บทที่ 3

การคำนวณ

3.1 ข้อจำกัดในการคำนวณ

เนื่องจากโครงงานนี้เป็นการศึกษาและออกแบบปรับปรุงชุดแขนเจาะของเครื่องเจาะสลักใบพัดกังหันไอน้ำเท่านั้น ไม่ได้ทำการสร้างเครื่องเจาะสลักใบพัดกังหันไอน้ำขึ้นมาใหม่ทั้งหมด ดังนั้น จึงมีอุปกรณ์บางชิ้นของเครื่องเจาะสลักใบพัดกังหันไอน้ำที่ยังคงต้องใช้อุปกรณ์เดิมอยู่ ซึ่งอุปกรณ์ที่ยังคงต้องใช้งานอยู่มีรายละเอียดดังนี้

- มอเตอร์ขนาดกำลังขับ 1 hp. = 746 W. ที่ความเร็วรอบของมอเตอร์ มีค่าเท่ากับ 1420 RPM.
- ขนาดของล้อสายพานลิ่มตัวขับที่ต่อมาจากมอเตอร์ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 75 mm.
- ขนาดของล้อสายพานลิ่มตัวตามที่ต่อกับเพลา มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 150 mm.
- ชนิดของสายพานลิ่มหน้าตัด A
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาส่งกำลัง มีค่าเท่ากับ 27 mm.

3.2 การคำนวณความเร็วรอบของดอกสว่านที่ใช้ในการเจาะ

ข้อกำหนด

- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดอกสว่าน 9 mm.

การคำนวณ

จากตารางที่ 2.2 ค่าความเร็วตัด V ที่ใช้ในการเจาะ เราเลือกใช้ชนิดของโลหะที่ทำดอกสว่านเป็นเหล็กกล้า ซึ่งเป็นดอกสว่านที่ผลิตจากเหล็กรอบสูงจะมีค่าความเร็วตัดอยู่ในช่วง 12-15 m/min ดังนั้น จากสมการ 2.1 จะได้

$$\text{ความเร็วรอบของดอกสว่านที่ใช้เจาะ } (n_3) = \frac{1000 \times V}{\pi \times d}$$

$$= \frac{1000 \times 15}{\pi \times 9}$$

$$= 530.5 \text{ RPM.}$$

3.3 การคำนวณแรงที่เกิดขึ้นในจุดต่างๆของชุดเจาะ

ข้อกำหนด

- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดอกสว่าน 9 mm.
- ให้ระยะในการป้อนเจาะโดยที่ดอกสว่านหมุนหนึ่งรอบ สามารถเจาะชิ้นงานเข้าได้ ระยะเจาะ (S_Z) = 0.1 mm.

การคำนวณ

แรงที่ใช้ในการป้อนเจาะดอกสว่านสูงสุด สามารถหาได้จากสมการที่ 2.9

$$F_V = S_Z.D.\sin K.k_s$$

โดยที่ F_V คือ แรงที่ป้อนเจาะให้กับดอกสว่านสูงสุด (kN.)

S_Z คือ ระยะทางที่ดอกสว่านหมุน 1 รอบ (mm.)

K คือ ค่ามุมดอกสว่านที่ใช้เจาะ ซึ่งในที่นี้หาค่าจากตารางที่ 2.1 โดยเลือกใช้วัสดุที่ทำดอกสว่านเป็นเหล็กกล้าแข็งหรือ เหล็กไร้สนิม ซึ่งจะมีค่ามุมจุกที่ 130° ดังนั้น ค่า $K = \frac{130}{2} = 65$

k_s คือ ค่าสัมประสิทธิ์ในการเจาะ(แรงตัดจำเพาะ) ซึ่งจากตารางที่ 2.3 ตัวสลักของใบพัดกังหันไอน้ำทำจากเหล็กชนิด St 37 ดังนั้น ค่า k_s = 1.78 kN/mm^2

D คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดอกสว่าน

ดังนั้น $F_V = 0.1 \times 9 \times \sin 65 \times 1.78$

$= 1.45$ mm.

จากชิ้นงานจะต้องเจาะรูเต็ม(a) ซึ่งหาค่าได้จากสมการ

$$a = \frac{D}{2} = \frac{9}{2} = 4.5 \text{ mm.}$$

หาขนาดพื้นที่หน้าตัดของเศษเจาะที่แต่ละคมตัด(q_Z) ซึ่งหาค่าได้จากสมการ

$$q_Z = a \cdot S_Z = 4.5 \times 0.1 = 0.45 \text{ mm}^2$$

จากลักษณะของดอกสว่านที่ใช้เป็นแบบ 2 คมตัด ค่าของ Z จึงมีค่าเท่ากับ 2 ดังนั้น จากสมการที่ 2.7 แรงตัดรวมทั้งดอกสว่านมีค่า

$$F_s = q_z . Z . k_s$$

$$= 0.45 \times 2 \times 1.78$$

$$= 1.6 \quad kN.$$

แรงโมเมนต์รวม ณ 2 คมตัด หาได้จากสมการที่ 2.8

$$M = F_s . \frac{D}{4}$$

$$= 1.6 \times \frac{0.009}{4}$$

$$= 0.0036 \quad kN.m$$

3.4 การคำนวณหากำลังที่ต้องใช้ในการเจาะ

ข้อกำหนด

- ความเร็วรอบของดอกสว่านที่ใช้เจาะ(n_s) = 530.5 RPM.
- โมเมนต์รวม ณ 2 คมตัด (M) = 0.0036 kN.m

การคำนวณ

จากสมการต่อไปนี้หาความเร็วเชิงมุม(ω)มีค่า เท่ากับ

$$\omega = 2\pi n$$

$$= 2 \times \pi \times \frac{530.5}{60}$$

$$= 55.6 \text{ rev/s.}$$

ดังนั้น จากสมการที่ 2.10 หากำลังที่ต้องใช้ในการขับดอกส่าน คือ

$$P = M\omega$$

$$= 0.0036 \text{ x } 55.6$$

$$= 0.20 \text{ kW.}$$

$$= 200 \text{ W.}$$

3.5 การคำนวณเวลาในงานเจาะแต่ละรู

ข้อกำหนด

- ความลึกของรูที่ทำการเจาะ (l) = 40 mm.
- ช่วงระยะทางที่ดอกสว่านหมุนหนึ่งรอบ (S_z) = 0.1 mm/rev
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของดอกสว่าน(d) = 9 mm.
- ความเร็วรอบที่ดอกสว่านหมุน (n_3) = 530.5 RPM.

การคำนวณ

จากสมการที่ 2.11 หาเวลาในงานเจาะแต่ละรู คือ

$$t_h = \frac{L}{S_z.n}$$

$$= \frac{(l+0.3d)}{S_z.n}$$

$$= \frac{[40+0.3(9)]}{0.1\times 530.5}$$

$$= 0.80 \text{ นาที}$$

3.6 การคำนวณหาขนาดของสายพานที่ใช้กับเครื่องเจาะ

ข้อกำหนด

- กำลังมอเตอร์ที่ใช้มีขนาด = 1 hp = 746 W.
- ความเร็วรอบของมอเตอร์(n_1) = 1420 RPM.

การคำนวณ

ขนาดของกำลังส่ง คือ ขนาดของมอเตอร์ที่ใช้ ดังนั้น

$$W_p = 746 \text{ W.} = 0.746 \text{ kW.}$$

ที่ความเร็วรอบของมอเตอร์ (n_1) = 1420 RPM. หาความเร็วรอบ (n_2) ที่ส่งไปยังชุดเจาะ โดยที่เรากำหนดให้มีอัตราทด (m_ω) = 2 ดังนั้น จะหาความเร็วรอบ (n_2)ได้จากสมการที่ 2.28

$$m_\omega = \frac{n_1}{n_2}$$

$$2 = \frac{1420}{n_2}$$

$$n_2 = 710 \text{ RPM.}$$

หาขนาดหน้าตัดของสายพาน โดยค่าตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ่มอ้างอิงจากภาคผนวก ข - 1 (ตารางตัวประกอบใช้งาน N_s สำหรับสายพานลิ่ม) ซึ่งเลือกให้เครื่องเจาะมีการทำงานต่อวันไม่เกินหรือเท่ากับ 10 ชั่วโมง/วัน และกำหนดให้งานที่ปฏิบัติเป็นงานหนัก จะได้ค่า N_s = 1.2

ดังนั้น $W_p . N_s = 0.746 \times 1.2 = 0.9$ kW.

จากภาคผนวก ข - 2 (แผนภูมิที่ใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่ม) โดยนำค่า n_1 กับค่า $W_p . N_s$ ไปเทียบกับแผนภูมิ

ดังนั้น จะได้ขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่มแบบ " Z "

เลือกขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานที่ติดอยู่บนมอเตอร์(ล้อขับ) จากตารางที่ 2.4 (ขนาดสายพานลิ่มและล้อสายพานลิ่ม ตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957(E) และ ISO/R 256-1962(E))โดยเทียบจากสายพานหน้าตัด Z ซึ่งได้ค่า d_p อยู่ในช่วง 50 mm. ถึง 100 mm.

ดังนั้น จึงเลือกขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานที่ติดอยู่บนมอเตอร์ (ล้อขับ, d_p) = 75 mm. และจะได้ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางล้อสายพานที่อยู่บนเพลาส่งกำลัง (ล้อตาม, D_p) จากสมการ

$$D_p = m_\omega . d_p$$

$$= 2 \times 75$$

$$= 150 \text{ mm.}$$

การคำนวณหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพาน หาได้จากสมการ

$$C_{max} = 2(d_p + D_p)$$
$$= 2(75 + 150)$$
$$= 450 \text{ mm.}$$

และ $$C_{min} = 0.7(d_p + D_p)$$
$$= 0.7(75 + 150)$$
$$= 157.5 \text{ mm.}$$

ดังนั้น จึงลองเลือกใช้ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานที่ C = 300 mm. ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 157.5 mm.กับ 450 mm. ไปใช้ในการคำนวณหาระยะ C ที่แท้จริง

หาความยาวพิตช์โดยประมาณจากสมการที่ 2.21

$$L_p = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C}$$
$$= 2(300) + 1.57(150 + 75) + \frac{(150 - 75)^2}{4 \times 300}$$
$$= 985 \text{ mm.}$$

จากภาคผนวก ข - 3 (ตารางแสดงสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่มหน้าตัด "Z" ต่อเส้น P_R(kW.) สำหรับสายพานยาว L_p = 824 mm. และส่วนโค้งสัมผัส $\alpha = 180^\circ$) โดยที่ค่า L_p จากการประมาณค่าเท่ากับ 958 mm. เทียบเท่ากับ L_i ว่าใกล้เคียงกับค่า L_i ค่าไหนก็ให้เลือกใช้ค่านั้น ซึ่งหลังจากเทียบค่าแล้วได้ค่า L_i = 980 mm.

ดังนั้น เลือกใช้สายพานที่มีความยาว $L_i = L_i + 22(\text{mm.})$
$$= 980 + 22$$
$$= 1002 \text{ mm.}$$

ดังนั้น ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานคำนวณได้จากสมการที่ 2.22

$$C = p + \sqrt{p^2 - q}$$

โดยที่ $p = 0.25L_p - 0.393(D_p + d_p)$
$$= (0.25 \times 1002) - [0.393(150 + 75)]$$
$$= 162.1$$

$q = 0.125(d_p - D_p)^2$
$$= 0.125(150 - 75)^2$$
$$= 703.1$$

ดังนั้น ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานตัวขับกับล้อสายพานตัวตามมีค่าเท่ากับ

$$C = 162.1 + \sqrt{(162.1)^2 - 703.1}$$

$$= 322 \quad \text{mm.}$$

หาส่วนโค้งสัมผัสจากสูตร

$$\frac{D_p - d_p}{C} = \frac{150 - 75}{322} = 0.23$$

เมื่อได้ค่าส่วนโค้งสัมผัสเท่ากับ 0.23 แล้วเปิดตารางที่ 2.8 (ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส N_a สำหรับสายพานลิ่ม) จะได้ค่า

$$N_a = 0.97$$

จากภาคผนวก ข - 3 (ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน) จะได้ค่า

$$N_1 = 1.05$$

และสำหรับล้อสายพานขนาด 75 mm. มีอัตราทด(m_ω) = 2 และ n_1 = 1420 RPM.นำค่าทั้งหมดไปเปิดตารางภาคผนวก ข - 3 จะได้ค่า

$$P_R = 0.83 \text{ kW. ต่อเส้น}$$

คำนวณหาจำนวนสายพานที่ใช้ จากสมการที่ 2.27

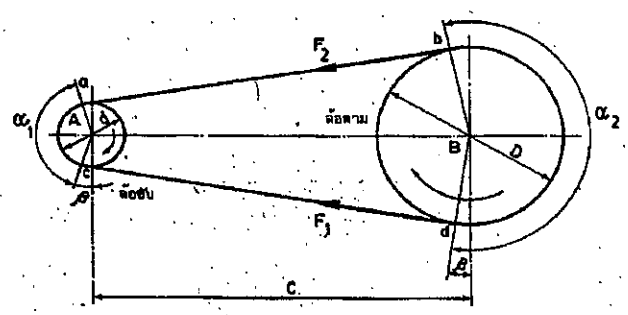
$$z = \frac{W_p . N_s}{P_R . N_a . N_1}$$

$$= \frac{0.746 \times 1.2}{0.83 \times 0.97 \times 1.05}$$

$$= 1.05$$

เพราะฉะนั้น เลือกใช้สายพานหน้าตัดแบบ "Z" จำนวน 1 เส้น

การหามุมสัมผัสของสายพานที่ทำมุมกับล้อสายพานทั้งล้อขับและล้อตามดังรูปประกอบ



รูปประกอบสำหรับการหามุมสัมผัสของสายพาน

สามารถหามุมสัมผัสของสายพานที่ล้อขับ ได้จากสมการที่ 2.18

$$\alpha_1 = \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{D_p - d_p}{2C}\right) \quad \text{rad.}$$

$$= \pi - 2\sin^{-1}\left(\frac{150-75}{2\times 322}\right) \quad \text{rad.}$$

$$= 116.6^{\circ}$$

จากสมการที่ 2.19 หามุมสัมผัสของสายพานที่ล้อตาม

$$\alpha_2 = \pi + 2\sin^{-1}\left(\frac{D_p - d_p}{2C}\right) \quad \text{rad.}$$

$$= \pi + 2\sin^{-1}\left(\frac{150-75}{2\times 322}\right) \quad \text{rad.}$$

$$= 193.4^{\circ}$$

คำนวณหาความเร็วของสายพานของล้อขับ จากสมการที่ 2.20

$$V = \pi d_p n_1$$

$$= \pi \times \frac{75}{1000} \times \frac{1420}{60}$$

$$= 5.58 \quad \text{m/s}$$

คำนวณแรงตึงของสายพานขณะส่งกำลัง จากสมการที่ 2.23

$$F = \frac{W_p}{V}$$

$$= \frac{746}{5.58}$$

$$= 133.7 \quad \text{N.}$$

คำนวณหาแรงดึงขั้นต้นในสายพาน ซึ่งดูจากตารางที่ 2.6 (ตัวประกอบใช้งาน, k_1) โดยเลือกสภาวะการทำงานแบบ งานหนัก มีแรงกระตุกและเปิดปิดบ่อยครั้ง

ดังนั้น จะได้ค่า $k_1 = 2.0$

จากตารางที่ 2.7(ค่าตัวประกอบ, k_2) ซึ่งเราเลือกใช้หน้าตัดของสายพานแบบ Z

ดังนั้น จะได้ค่า $k_2 = 0.126$

จากสมการที่ 2.24 สามารถหาแรงดึงขั้นต้นในสายพานได้เท่ากับ

$$F_i = (k_1F + Zk_2V^2)\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$= [(2\times133.7) + (1\times0.126\times(5.58)^2)]\sin(\frac{166.6}{2})$$

$$= 269.5 \quad N.$$

จากสมการที่ 2.25สามารถหาแรงดึงในแนวแกนของสายพานได้เท่ากับ

$$F_w = k_1.F.\sin\frac{\alpha}{2}$$

$$= 2\times133.7\times\sin(\frac{166.6}{2})$$

$$= 265.6 \quad N.$$

คำนวณหาแรงดึงในแต่ละเส้นของสายพาน(F_1 , F_2) ได้จากสมการที่ 2.23

$$F_i = F_1 - F_2$$

$$133.7 = F_1 - F_i \qquad .....(1)$$

และ $$F_w = F_1 + F_2$$

$$265.6 = F_1 + F_2 \qquad .....(2)$$

นำ (2)+(1) จะได้แรง $F_1 = 199.7$ N.

$F_2 = 65.9$ N.

3.7 การคำนวณชุดเฟือง

ข้อกำหนด

- กำลังขับของมอเตอร์ = 746 W.
- ความเร็วรอบของเฟืองขับ (n_2) = 710 RPM.
- ความเร็วรอบของเฟืองตาม = ความเร็วรอบของดอกสว่าน = n_3 = 530.5 RPM.
- ให้ระยะจากจุดศูนย์กลางของเฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์ถึงจุดศูนย์กลางเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่านมีระยะระหว่าง 750 - 800 mm.
- ให้จำนวนฟันของเฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์และจำนวนฟันของเฟืองที่ส่งกำลังขับไปยังเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่านมีจำนวนฟันเท่ากัน คือ 39 ฟัน
- เฟืองขับและเฟืองตามใช้ระบบ 20°FD
- เฟืองทำจากวัสดุ AISI 4140

การคำนวณ

จากสมการที่ 2.28 คำนวณหาอัตราทดระหว่างเฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์กับเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่าน มีอัตราทดเท่ากับ

$$m_\omega = \frac{n_2}{n_3}$$

$$= \frac{7100}{530.5}$$

$$= 1.34$$

เฟืองขับมีจำนวนฟัน $N_p = 39$ ฟัน

ดังนั้น เฟืองตามมีจำนวนฟัน $N_g = m_\omega \cdot N_p$

$= 1.34 \times 39$

$= 52$ ฟัน

จากภาคผนวก ข – 4 (ตารางค่าตัวประกอบรูปแบบของลูอิส) ซึ่งเรากำหนดให้แรงกระทำที่ปลายฟัน ดังนั้น จะได้

$Y_p = 0.386$ และ $Y_g = 0.411$

จากภาคผนวก ข - 5 (ตารางแสดงคุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสม) เปิดหาค่า σ ที่ AISI 4140 HRA คือ

$$\sigma = 63 \times 6.89 = 248 \text{ N/mm}^2$$

ดังนั้น $\sigma_p = \sigma_g = 248 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_p Y_p = 248 \times 0.386 = 95.73 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_g Y_g = 248 \times 0.411 = 101.93 \text{ N/mm}^2$$

จากค่า $\sigma_p Y_p$ มีค่าน้อยกว่า $\sigma_g Y_g$ ดังนั้น จึงต้องคำนวณหาขนาดของฟันที่เฟืองขับ(pinion gear) ซึ่งหาความเร็วพิตช์ได้จากสมการ

$$V = \pi dn$$

$$= \pi m N_p n$$

$$= \pi \times m \times 39 \times \frac{710}{60}$$

$$= 1450m \quad \text{mm/s}$$

$$= 1.45m \quad \text{m/s}$$

คำนวณหาค่าแรงได้จากจากสมการที่ 2.45

$$F_t = \frac{W_p}{V}$$

$$= \frac{746}{1.45m}$$

$$= \frac{514}{m} \quad \text{N.}$$

คำนวณหาค่า K_v สำหรับเฟืองทั่วไปที่ความเร็วความเร็วพิตช์(V)มีค่าน้อยกว่า 10 m/s สามารถหาค่า K_v ได้จากสมการที่ 2.48

$$K_v = \frac{3+V}{3}$$

$$= \frac{3+1.45m}{3}$$

คำนวณหาแรงที่กระทำต่อฟันเฟืองในขณะที่ใช้งาน ได้จากสมการที่ 2.47

$$F_d = K_v.F_t$$

$$= \frac{3+1.45m}{3} \times \frac{514}{m}$$

$$= \frac{514}{m} + 248 \quad N. \qquad .....(1)$$

เมื่อให้แรงกระทำที่ปลายของฟันเฟือง จะได้ค่า K_f อยู่ที่ $1.2 \leq K_f \leq 1.7$

ดังนั้น เรากำหนดจึงใช้ค่า $K_f = 1.5$ และข้อกำหนดสำหรับการออกแบบความหนาของฟันเฟือง(b)ควรมีค่า ดังนี้

$$\frac{8}{P} < b < \frac{12.5}{P} \text{ หรือ } \quad 8m < b < 12.5m$$

และสมมติให้ ความหนาของฟันเฟือง(b) = 10 mm. แทนค่าในสมการที่ 2.44 เพื่อหาความหนาของฟันเฟืองที่แท้จริง

$$F_b = \frac{\sigma.b.Y_p.m}{K_f}$$

$$= \frac{248 \times 10m \times 0.386 \times m}{1.5}$$

$$= 638.2m^2 \quad N. \qquad .....(2)$$

จากสมการที่ (1)และ(2) เมื่อแทนค่า m ด้วย 1 , 1.25 และ 1.5 ตามลำดับ แล้วแก้สมการหาค่า F_d และ F_b ได้ค่า ดังนี้

m	Fd	Fb	Ns = Fb/Fd
1	762.0	638.2	0.83
* 1.25	659.2	997.2	1.51
1.5	590.6	1435.9	2.43

จากตารางที่ 2.11(ตัวประกอบใช้งาน) เราเลือกชนิดของแรงเป็นแรงกระแทกเล็กน้อยซึ่งค่า N_s อยู่ในช่วง 1.25-1.50 ดังนั้น จากค่า N_s ที่เราคำนวณได้ข้างต้นนี้จึงเลือกใช้ค่า m = 1.25 และนำค่า m ที่คำนวณได้มาแทนในสมการข้างต้นเพื่อหาค่า F_t , F_d และF_b ได้ค่าดังนี้

แรงที่ส่งผ่านมายังฟันเฟือง $F_t = \frac{514}{m}$

$= \frac{514}{1.25}$

$= 411.2$ N.

แรงที่กระทำต่อเฟืองขณะที่ใช้งาน $F_d = \frac{514}{m} + 248$

$= \frac{514}{1.25} + 248$

$= 659.2$ N.

แรงที่กระทำที่ปลายฟัน $F_b = 638.2m^2$

$= 638.2 \times (1.25)^2$

$= 997.2$ N.

หลังจากที่ได้มีการคำนวณแรงที่กระทำกับเฟืองแล้ว ค่า F_b ที่คำนวณได้มีค่ามากกว่าค่า F_d ซึ่งเป็นไปตามข้อกำหนดของการออกแบบเฟือง และถือว่าฟันเฟืองมีความแข็งแรงพอที่จะสามารถนำไปใช้งานได้ ดังนั้น ความหนาของเฟืองที่ใช้งานมีค่าเท่ากับ

$b = 10m$

$= 10 \times 1.25$

$= 12.5$ mm.

ความเร็วพิตช์มีค่าเท่ากับ $V = 1.45m$

$= 1.45 \times 1.25$

$= 1.81$ m/s

ค่า V ที่คำนวณได้มีค่าน้อยกว่า 10 m/s ซึ่งตรงตามข้อกำหนดถือว่าใช้งานได้

ดังนั้น ขนาดของวงกลมพิตช์ของเฟืองขับที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์และชุดเฟืองที่ส่งกำลังขับไปยังเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่านที่มีขนาดเท่ากัน มีค่าเท่ากับ

$d_p = mN_p$

$= 1.25 \times 39$

$= 49$ mm.

และ ขนาดของวงกลมพิตช์ของเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่าน มีค่าเท่ากับ

$d_g = mN_g$

$= 1.25 \times 52$

$= 65$ mm.

จากการที่คำนวณค่าต่างๆของเฟืองขับที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์และชุดเฟืองที่ส่งกำลังขับไปยังเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่านที่มีขนาดเท่ากัน สามารถสรุปรายละอียดต่างๆได้ดังนี้

- โมดุล(m) = 1.25
- จำนวนฟันของเฟือง = 39 ฟัน
- ความหนาของเฟือง = 12.5 mm.
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ = 49 mm.
- เฟืองใช้ระบบ 20°FD พิตช์ละเอียด
- สามารถคำนวณส่วนประกอบต่างๆของตัวเฟืองจากตารางที่ 2.10 ได้ดังนี้
  - แอดเดนดัม = m = 1.25 mm.
  - ดีเดนดัม = 1.2m + 0.05 = 1.2(1.25) + 0.05 = 1.55 mm.
  - เคลียรันซ์ = 0.2m + 0.05 = 0.2(1.25) + 0.05 = 0.3 mm.
  - ความสูงใช้งาน = 2m = 2(1.25) = 2.5 mm.
  - ความสูงทั้งหมด = 2.2m + 0.05 = 2.2(1.25) + 0.05 = 2.8 mm.
- ดังนั้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฟือง(O.D.) = 51.5 mm.

และจากการที่คำนวณค่าต่างๆของเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่าน สามารถสรุปรายละอียดต่างๆได้ดังนี้

- โมดุล(m) = 1.25
- จำนวนฟันของเฟือง = 52 ฟัน
- ความหนาของเฟือง = 12.5 mm.
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ = 65 mm.
- เฟืองใช้ระบบ 20°FD พิตช์ละเอียด
- สามารถคำนวณส่วนประกอบต่างๆของตัวเฟืองจากตารางที่ 2.10 ได้ดังนี้
  - แอดเดนดัม = m = 1.25 mm.
  - ดีเดนดัม = 1.2m + 0.05 = 1.2(1.25) + 0.05 = 1.55 mm.
  - เคลียรันซ์ = 0.2m + 0.05 = 0.2(1.25) + 0.05 = 0.3 mm.
  - ความสูงใช้งาน = 2m = 2(1.25) = 2.5 mm.
  - ความสูงทั้งหมด = 2.2m + 0.05 = 2.2(1.25) + 0.05 = 2.8 mm.
- ดังนั้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฟือง(O.D.) = 67.5 mm.

จากที่กำหนดระยะจุดศูนย์กลางของเฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์ ถึงจุดศูนย์กลางเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่านมีระยะระหว่าง 750-800 mm. ซึ่งสามารถคำนวณหาจำนวนเฟืองที่ใช้งานได้ดังนี้

- ต้องใช้เฟืองขับที่ติดกับดอกสว่านจำนวน 1 ตัว ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเฟืองขับที่ติดกับดอกสว่าน = 65 mm. โดยคิดระยะคำนวณจากจุดศูนย์กลางถึงวงกลมพิตช์ของตัวเฟือง

  ดังนั้น เหลือระยะของชุดเฟืองขับ = $750-(\frac{65}{2})$ = 717.5 mm.

- ต้องใช้เฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์จำนวน 1 ตัว ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเฟืองขับอยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์ = 49 mm. โดยคิดระยะคำนวณจากจุดศูนย์กลางถึงวงกลมพิตช์ของตัวเฟือง

  ดังนั้น เหลือระยะของชุดเฟืองที่ส่งกำลังขับ = $717.5-(\frac{49}{2})$ = 693 mm.

- ต้องใช้จำนวนเฟืองที่ส่งกำลังขับทั้งหมดซึ่งไม่รวมเฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์และเฟืองที่ขับดอกสว่าน เท่ากับ

$$\frac{693}{49} = 14.14 = 15 \quad \text{ตัว}$$

ดังนั้น ระยะจากจุดศูนย์กลางของเฟืองขับตัวแรกที่อยู่บนเพลาเดียวกับพู่เล่ย์ถึงจุดศูนย์กลางเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่านที่ได้จากการคำนวณข้างต้น มีค่าเท่ากับ

$$(\frac{65}{2})+[(\frac{49}{2})+(49\times15)] = 792 \text{ mm.}$$

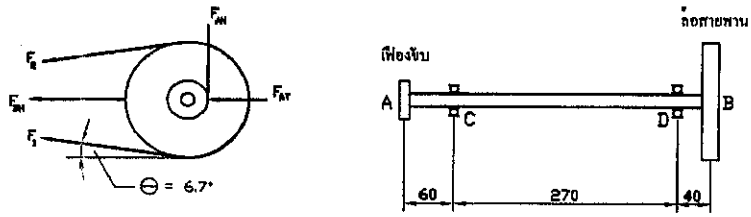
เพราะฉะนั้น ระยะที่คำนวณได้ 792 mm. มีค่าอยู่ระหว่าง 750 - 800 mm. ซึ่งอยู่ในช่วงที่กำหนดไว้ จึงสามารถนำชุดเฟืองที่ได้จากคำนวณนี้ไปใช้งานได้

3.8 การคำนวณหาขนาดของเพลาส่งกำลัง

ข้อกำหนด

- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานที่สวมอยู่บนเพลา = 150 mm. และมีน้ำหนักประมาณ 1 kg. = 1 x 9.8 = 9.8 N.
- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองขับที่สวมอยู่บนเพลา = 48.5 mm. และมีน้ำหนักประมาณ 0.35 kg. = 0.35 x 9.8 = 3.4 N.
- ความเร็วรอบของล้อสายพาน(n_2) = 710 RPM.
- แรง F_1 และ F_2 ที่ได้จากการคำนวณของสายพาน คือ F_1 = 199.7 N. และ F_2= 65.9 N.
- เฟืองขับใช้มุมกด(pressure angle) = 20°FD
- เพลาส่งกำลังเลือกใช้วัสดุ AISI 4140

การคำนวณ



รูปแสดงล้อสายพานและเฟืองขับซึ่งอยู่บนเพลา

คำนวณค่าโมเมนต์บิดบนเพลาที่จุด B

$$T_B = \frac{W_p}{2\pi n}$$

$$= \frac{746}{2 \times \pi \times \left(\frac{710}{60}\right)}$$

$$= 10.03 \text{ Nm.}$$

เนื่องจากเฟือง A ส่งกำลังออกไป 100% จากที่รับกำลังมาจากพู่เลย์ B ดังนั้น คำนวณค่าโมเมนต์บิดบนเพลาที่จุด A ได้เท่ากับ

$$T_A = 1.0 \times 10.03$$

$$= 10.03 \text{ Nm.}$$

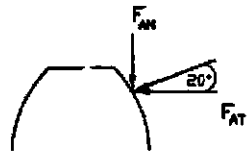
แรง F_1 และ F_2 ที่ได้จากการคำนวณในเรื่องของสายพานมาแล้ว เท่ากับ

$F_1 = 199.7$ N. และ $F_2 = 65.9$ N.

ดังนั้น แรงรวมของสายพานที่จุด B ซึ่งกระทำกับเพลา มีค่าเท่ากับ

$$F_B = F_1 + F_2$$
$$= 199.7 + 65.9$$
$$= 265.6 \text{ N.}$$

แรงในแนวสัมผัสบนเฟือง A ซึ่งดูจากรูปประกอบ สามารถหาค่าได้จาก



รูปแสดงแรงบนเฟือง

$$F_{AT} = \frac{T_A}{r_A}$$

$$= \frac{10.03}{\left(\frac{0.0515}{2}\right)}$$

$$= 389.5 \text{ N.}$$

แรงในแนวตั้งฉากบนเฟือง A หาได้จากผลคูณของแรง F_{AT} ในแนวเส้นสัมผัส กับค่า tan ของมุมกด

$$F_{AN} = F_{AT}\tan 20^\circ$$

$$= 389.5 \times \tan 20^\circ$$

$$= 141.8 \text{ N.}$$

แรงในแนวระดับและแนวดิ่งที่ล้อสายพาน B คือ

แรงในแนวระดับ : $F_{BH} = F_B \sin 6.7^\circ$

$= 265.6 \times \sin 6.7^\circ$

$= 30.9$ N.

แรงในแนวดิ่ง : $F_{BV} = F_B \cos 6.7^\circ$ + น้ำหนักของล้อสายพาน

$= 265.6 \times \cos 6.7^\circ + 9.8$

$= 273.6$ N.

แรงในแนวระดับและแนวดิ่งที่เฟือง A คือ

แรงในแนวระดับ : $F_{AH} = F_{AT}$

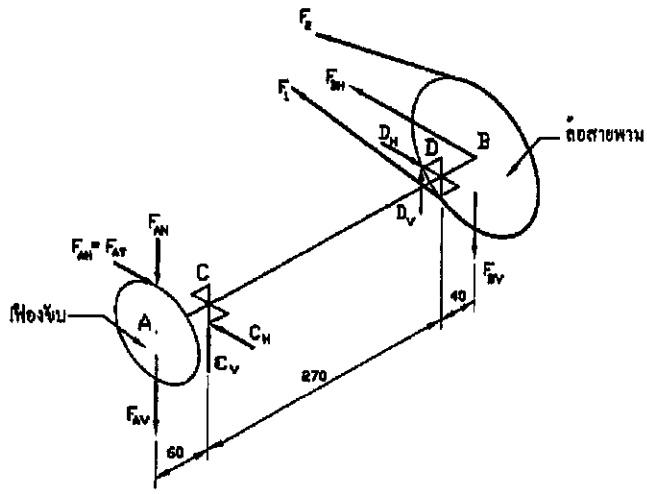
$= 389.5$ N.

แรงในแนวดิ่ง : $F_{AV} = F_{AN}$ + น้ำหนักของเฟือง

$= 141.8 + 3.4$

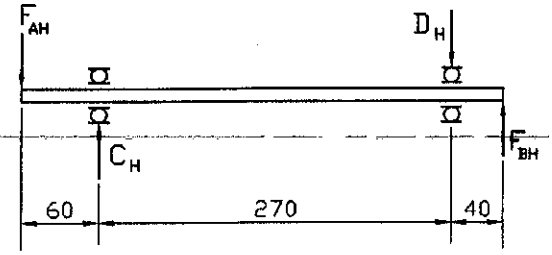
$= 145.2$ N.

แรงที่กระทำต่อในแนวระดับและแนวดิ่ง จากการรวมโมเมนต์ที่จุด C หรือ D จะพบว่าแรงปฏิกิริยา ณ ที่รองรับที่จุด C และ D ทั้งในแนวระดับและแนวดิ่ง คือ



รูปแสดงแรงที่กระทำบนเพลา

คิดโมเมนต์ที่จุด C และ D ในแนวระดับ



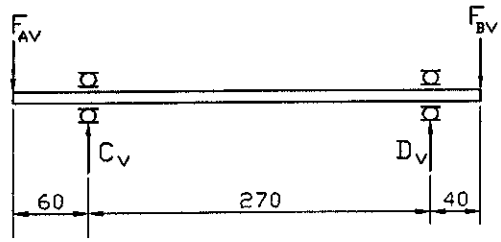
คิดตามเข็มนาฬิกา , $C_H = 0$: $-(389.5 \times 60) - (D_H \times 270) + (30.9 \times 310) = 0$

$D_H = 122.0$ N.

คิดตามเข็มนาฬิกา , $D_H = 0$: $-(389.5 \times 330) - (C_H \times 270) + (30.9 \times 40) = 0$

$C_H = 480.6$ N.

คิดโมเมนต์ที่จุด C และ D ในแนวดิ่ง



คิดตามเข็มนาฬิกา , $C_V = 0$: $-(145.2 \times 60) - (D_V \times 270) + (273.6 \times 310) = 0$

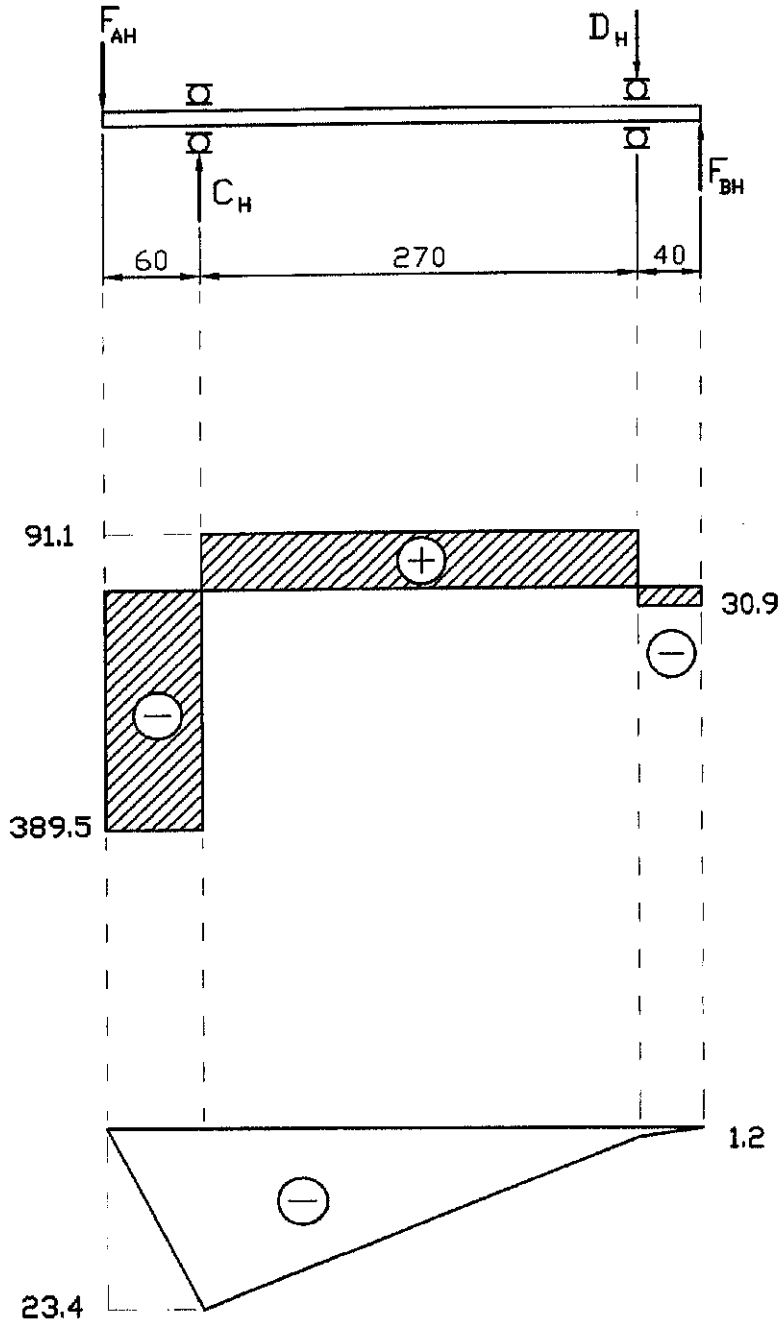
$D_V = 281.9$ N.

คิดตามเข็มนาฬิกา , $D_V = 0$: $-(145.2 \times 330) - (C_V \times 270) + (273.6 \times 40) = 0$

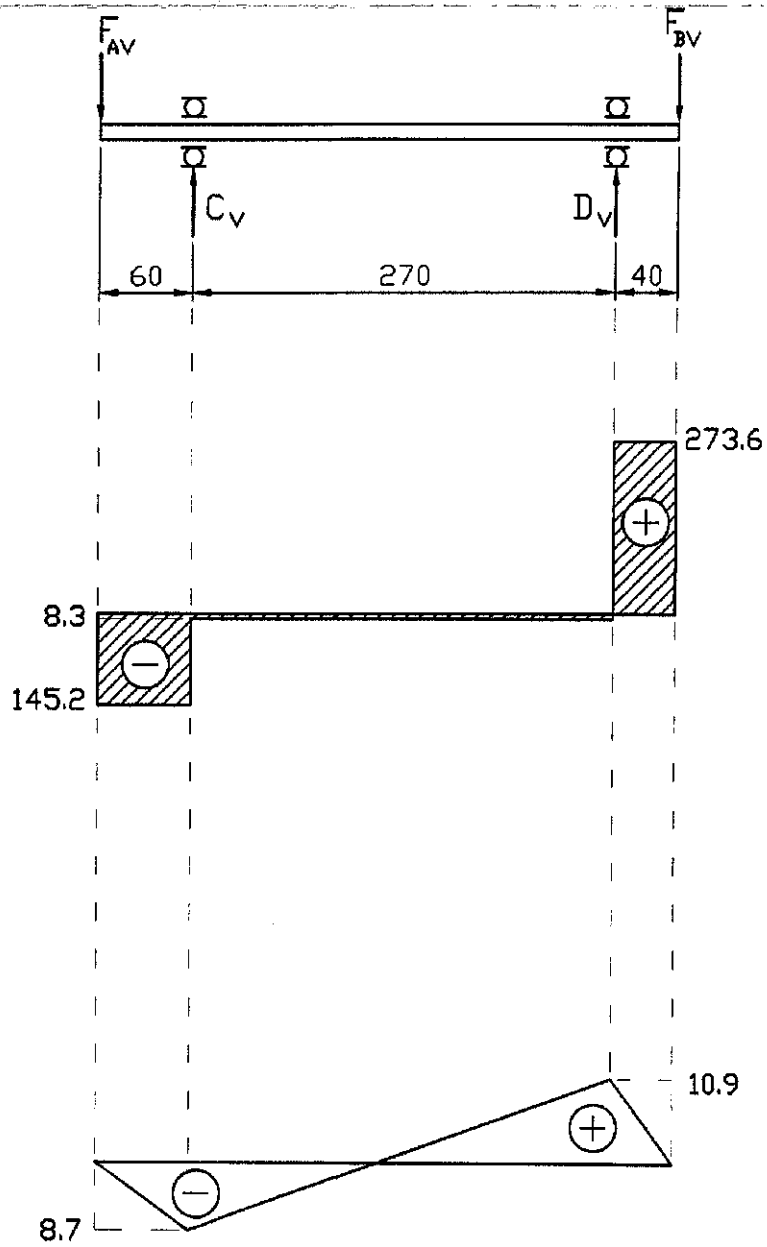
$C_V = 136.9$ N.

ดังนั้น จากแรงในแนวระดับและแนวดิ่งทั้งหมดที่หาค่าได้ จึงนำมาเขียนแผนภาพของแรง , แรงเฉือน และแผนภาพโมเมนต์ดัด ได้ดังนี้

แผนภาพของแรง แรงเฉือน และโมเมนต์ดัด ในแนวระดับ



แผนภาพของแรง แรงเฉือน และโมเมนต์ดัด ในแนวดิ่ง



จากการพิจารณาแผนภาพโมเมนต์ในแนวระดับและแนวดิ่งจะเห็นว่าโมเมนต์ดัดสูงสุดอาจจะเกิดที่จุดของแบริ่ง C หรือ D ดังนั้น จึงต้องรวมโมเมนต์ด้วยวิธีเวคเตอร์ทั้งสองตำแหน่ง เพื่อที่จะได้รู้ว่าตำแหน่งไหนมีโมเมนต์ดัดสูงสุด

จากสูตร $M = \sqrt{M_V^2 + M_H^2}$

ดังนั้น $M_C = \sqrt{M_{C_V}^2 + M_{C_H}^2}$

$= \sqrt{(8.7)^2 + (23.4)^2}$

$= 25.0$ Nm.

และ $M_D = \sqrt{M_{D_V}^2 + M_{D_H}^2}$

$= \sqrt{(10.9)^2 + (1.2)^2}$

$= 11.0$ Nm.

ฉะนั้น จากการคำนวณทำให้ทราบว่า โมเมนต์ดัดสูงสุดเกิดที่ตำแหน่ง C

เนื่องจากเฟืองที่จุด A รับกำลังจากพู่เลย์ที่จุด B 100% และจากการคำนวณในขั้นต้น โมเมนต์บิดที่จุด B เท่ากับ โมเมนต์บิดที่จุด A ดังนั้น

โมเมนต์บิด (T) = 10.03 Nm.

จากตารางที่ 2.13 (ค่าตัวประกอบความล้า) โดยเลือกชนิดของแรงเป็นเพลาหมุนซึ่งมีแรงกระตุกอย่างเบา ซึ่งมีค่า C_m อยู่ในช่วง 1.5 – 2.0 และ ค่า C_t อยู่ในช่วง 1.0 – 1.5 ดังนั้น เลือกใช้ค่า

$C_m = 2.0$ และ $C_t = 1.5$

จากการออกแบบตามโค้ดของ ASME ได้ระบุไว้ว่าเพลาซึ่งมีอยู่ในงานธรรมดาทั่วไป ควรจะมีค่าความเค้นเฉือนใช้งานสำหรับเพลาที่มีร่องลิ่ม ควรใช้ค่าดังนี้

$\tau_d = 41$ N/mm^2

จากสมการที่ 2.58 หาขนาดของเพลาตันได้เท่ากับ

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau}\left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2\right]^{1/2}$$

$$= \frac{16}{\pi \times 41}\left[\left(2 \times 10.03 \times 10^3\right)^2 + \left(1.5 \times 25.0 \times 10^3\right)^2\right]^{1/2}$$

$$= 5282.80 \text{ mm.}$$

ฉะนั้น $d = 17.4$ mm.

ดังนั้น จากตารางที่ 2.12 (ขนาดระบุเพลาตามมาตรฐาน ISO/R 775-169) สามารถเลือกเพลาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 18 mm.

จากการคำนวณเพลาส่งกำลังได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลา เท่ากับ 18 mm. แต่เนื่องจากได้เปิดภาคผนวก ข - 6 (ตารางแสดงมิติมาตาฐานและแรงประเมินของโรลลิ่งแบริ่ง) แล้วปรากฏว่าขนาดของรูสวมของแบริ่งไม่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 18 mm. ดังนั้น จึงได้ได้เลือกขนาดรูสวมของแบริ่งที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 20 mm. ที่มีค่าในตารางและทำการเพิ่มขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาส่งกำลังให้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 20 mm. ซึ่งขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาส่งกำลังที่เพิ่มขึ้นมีค่ามากกว่าที่คำนวณได้จึงถือว่าสามารถรับแรงและใช้งานได้

ฉะนั้น ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาส่งกำลังที่ใช้ มีค่าเท่ากับ 20 mm.

3.9 การคำนวณหาขนาดของแบริ่ง

ข้อกำหนด

- ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาส่งกำลัง = 20 mm.
- ความเร็วรอบของเพลาส่งกำลังที่ใช้ = 710 RPM.
- แบริ่งถูกใช้งานที่แรง = 480.6 N. (แรงนี้คือแรงที่จุด C_H ซึ่งเป็นจุดที่รองรับของแบริ่งที่มีค่ามากที่สุดจากการคำนวณในเรื่องของเพลาส่งกำลัง)
- ให้วงแหวนตัวในของแบริ่งเป็นตัวหมุน
- เลือกใช้แบริ่งชนิด Single – row deep grove อนุกรมมิติ 02

การคำนวณ

ซึ่งจากขนาดของเพลาส่งกำลังที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 20 mm. ดังนั้น จากภาคผนวก ข - 6 (ตารางแสดงมิติมาตาฐานและแรงประเมินของโรลลิ่งแบริ่ง) เราเลือกใช้แบริ่งที่มีรูสวมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 20 mm. , ขนาดของ O.D. มีขนาด 47 mm. และ แรงพลวัตประเมิน C = 9.8 kN. โดยที่เราเลือกใช้บอลแบริ่งจึงได้ค่า k = 3

ดังนั้น เราจะได้อายุประเมินของแบริ่ง 90% จากการหมุนโดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้า จากสมการที่ 2.72

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k$$

$$= \left(\frac{9.83}{480.6\times10^{-3}}\right)^3$$

$$= 8557 \text{ mm.}$$

ถ้าเราจะคิดอายุประเมินของแบริ่ง 90% จากการหมุนโดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าเป็นจำนวนชั่วโมง จะได้ความเร็วของเพลาส่งกำลัง มีค่าเท่ากับ 710 x 60 = 42600 RPM.

$$L_{10} = \frac{8557\times10^6}{42600}$$

$$= 200869 \text{ hr.}$$

ดังนั้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์ของรูสวมแบริ่งที่เลือก มีค่าเท่ากับ 20 mm. ,ขนาดของ O.D. มีขนาด 47 mm. , จำนวนรอบของการทำงานของแบริ่งที่สามารถทำงานได้ คือ 8557 mr (ล้านรอบ) และจำนวนชั่วโมงการทำงานของแบริ่ง คือ 200869 ชั่วโมง

3.10 การคำนวณหาขนาดของลิ่ม

ข้อกำหนด

- ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางเพลาส่งกำลัง = 20 mm.
- เลือกใช้วัสดุ AISI 4140 ในการทำลิ่ม , เฟือง และเพลาส่งกำลัง
- โมเมนต์บิด(T)ของเพลา = 10.03 Nm. (ค่าโมเมนต์ได้จากการคำนวณเรื่องเพลาส่งกำลัง)
- จากภาคผนวก ข – 8 (ตารางกำหนดค่าความปลอดภัย) สำหรับการทำงานกำหนดค่าความปลอดภัย(Ny) = 3 โดยที่ใช้ในการเจาะจะเป็นแรงซ้ำ ทิศทางเดียวหรือแรงกระแทกเล็กน้อย

การคำนวณ

จากภาคผนวก ข - 5 (ตารางแสดงคุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนและเหล็กกล้าผสม) ซึ่งเปิดค่าที่ AISI 4140 HRA จะได้ค่าดังนี้

σ_{uc} (ของเฟือง) = 90 ksi

= 90 x 6.895

= 620.55 N/mm^2

σ_y (ของเพลาส่งกำลัง) = 63 ksi

= 63 x 6.895

= 434.39 N/mm^2

σ_y (ของลิ่ม) = 63 ksi

= 63 x 6.895

= 434.39 N/mm^2

เมื่อลิ่มและเพลาทำจากวัสดุชนิดเดียวกัน และค่าความปลอดภัยที่กำหนด Ny = 3 ดังนั้นค่าความเค้นอัดใช้งาน มีค่าเท่ากับ

$$\sigma_{cd} = \frac{\sigma_y}{N_y}$$

$$= \frac{434.39}{3}$$

$$= 144.8 \quad N/mm^2$$

จากตารางที่ 2.16 (ขนาดลิ่มมาตรฐานที่ใช้กับเพลาต่างๆ) ซึ่งเพลาที่ใช้งานมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง เท่ากับ 20 mm. ดังนั้น จึงเลือกใช้ลิ่มแบบ ISO 2491-B6 x 4

สามารถคำนวณหาความยาวของลิ่มได้จากสมการที่ 2.81

$$l_e = \frac{4T}{dh\sigma_{cd}}$$

$$= \frac{4\times10.03\times10^3}{20\times4\times144.8}$$

$$= 3.46 \quad \text{mm.}$$

จากค่าความยาวของลิ่มที่คำนวณได้เท่ากับ 3.46 mm. ได้ทำการอ้างอิงตามความยาวมาตรฐานของประเทศสหพันธ์สาธารณรัฐเยอรมัน ซึ่งความยาวลิ่มที่ควรเลือกใช้ตามมาตรฐานระหว่างประเทศเป็น mm. ควรมีความยาวขั้นต่ำของลิ่มเท่ากับ 6 mm.

ดังนั้น เลือกใช้ลิ่มแบบ ISO 2491-B6 x 4

ตรวจสอบความเค้นเฉือนบนลิ่ม ได้จากสมการที่ 2.76

$$\tau = \frac{2T}{bld}$$

$$= \frac{2\times10.03\times10^3}{6\times6\times20}$$

$$= 27.86 \quad \text{N/mm}^2$$

ค่าความเฉือนใช้งาน หาค่าได้จากสมการ

$$\tau_d = 0.6\sigma_{cd}$$

$$= 0.6 \times 144.8$$

$$= 86.88 \quad \text{N/mm}^2$$

ลิ่มที่ได้จากการคำนวณมีค่าความเค้นเฉือนบนลิ่ม(τ)น้อยกว่าค่าความเค้นเฉือนใช้งาน(τ_d) ดังนั้น จึงสามารถนำลิ่มไปใช้งานได้

3.11 คำนวณหาประสิทธิภาพ

เนื่องจากเครื่องเจาะสลักใบพัดกังหันไอน้ำมีมอเตอร์เป็นตัวส่งกำลังให้กับเพลา และเพลาถ่ายทอดกำลังต่อไปยังชุดเฟือง ซึ่งชุดเฟืองจะขับดอกสว่านให้หมุนเพื่อใช้ปฏิบัติงานในการเจาะสลัก แต่เนื่องจากในการถ่ายทอดกำลังจากมอเตอร์มาจนถึงดอกสว่านจะต้องเกิดการสูญเสียกำลังไปบ้าง ดังนั้นจึงต้องมีการคำนวณหาประสิทธิภาพของเครื่องเจาะสลักใบพัดกังหันไอน้ำ โดยมีการคำนวณประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังของมอเตอร์ 746 W. และประสิทธิภาพการส่งถ่ายกำลังของชุดเฟืองว่าสามารถที่จะขับดอกสว่านที่ต้องใช้กำลังขับ 200 W. ได้หรือไม่

โดยอ้างอิงข้อมูลจากหนังสือตารางโลหะ ในหัวข้อเรื่องประสิทธิภาพ หน้า 59 ได้ระบุไว้ว่า

- มอเตอร์ 3 เฟส มีประสิทธิภาพ เท่ากับ 0.85
- ชุดเฟืองมีประสิทธิภาพ เท่ากับ 0.97

ดังนั้น นำค่าประสิทธิภาพที่ได้จากข้อมูลที่อ้างอิงมาคำนวณหากำลังที่แท้จริงของมอเตอร์ที่ส่งกำลังมายังเพลา ซึ่งมีค่าเท่ากับ 746 x 0.85 = 634.1 W.

และหลังจากที่เพลาได้รับกำลังมาจากมอเตอร์แล้วเพลาจะถ่ายทอดกำลังต่อไปให้กับชุดเฟือง โดยที่ชุดเฟืองรับกำลังจากเพลาและถ่ายทอดกำลังไปให้กับดอกสว่าน 100% แต่เนื่องจากข้อมูลที่นำมาอ้างอิงได้ระบุไว้ว่า ประสิทธิภาพของชุดเฟือง มีค่าเท่ากับ 0.97 เพราะฉะนั้น กำลังที่แท้จริงที่ชุดเฟืองสามารถส่งกำลังขับดอกสว่านได้สูงสุด มีค่าเท่ากับ 634.1 x 0.97 = 615.1 W.

ดังนั้น จากการคำนวณประสิทธิภาพของเครื่องเจาะสลักใบพัดกังหันไอน้ำสามารถสรุปได้ว่า กำลังที่มอเตอร์ถ่ายทอดมาจนถึงเฟืองที่ใช้ขับดอกสว่าน มีค่าเท่ากับ 615.1 W. ซึ่งมีกำลังเพียงพอที่จะสามารถขับดอกสว่านที่ต้องการกำลังขับ 200 W. ในการเจาะสลักของใบพัดกังหันไอน้ำได้