.64 * \sin(45))$$

$$F_1 = 0386 * F_2 \qquad \text{.....(3.15)}$$

<u>คำนวณหาแรงที่ดันยกรับ</u>



รูปที่ 3.6 แสดงแรงที่กระทำต่อดันยก (F_2)

$$T = (F_2 * \sin(60) * 0.19 * \sin(15)) - (F_2 * \cos(60) * 0.19 * \sin(15))$$

ดังนั้นจะได้ความสัมพันธ์ของแรงที่กระทำต่อคันยกกับทอร์ค ได้ดังนี้

$$F_2 = 5.55 * T \qquad \text{.....(3.16)}$$

<u>คำนวณหาแรงที่เพลายก</u>

รูปที่ 3.7 แสดงแรงที่กระทำต่อเพลายก

จากรูปที่ 3.9 จะได้ความสัมพันธ์ของแรงที่กระทำกับทอร์คได้ดังนี้

$$T = F_3 * 0.11$$

$$F_3 = T / 0.11 \qquad \text{.....(3.17)}$$

$$F_3 = P * A$$

$$A = \pi * d^2 / 4 = \pi * (4)^2 / 4$$

$$A = 12.57 \text{ cm}^2$$

ดังนั้นจะได้ความสัมพันธ์ระหว่าง แรงที่แขนลากรับกับแรงดันไฮดรอลิค ดังสมการ

โดยที่ F_1= 200 kg

$$P = F_1 / (0.39 * 5.55 * 0.11 * A)$$

$$P = 67.54 \text{ kg*cm}^2$$

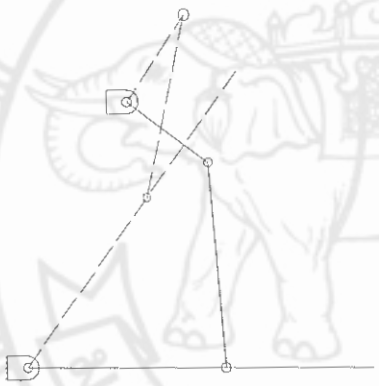
ในการออกแบบนี้ใช้ภาระในการออกแบบ (F_l) คือ 200 kg ซึ่งจะต้องใช้แรงดันกระบอกไฮดรอลิคขนาด 67.538 ซึ่งเมื่อนำค่าความดันนี้ไปเทียบช่วงความเร็วรอบของปั๊ม จากตารางที่ 22 (6) ได้ 3394 rpm ซึ่งเมื่อเทียบเป็นความเร็วรอบของเครื่องยนต์ คือ 2828 rpm

คำนวณหาขนาดของส่วนต่างๆ

1. ชุดต่อติดพ่วงท้าย

ในส่วนของการคำนวณระบบต่อติด ตามที่ได้ออกแบบอย่างคร่าวๆ เบื้องต้นเราจะเห็นว่าแต่ละชิ้นส่วนจะมีรูปแบบและลักษณะที่จำเพาะกับรถแทรกเตอร์ 4 ล้อนั่งขับขนาดเล็ก คือ

ลักษณะของ Four bar Linkage ของจุดต่อติด



$$I * \sin\theta = 560$$

$$\sin\theta = \frac{560}{70}$$

$$\theta_{up} = 53$$

ระบบต่อติด -------- แทนหลังยกสูงสุด

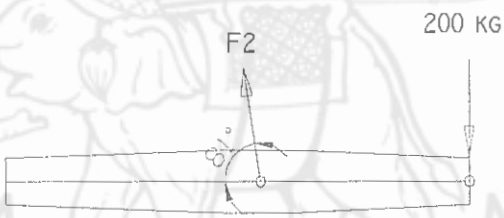
_____ แทนระยะปกติ

รูปที่ 3.8 แสดงลักษณะ Four bar Linkage

จาก Four bar Linkage จะเห็นว่า

- ความยาวของแขนยกล่าง ยาว 640 mm
- ระยะจุดยกคือ 350 mm และเพลายกมีขนาด 190 mm
- แขนยกมีขนาด 310 mm ซึ่งเพลายกจะทำมุม 90 กับกระเดื่องซึ่งยาว 110 mm
- จากขนาดดังกล่าวจะทำให้ยกชุดอุปกรณ์ได้สูง 450 mm (มาตรฐาน มอก.) ซึ่งเพลายกต้องหมุนทำมุม 100 องศา

จากรูปที่ 3.4 เมื่อยกให้แขนลากอยู่ในแนวระดับจะได้แรงที่กระทำต่อแขนลาก



รูปที่ 3.9 แสดงแรงที่กระทำต่อแขนลากเมื่ออยู่ในแนวระดับ

$$\sum T = F * r$$

$$(F * \sin 81) * 35 = (200 * 9.81) * (35+29)$$

$$F = 3.632 \text{ kN}$$

คิดค่าความปลอดภัย เท่ากับ 2.4 ดังนั้นจะได้แรงออกแบบ

$$F_d = 8.641 \text{ kN}$$

จากสมการที่ 3.16 และ 3.17 เมื่อ $F = F_2$ จะได้

$$F_3 = 3.632/(5.55*0.11)$$

$$= 5.949 \text{ kN}$$

คิดค่าความปลอดภัย เท่ากับ 2 ดังนั้นจะได้แรงออกแบบ

$$F_{shaft} = 12.59 \text{ kN}$$

2. <u>คำนวณหาขนาดของแขนยก</u>

จากภาระของแขนยกที่คำนวณได้ 8641 N ซึ่งเป็นแรงดึง จะเลือกใช้วัสดุ AISI C1020 (ภาคผนวก 7)

$$\sigma_u = 517 \quad \text{N/mm}^2$$

ซึ่งมีค่า N=3

$$\sigma_{id} = 172.3 \quad \text{N/mm}^2$$

เลือกใช้ d=10 mm

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\frac{\pi . d^2}{4} = \frac{8641}{172.3}$$

$$d = 7.99 \quad \text{mm}$$

3. <u>พิจารณาเพลายก</u>

ให้ขนาดของหน้าตัด $h = 3b$ รับแรง 12.59 kN กระทำซ้ำสองทิศทางขึ้นและลง ทำจากวัสดุ AISI HR 1020 ใช้ความต้านทานแรงดึงคราก เป็นหลัก (ภาคผนวก 7) ใช้ N = 4

$$\sigma_y = 296.5 \quad \text{N/mm}^2$$

โมเมนต์ดัด

$$M = 12588 * 200 = 2.52 * 10^6 \quad \text{N.mm}$$

โมเมนต์ความเฉื่อย

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{b(3b)^3}{12} = \frac{9b^4}{4} \qquad \text{.....(3.18)}$$

ความเค้นดัดในก้านหมุน

$$\sigma_b = \frac{M*c}{I} = \frac{M*h}{2I} \qquad \text{.....(3.19)}$$

$$\frac{296.5}{4} = \frac{\left(2.52*10^6\right)\left(3b/2\right)}{9b^4/4}$$

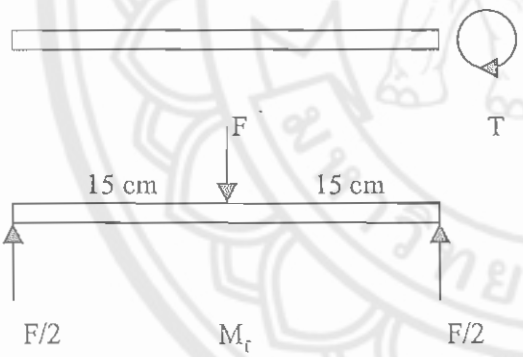
$$h = 28.3*3 = 84.9 \text{ mm}$$

$$b = 28.3 \text{ mm}$$

ดังนั้น เพลายก จะเลือกใช้วัสดุ AISI HR 1020 ขนาด $b*h$=29*85 mm. ยาว 200 mm.

4. <u>การคำนวณหาขนาดของเพลา</u>

เพลาจะรับกำลังมาจากกระบอกสูบไฮดรอลิคและส่งกำลังให้แขนยกซึ่งต้องรับโมเมนต์บิด เมื่อ F=12.58 kN. จะหา T โดย



$$T = \left(12.58*\cos 50\right)*0.1 = 809.14kN*m$$

ฉะนั้นโมเมนต์ดัดในแนวระดับที่ A, B คือ

$$F_b, F_a = \frac{12.58}{2} = 6.29 \text{ kN}$$

และโมเมนต์ดัดที่ A, B คือ

$$M_f = 0.15*6.29 = 0.9435 \text{ kN.m}$$

โมเมนต์ดัดสูงสุดเกิดตรงตำแหน่งจุดกึ่งกลางเพลาและจะสมมติให้เพลามีร่องลิ่มเพื่อใช้เพลายกให้ติดกัน

เลือกใช้วัสดุ AISI C 1137 (ภาคผนวก 7) มี

$$\sigma_u = 844.64 \frac{N}{mm^2}$$

คิดค่าความปลอดภัย เท่ากับ 4 ดังนั้นจะได้

$$\tau_d = \frac{844}{4} = 211 \frac{N}{mm^2}$$

จากตารางที่ 17 (ภาคผนวก 7)

$$C_m = 1.5 \qquad C_t = 1.0$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi * I}\left[(C_t T)^2 + (C_m M_b)^2\right]^{1/2} \qquad \text{.....(3.20)}$$

$$= \frac{16 * 10^3}{211 * \pi} * \left[(1 * 9435)^2 + (1.5 * 809.14)^2\right]^{1/2}$$

$$d = 61.23mm$$

จากตารางขนาดมาตรฐานของเพลา เลือก d=65 mm

5. <u>พิจารณาลิ่ม</u>

เมื่อลิ่มรับภาระโดยมี T=809.14 Nm และมีเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลา 65 mm

จากตารางที่ 16 (ภาคผนวก 7) จะเลือกใช้ขนาดลิ่มเป็นลิ่มสี่เหลี่ยมผืนผ้า ISO/R773 18*11 ทำการคำนวณหาความยาวของลิ่ม

$$l_e = \frac{4 * T}{d * h * \sigma_{id}} \qquad \text{.....(3.21)}$$

เนื่องจากเพลาที่ใช้เป็นเหล็ก AISI C1137 (ภาคผนวก 7)

เมื่อเลือกใช้วัสดุ AISI C1020 ซึ่งมีค่า

$$\sigma_y = 844.64 \quad \text{N/mm}^2 \qquad \sigma_y = 620.55 \quad \text{N/mm}^2$$

จะออกแบบให้ลิ่มเกิดการแตกหักก่อนเพลาซึ่งกำหนดให้ N=3

$$\sigma_{td} = \frac{620.55}{3} = 206.85 \quad \text{N/mm}^2$$

$$l_e = \frac{4*809.14*1000}{65*11*206.85} = 22 \quad \text{mm}$$

จากความยาวมาตรฐานของลิ่มเลือกใช้มาตรฐาน 22 mm ISO/R 774*A18*11*22

พิจารณา Rolling Bearing

บริเวณปลายเพลาทั้ง 2 ด้าน จะออกแบบให้ใช้ Single row deed grove Rolling Bearing ซึ่งจะรับแรงในแนวรัศมี 6.29 kN และแรงตามแนวแกน 6.29/2=3.145 kN

จากตารางที่ 15 (ภาคผนวก 7) มิติมาตรฐานและแรงประเมินของ Rolling Bearing ที่รูสวม 65 mm ได้

$C_o = 34.13 \quad \text{kN}$ $C = 44.05 \quad \text{kN}$

$$\frac{i*F_a}{C_o} = \frac{1*3.145}{44.05} = 0.0714$$

$$\frac{F_a}{v*F_r} = \frac{3.145}{1*6.29} = 0.5$$

(ภาคผนวก 7) ได้ e = 0.27 ซึ่งมีค่าน้อยกว่า $F(a)/(v*F(r)$ ซึ่งจะได้

$X = 0.56$ $Y = 1.63$

จาก

$$P = (X*v*F_r) + (Y*F_a) = (0.56*1*6.29) + (1.63*3.145) = 8.65kN.$$

ทำการคำนวณหาอายุการใช้งาน

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{44.05}{8.65}\right)^3 = 132 \quad \text{mr}$$

ดังนั้น เราจะเลือกใช้ Rolling Bearing ชนิด Single Row Grove Rolling Bearing ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 65 mm

3.3 <u>การออกแบบระบบไฮดรอลิค</u>

จากคำนวณหาแรงที่เพลายกจะได้แรงที่กระทำที่ก้านกระบอกสูบ (F_3) มีค่าเท่ากับ

$$F_3 = P*A$$

$$= (67.538\ kg/cm^2)*(12.566\ cm^2)$$

$$= 848\ kg$$

จากความยาวช่วงชักก้านสูบ เท่ากับ ความยาวแขนโยกคูณคอร์ดแฟคเตอร์ เราจะสามารถหาค่าความยาวช่วงชักของก้านสูบ เมื่อกระบอกสูบทำงานเป็นมุม 100 องศา (อ้างรูปที่ 3.8 Four bar linkage)

จากตารางที่ 12(ภาคผนวก 6)แสดงค่าคอร์ดแฟคเตอร์ที่มุมต่างๆ

จากตารางที่ 12(ภาคผนวก 6)ที่มุม 100 องศา ได้ค่าคอร์ดแฟคเตอร์ = 1.532

ดังนั้นความยาวช่วงชักก้านสูบ = 10*1.532 = 15.32 cm

เมื่อทราบความยาวช่วงชักของก้านสูบ และโหลดที่กระทำ ก็จะสามารถเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของก้านสูบ

- จากตารางที่ 11 (ภาคผนวก 6) แรงที่กระทำ 1870 lb (848 kg) ระยะชัก 6 in สามารถเลือกเส้นผ่านศูนย์กลางของก้านสูบได้ 5/8 in
- จากตารางที่ 9 (ภาคผนวก 6)สามารถเลือกหาขนาดกระบอกไฮดรอลิคที่มีแรงกระทำ 1870 lb (848 kg) แต่จะเลือกใช้ที่แรง 2454 lb จะได้ความดันที่กระบอกสูบ 500 psi และขนาดของกระบอกสูบ 2.5 นิ้ว พื้นที่ลูกสูบ 4.909 in^2 ปริมาตรจุของกระบอกสูบ 0.1275 GPM จากกราฟแผนภูมิใช้หาอัตราการป้อนน้ำมันแก่กระบอกสูบ(สารบัญรูป2 - ภาคผนวก 6) หรืออัตราส่งน้ำมันของปั๊มที่เส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 2.5 in โดยกำหนดให้ระยะเวลาในการยก 3 sec ซึ่งจะมีความเร็วลูกสูบ 123.28 in/min จะทำให้ได้อัตราส่งน้ำมันของปั๊มเป็น 621.85 in^3/min

<u>อุปกรณ์ที่ใช้เลือกใช้</u>

- ปั๊มขนาด 1200 – 4000 rpm และมีอัตราการไหล 621.85 in^3/min
- กระบอกไฮโดรลิค เลือกใช้ขนาด 2.5 in ระยะชัก 6 in และให้แรงดันที่กระบอกสูบ 500 psi
- สายน้ำมันไฮดรอลิค เมื่อได้กระบอกไฮดรอลิคแล้ว ทำการหาขนาดของท่อต่อไปได้ โดยมีสมการใช้หา ดังนี้
- พื้นที่หน้าตัดภายในท่อ(in^2) = (gpm*.3208)/ความเร็วของน้ำมันในท่อทาง (ft/scc)

จะได้ว่า $\pi(3/8)^2/4 = (0.1275*.3208)/(\ v(ft/scc))$

ความเร็ว (v) = 0.37 ft/sec

- ความหนาน้อยสุดของท่อ = (*BP*(psi)**OD*(in))/(2**TS*(psi))

จะได้ว่า ความหนาน้อยสุดของท่อ = 3000*(3/8)/(2*2400)

= 0.0744 cm

เมื่อ *FS* = แฟคเตอร์ความปลอดภัย

BP = ค่าความดันสูงสุดที่ท่อทนได้(psi)

WP = ค่าความดันในการทำงาน(psi)

OD = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อ (in)

TS = ความเค้นดึงสูงสุดที่ท่อทนได้ (psi)

- แฟคเตอร์ความปลอดภัย = ความดันสูงสุดที่ท่อทนได้/ความดันในการทำงาน

ตามมาตรฐานอุตสาหกรรม แฟคเตอร์ความปลอดภัยของท่อแนะนำให้ใช้ค่าอย่างน้อยระหว่าง 4 – 1 และอย่างมากให้ให้ค่าระหว่าง 8 - 1 โดย

- ความดัน 0 – 1000 ปอนด์/ตารางนิ้ว FS ควรใช้ค่า 8 – 10
- ความดันตั้งแต่ 1000 – 2500 ปอนด์/ตารางนิ้ว FS ควรใช้ค่า 6 – 1
- สูงกว่า 2500 ปอนด์/ตารางนิ้วขึ้นไป ใช้ค่า 4 – 1

- โดยขนาดรูวาล์วที่เหมาะสมกับอัตราการไหลดูได้จาก ตาราง 14(ภาคผนวก 6)

<u>สรุป</u> เมื่อออกแบบได้แล้วก็ทำการจัดซื้ออุปกรณ์ต่อไป ดูความเป็นไปได้ว่าที่ออกแบบไว้สามารถจัดซื้ออุปกรณ์มาทำได้หรือไม่และสร้างได้หรือไม่ เมื่อได้แบบที่ถูกต้อง แล้วลงมือสร้างชุดอุปกรณ์ต่อไป

ตารางที่ 7 อุปกรณ์ที่ออกแบบและจัดซื้อ

ชิ้นงาน	ขนาดและลักษณะ	ยี่ห้อ
ปั๊มไฮดรอลิค	1200 – 4000 rpm แบบ Gear Pump	YMC
กระบอกสูบ	เส้นผ่านศูนย์กลาง 2.5 นิ้ว ช่วงชัก 6 นิ้ว	แปลงมาจากรถไถใหญ่
ตัวควบคุม	แบบ 4/2 , 2ทิศทางการทำงาน	YMC
สายน้ำมันไฮดรอลิค	เส้นผ่านศูนย์กลาง 3/8 นิ้ว สามารถทนแรงดันได้ 3000 psi	-
ท่อเหล็กแป๊บส่งน้ำมัน	เส้นผ่านศูนย์กลาง 3/8 นิ้ว สามารถทนแรงดันได้ 3000 psi	-