

บทที่ 3

การออกแบบ

สำหรับการออกแบบจะแยกออกเป็น 2 ส่วน ได้แก่ การออกแบบชุดส่งกำลัง และการออกแบบชุดสาริต โดยที่แต่ละส่วนจะมีแนวความคิด ลำดับขั้นตอนในการออกแบบดังนี้

3.1 การออกแบบชุดส่งกำลัง

อุปกรณ์หลักๆในส่วนนี้จะประกอบไปด้วย สายพาน ล้อสายพาน และเพลาทด โดยพิจารณาได้ดังนี้

3.1.1 การออกแบบสายพานและล้อสายพาน

เนื่องจากการลดความเร็วรอบจากมอเตอร์ก่อนนำมาจับชุดเกียร์โดยทดรอบเพียงครั้งเดียว จะทำให้ขนาดของล้อสายพานที่ตัวขับเคลื่อนมีขนาดใหญ่ทำให้ไม่สามารถจัดหาได้ มีน้ำหนักมาก ส่งผลกระทบต่อเพลามากในขณะเคลื่อนที่และอาจเป็นอันตรายในขณะหมุน ดังนั้นในการออกแบบจึงกำหนดให้มีการทดรอบ 2 ครั้ง โดยครั้งแรกนั้นจะคำนวณหาขนาดของล้อสายพานที่มอเตอร์ ส่วนในขั้นที่สองจะคำนวณโดยใช้ขนาดอ้างอิงจากขนาดของล้อสายพานที่ตัวขับเคลื่อน สำหรับล้อสายพานที่ใช้ทดระหว่างขั้นแรกและขั้นที่สองจะถูกติดตั้งอยู่บนเพลาทด (Counter shaft)

การคำนวณจะใช้ความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ 3000 rpm ; n_m

กำหนดให้ความเร็วรอบของเพลาทด = 1000 rpm ; n_c

จากสมการ (2.6)

$$\text{อัตราทดครั้งแรก} ; m_{\omega_1} = n_m / n_c = 3000 / 1000 = 3$$

เลือกใช้อัตราทดเท่ากับ 3 เพราะขนาดของล้อสายพานของมอเตอร์ที่มีขนาดเล็กสุดหาได้ และส่วนล้อสายพานของเพลาทดก็มีขนาดที่หาได้ตามตลาดทั่วไป

ส่วนขนาดหน้าตัดของสายพานที่ใช้ทดครั้งแรกเลือกขนาด A (ตาราง ก.4) เหตุผลที่เลือกใช้ขนาดหน้าตัดเป็นแบบสายพาน A เนื่องจากค่าความเร็วรอบของล้อสายพานมีค่า 3000 rpm และกำลังที่ต้องการส่งมีค่า 6 kW พิจารณาจากตาราง ก.10 เลือกใช้ขนาดหน้าตัดเป็นแบบสายพาน A เป็นขนาดหน้าตัดที่หาซื้อได้ง่ายและมีขนาดเหมาะสมกับล้อสายพานที่มีอยู่ในท้องตลาด

คำนวณหาจำนวนของสายพานที่ต้องการใช้โดยมีค่าที่ต้องทราบเพิ่มเติมดังนี้

ขนาดของล้อสายพานที่มอเตอร์นั้นเลือกใช้ขนาด 40 มม. เป็นขนาดที่หาได้และขนาดของล้อสายพานใหญ่ไม่โตมาก เพราะล้อสายพานใหญ่ถูกจำกัดในด้านพื้นที่ใช้งาน

จากสมการ (2.4)

$$\begin{aligned} \text{เมื่อขนาดล้อสายพานเล็ก} & ; d_{p1} = 40 \text{ mm.} \\ \text{ความเร็วของสายพานเส้นแรก} & ; V_{b1} = \pi \cdot n_m \cdot d_{p1} \\ & = 6.28 \text{ m/s} \end{aligned}$$

ซึ่งมีค่าไม่เกินตามที่กำหนดไว้ 15 m/s จากสมการ (2.6)

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้นขนาดล้อสายพานใหญ่} & ; D_{p1} = m_{\omega 1} d_{p1} \\ & = 120 \text{ mm} \end{aligned}$$

ส่วนระยะระหว่างศูนย์กลางล้อสายพานถูกกำหนดจากแท่นที่ติดตั้ง โดยสามารถตั้งให้ระยะประมาณ

$$c = 300 \text{ mm}$$

ดังนั้นหาความยาวพิชซ์โดยประมาณ จากสมการ (2.8)

$$\begin{aligned} L_{p1} &= 2 \cdot C_1 + 1.57 \left(D_{p1} + d_{p1} \right) + \frac{\left(D_{p1} - d_{p1} \right)^2}{4 \cdot C_1} \\ L_{p1} &= 998.133 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากตารางที่ ก.1 แสดงตัวประกอบการใช้งาน เมื่ออุปกรณ์ขับเคลื่อนเป็นมอเตอร์ที่ให้แรงบิดไม่สูงชั่วโมงการทำงานน้อย และงานปานกลาง ดังนั้น

$$N_{s1} = 1.1$$

เมื่อ

$$(D_{p1} - d_{p1}) / C_1 = 0.533$$

จากตารางที่ ค.2 แสดงค่าตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส ; $N_{a1} = 0.915$
 จากตารางที่ ค.3 แสดงค่าตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน ; $N_H = 0.85$
 จากตารางที่ ค.3 แสดงค่าสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพาน ; $P_{R1} = 0.91 \text{ kw}$
 หาจำนวนเส้นของสายพานลิ้ม จากสมการ (2.9)

$$Z_1 = \frac{W_p N_s}{P_R N_a N_l}$$

$$= [(0.75)(746)(1.1)] / [(0.915)(0.85)(0.91)(1000)]$$

$$= 0.87$$

เลือกใช้สายพานจำนวน 1 เส้น สำหรับการทดความเร็วขั้นครั้งแรก

กำหนดให้ความเร็วที่ต้องการขับเคลื่อนเฟือง = 500 rpm ; n_d เนื่องจากสามารถมองเห็นการทำงานของชุดสกริตได้ และยังสามารถหาขนาดของล้อสายพานได้จากสมการ (2.6)

ดังนั้นอัตราทดครั้งที่สอง ; $m_{\omega 2} = n_c / n_d = 1000 / 500$

$$m_{\omega 2} = 2$$

ส่วนขนาดหน้าตัดของสายพานที่ใช้ทดครั้งแรกเลือกขนาด B (ตาราง ค.4) การที่ใช้เลือกใช้ขนาดหน้าตัดเป็นแบบสายพาน B เนื่องจากค่าความเร็วรอบของล้อสายพานมีค่า 500 rpm และกำลังที่ต้องการส่งมีค่า 6 kW เมื่อพิจารณาจากตาราง ค.10 จึงเลือกใช้ขนาดหน้าตัดเป็นแบบสายพาน B อีกทั้งเป็นขนาดหน้าตัดที่หาซื้อได้ง่ายและมีขนาดเหมาะสมกับล้อสายพานที่มีอยู่ในท้องตลาด

คำนวณหาจำนวนของสายพานที่ต้องการใช้โดยมีค่าที่ต้องทราบเพิ่มเติมดังนี้

ขนาดของล้อสายพานตัวใหญ่ที่ชุดเฟืองนั้นเลือกใช้ขนาดตามมาตรฐาน ISO/R 52-1957(E) นั่นคือ

$$D_{p2} = 125 \text{ mm}$$

จากสมการ (2.5) หาความเร็วของสายพานเส้นที่สอง; $V_{b2} = \pi \cdot n_d \cdot D_{p2}$

$$= 3.927 \text{ m/s}$$

ซึ่งมีค่าไม่เกินตามที่กำหนดไว้ 15 m/s

จากสมการ (2.6) ขนาดล้อยายพานเล็ก

$$\begin{aligned} d_{p2} &= D_{p2} / m_{\omega 2} \\ &= 62.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

เลือกใช้ $d_{p2} = 65 \text{ mm}$ เพราะสามารถหาขนาดของล้อยายพานได้ตามท้องตลาด

ส่วนระยะระหว่างศูนย์กลางล้อยายพานถูกกำหนดจากแท่นที่ติดตั้งโดยสามารถตั้งให้ได้ระยะประมาณ

$$c_2 = 400 \text{ mm}$$

จากสมการ (2.8) ความยาวพิตช์โดยประมาณ

$$\begin{aligned} L_{p2} &= 2 C_2 + 1.57 (D_{p2} + d_{p2}) + \frac{(D_{p2} - d_{p2})^2}{4 C_2} \\ &= 1.138 \cdot 10^3 \text{ mm} \end{aligned}$$

จากตารางที่ ค.1 แสดงค่าตัวประกอบการใช้งาน เมื่ออุปกรณ์ขับเคลื่อนเป็นมอเตอร์ที่ให้แรงบิดไม่สูงชั่วโงมการทำงานน้อย และงานปานกลาง ดังนั้น

$$N_{s2} = 1.1$$

เมื่อ

$$(D_{p2} - d_{p2}) / C_2 = 0.088$$

จากตารางที่ ค.2 แสดงค่าตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส ; $N_{s2} = 0.99$

จากตารางที่ ค.3 แสดงค่าตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน ; $N_{l2} = 0.84$

จากตารางที่ ค.3 แสดงค่าสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพาน ; $P_{R2} = 1.47 \text{ kw}$

จากสมการ (2.9) จำนวนเส้นของสายพานลิ้ม

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{W_p N_s}{P_R N_a N_l} \\ &= [(0.75)(746)(1.1)] / [(0.915)(0.85)(0.91)(1000)] \\ &= 0.503 \end{aligned}$$

เลือกใช้สายพานสำหรับทดกำลังขั้นที่สองจำนวน 1 เส้น

คำนวณหาแรงดึงจากสายพานที่เกิดขึ้นบนเพลาทดได้โดยสมมุติว่าทิศทางของแรงดึงที่เกิดขึ้นมีทิศทางเดียวกันซึ่งเป็นสภาวะที่ทำให้เพลารับภาระมากที่สุด ซึ่งค่าที่ได้จากการคำนวณดังกล่าวเป็นค่าที่ได้รวมค่าความปลอดภัย

3.1.2 การออกแบบเพลาทด

จากสมการ (2.11) แรงที่เกิดขึ้นบนเพลาทด

$$F_c = \frac{W_p \cdot 60 \cdot 746}{N_c \cdot d_p^2 \cdot 2 \pi} = \frac{0.75 \cdot 60 \cdot 746}{600 \cdot 0.09^2 \cdot 2 \pi}$$

ดังนั้น

$$F_c = 98.94 \text{ N}$$

จากสมการ (2.11) แรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลาทด

$$T_c = \frac{W_p}{2 \pi N_c} = 8.905 \text{ N}\cdot\text{m}$$

เมื่อเพลาทดมีความยาว

$$L_c = 300 \text{ mm}$$

และล้อสายพานตั้งอยู่ใกล้กันมากและอยู่บริเวณกึ่งกลางของเพลาทด

ดังนั้น โมเมนต์สูงสุดจะเกิดขึ้นมีค่าเท่ากับ

$$M_c = 0.5 \cdot F_c \cdot L_c = 14.84 \text{ N}\cdot\text{m}$$

จากตารางที่ 2.1 แสดงค่าตัวประกอบความล้า ให้ $C_m = 1.5$ และ $C_t = 1$

จากสมการ (2.3)

$$d_c^3 = \frac{16}{\pi \tau_d} \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{0.5}$$

ดังนั้นขนาดของเพลาทดคือ $d_c = 23.201 \text{ mm}$

เลือกใช้ $d_c = 25 \text{ mm}$ เพราะสามารถหาซื้อตามท้องตลาดได้

3.1.3 การออกแบบสลัก

การออกแบบสลักที่ใช้เป็นจุดต่อระหว่างเฟืองชุดที่ 1 กับเพลาส่งไปยังเฟืองชุดที่ 2 ต้องการให้เกิดการเสียหายที่สลักก่อนจึงกำหนดค่าความปลอดภัยเป็นเล็กวาสุดที่ใช้คือ AISI 1030 HR จากตารางที่ ค.1 และตารางที่ ค.9 จะได้

$$N_{\text{pin}} = 1.5 \quad \text{และ} \quad \tau_{\text{pin}} = 0.6 \cdot 72000 \text{ psi}$$

จากสมการ (2.18)

$$d_{\text{pin}} = \left[\frac{4 \text{ Torque } N_{\text{pin}}}{d \pi \tau_{\text{pin}}} \right]^{0.5}$$

ขนาดของสลักคือ

$$d_{\text{pin}} = 4.479 \text{ mm}$$

เลือกใช้

$$d_{\text{pin}} = 5 \text{ mm}$$

สลักที่ใช้เป็นแบบแท่งโลหะทรงกระบอกกลม เรียกว่า สลักแบบเคลวิส



รูปที่ 3.1 สลักแบบเคลวิส

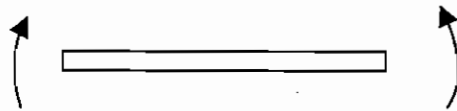
3.2 การออกแบบชุดสัทธาิระบบส่งกำลังของเกียร์อัตโนมัติ

3.2.1 การคำนวณหาขนาดเพล

พิจารณาออกเป็น 3 ส่วน คือ การคำนวณหาขนาดเพลของชุดเฟืองหน้า การคำนวณหาขนาดเพลของชุดเฟืองหลัง และการคำนวณหาขนาดเพลของชุดเฟืองถอยหลัง โดยที่แต่ละส่วนมีแนวความคิดและขั้นตอนในการออกแบบ ดังนี้

การคำนวณหาขนาดเพลลาของชุดเฟืองหน้า

$$T = 13.357 \text{ N}\cdot\text{m}$$



จากสมการ (2.11) แรงบิดที่เกิดขึ้นบนเพลลา

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

กำหนดให้ความเร็วรอบของเพลลา = 400 rpm

$$T = \frac{0.75 \cdot 746 \cdot 60}{2 \pi \cdot 400} = 13.357 \text{ N}\cdot\text{m}$$

จากสมการ (2.3)

$$d = \frac{16}{\pi \tau_d} \left[\left(C_t T \right)^2 + \left(C_m M \right)^2 \right]^{0.5}$$

ถ้าตัวประกอบดูได้จากตารางที่ 2.1

กำหนดให้เป็นการกระตุกอย่างแรง $C_t = 3$

ในที่นี้ไม่เกิดโมเมนต์ที่เพลลา ดังนั้น $M = 0$

เนื่องจากเป็นเพลลาใช้งานธรรมดา มีร่องลิ้น โค้ดของ ASME ระบุให้ใช้

$$\tau_d = 41 \text{ N/mm}^2$$

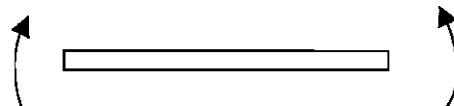
ดังนั้น

$$d = \frac{16 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 41} \left[(3 \cdot 13.357)^2 + 0 \right]^{0.5}$$

$$d = 0.017 \text{ m}$$

เลือกใช้เพลลาขนาด 0.025 m หรือ 25 mm เนื่องจากเป็นขนาดที่หาซื้อได้

การคำนวณหาขนาดเพลลาของชุดเฟืองหลัง

$$T = 18.833 \text{ N-m}$$


จากสมการ (2.11) แรงบิดที่เกิดขึ้นบนเพลลา

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

กำหนดให้ความเร็วรอบของเพลลา = 400 rpm

อัตราทดระหว่างชุดเฟืองหน้ากับชุดเฟืองหลัง = 1.41 : 1

$$T = \frac{0.75 \cdot 746 \cdot 60 \cdot 1.41}{2 \pi \cdot 400}$$

$$= 18.833 \text{ Nm}$$

จากสมการ (2.3)

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot \tau_d} \left[\left(C_t T \right)^2 + \left(C_m M \right)^2 \right]^{0.5}$$

ค่าตัวประกอบดูได้จากตารางที่ 2.1

กำหนดให้เป็นการกระตุกอย่างแรง $C_t = 3$

ในที่นี้ไม่เกิดโมเมนต์ที่เพลลา ดังนั้น $M = 0$

เนื่องจากเป็นเพลลาใช้งานธรรมดา มีร่องลึ้ม โค้ดของ ASME ระบุให้ใช้

$$\tau_d = 41 \text{ N/mm}^2$$

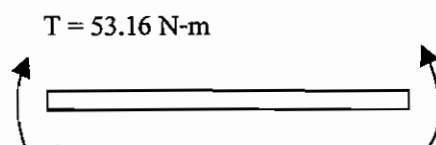
ดังนั้น

$$d^3 = \frac{16 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 41} \left[\left(3 \cdot 18.833 \right)^2 + 0 \right]^{0.5}$$

$$d = 0.019 \text{ m}$$

เลือกใช้เพลลาขนาด 0.025 m หรือ 25 mm เนื่องจากเป็นขนาดที่หาซื้อได้

การคำนวณหาขนาดเพลลาของชุดเฟืองถอยหลัง



จากสมการ (2.11) แรงบิดที่เกิดขึ้นบนเพลลา

กำหนดให้ความเร็วรอบของเพลลา = 400 rpm

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

อัตราทดระหว่างชุดเฟืองหน้ากับชุดเฟืองหลัง = 1.41 : 1

อัตราทดระหว่างชุดเฟืองหลังกับชุดเฟืองถอยหลัง = 2.82 : 1

อัตราทดทั้งระบบ มีค่าเท่ากับ $1.41 \cdot 2.82 = 3.98 : 1$

$$T = \frac{0.75 \cdot 746 \cdot 60 \cdot 3.98}{2 \pi \cdot 400} = 53.16 \text{ Nm}$$

จากสมการ (2.3)

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d} \left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2 \right]^{0.5}$$

ค่าตัวประกอบดูได้จากตารางที่ 2.1

กำหนดให้เป็นการกระตุกอย่างแรง $C_t = 3$

ในที่นี้ไม่เกิดโมเมนต์ที่เพลลา ดังนั้น $M = 0$

เนื่องจากเป็นเพลลาใช้งานธรรมดา มีร่องลึ้ม โค้ดของ ASME ระบุให้ใช้

$$\tau_d = 41 \text{ N/mm}^2$$

ดังนั้น

$$d^3 = \frac{16 \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot 41} \left[(3 \cdot 53.16)^2 + 0 \right]^{0.5}$$

$$d = 0.027 \text{ m}$$

เลือกใช้เพลลาขนาด 0.03 m หรือ 30 mm เนื่องจากเป็นขนาดที่หาซื้อได้ตามท้องตลาด

3.2.2 การคำนวณหาขนาดของแบริ่ง

การคำนวณหาขนาดของแบริ่งที่เพลาทด

เนื่องจากเพลาทดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm ซึ่งแบริ่งที่เลือกใช้จึงต้องมีขนาดรูสวน 25 mm ด้วย

ทดลองเลือกแบริ่งขนาดรูสวน 25 mm อนุกรมมิติ 02 ชนิด Single – Row Ball Bearing เพราะหาซื้อได้ตามท้องตลาด มีราคาไม่แพง และเหมาะกับการใช้งานที่ความเร็วรอบไม่สูง

แบริ่งใช้งานที่ความเร็วรอบ 600 rpm

วงแหวนในเป็นค้ำหมุน $V = 1$

ใช้แบริ่งชนิดบอลแบริ่ง $k = 3$

จากตาราง ค.3

จะได้ $C_0 = 6.94 \text{ kN}$ และ $C = 10.77 \text{ kN}$

จากการคำนวณข้างต้นได้ $F_r = 98.94 \text{ N}$, $F_a = 0$

จากตารางที่ ค.6 จะได้ค่า $X = 0.56$ และเลือกใช้ค่า $Y = 2.30$

จากสมการ (2.12)

$$\begin{aligned} P &= XVF_r + YF_a \\ &= (0.56)(1)(98.94) + (2.3)(0) \\ &= 55.41 \text{ N} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.10)

$$\begin{aligned} C &= P(L_{10})^{1/k} \\ &= (55.41)(8000)^{1/3} \\ &= 1108.2 \text{ N} \end{aligned}$$

จากการพิจารณา ตารางที่ ค.5 สำหรับบอลแบริ่งชนิด Single – Row Ball Bearing ที่มีขนาดรูสวน 25 mm จะพบว่า $C_0 = 6.94 \text{ kN}$ และ $C = 10.77 \text{ kN}$

จากการคำนวณจะเห็นว่าแรงพลวัตที่ได้จากการคำนวณคือ 1.108 kN ซึ่งมีค่าน้อยกว่าแรงพลวัตที่ได้จากตารางคือ 10.77 kN ดังนั้นจึงสามารถเลือกใช้แบริ่งขนาดนี้ได้

การคำนวณหาขนาดของแบริ่งที่เพลลาของชุดเฟืองหน้า

เนื่องจากเพลลาของชุดเฟืองหน้ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm ซึ่งแบริ่งที่เลือกใช้จึงต้องมีขนาดครุสุม 25 mm

ทดลองเลือกแบริ่งขนาดครุสุม 25 mm อนุกรมมิติ 02 ชนิด Single – Row Ball Bearing เพราะหาซื้อได้ตามท้องตลาด มีราคาไม่แพง และเหมาะกับการใช้งานที่ความเร็วรอบไม่สูง

แบริ่งใช้งานที่ความเร็วรอบ 400 rpm

วงแหวนในเป็นตัวหมุน $V = 1$

ใช้แบริ่งชนิดบอลแบริ่ง $k = 3$

จากตารางที่ ค.3

จะได้ $C_0 = 6.94 \text{ kN}$ และ $C = 10.77 \text{ kN}$

จากสมการ (2.11) แรงที่เกิดจากเพลลาของชุดเฟืองหน้า

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{W_p}{n \cdot d \cdot 2 \pi} \\ &= \frac{[(0.75)(60)(746)]}{[(400)(0.025)(2\pi)]} \\ &= 534.28 \text{ N} \end{aligned}$$

กำหนดให้ $F_a = 0$

จากตารางที่ ค.6 จะได้ค่า $X = 0.56$ และเลือกใช้ค่า $Y = 2.30$

จากสมการ (2.12)

$$\begin{aligned} P &= XVF_r + YF_a \\ &= (0.56)(1)(534.28) + (2.3)(0) \\ &= 299.2 \text{ N} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.10)

$$\begin{aligned} C &= P(L_{10})^{1/k} \\ &= 299.2(8000)^{1/3} \\ &= 5984 \text{ N} \end{aligned}$$

จากการพิจารณา ตาราง ค.5 สำหรับบอลแบริ่งชนิด Single – Row Ball Bearing ที่มีขนาดครุสุม 25 mm จะพบว่า $C_0 = 6.94 \text{ kN}$ และ $C = 10.77 \text{ kN}$

จากการคำนวณจะเห็นว่า แรงพลวัตที่ได้จากการคำนวณคือ 5.984 kN ซึ่งมีค่าน้อยกว่าแรงพลวัตที่ได้จากตารางคือ 10.77 kN ดังนั้นจึงสามารถเลือกใช้แบริ่งขนาดนี้ได้

การคำนวณหาขนาดของแบริ่งที่เพลลาของชุดเฟืองหลัง

เนื่องจากเพลลาของชุดเฟืองหลังมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm ซึ่งแบริ่งที่เลือกใช้จึงต้องมีขนาดครุสุม 25 mm ด้วย

ทดลองเลือกแบริ่งขนาดครุสุม 25 mm อนุกรมมิติ 02 ชนิด Single – Row Ball Bearing เพราะหาซื้อได้ตามท้องตลาด มีราคาไม่แพง และเหมาะกับการใช้งานที่ความเร็วรอบไม่สูง

แบริ่งใช้งานที่ความเร็วรอบ 400 rpm มีอัตราทด 1.41 : 1

วงแหวนในเป็นตัวหมุน $V = 1$

ใช้แบริ่งชนิดบอลแบริ่ง $k = 3$

จากตารางที่ ค.3

จะได้ $C_0 = 6.94 \text{ kN}$ และ $C = 10.77 \text{ kN}$

จากสมการ (2.11) แรงที่เกิดจากเพลลาของชุดเฟืองหลัง

$$\begin{aligned} W_p &= 60 \cdot 746 \\ F_r &= \frac{W_p}{400 \cdot 0.025 \cdot 2 \pi} \\ &= \frac{[(0.75)(60)(746)(1.41)]}{[(400)(0.025)(2\pi)]} \\ &= 753.34 \text{ N} \end{aligned}$$

กำหนดให้ $F_a = 0$

จากตารางที่ ค.6 จะได้ค่า $X = 0.56$ และเลือกใช้ค่า $Y = 2.30$

จากสมการ (2.12)

$$\begin{aligned} P &= XVF_r + YF_a \\ &= (0.56)(1)(753.34) + (2.3)(0) \\ &= 421.87 \text{ N} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.10)

$$\begin{aligned} C &= P(L_{10})^{1/k} \\ &= 421.87(8000)^{1/3} \\ &= 8437.4 \text{ N} \end{aligned}$$

จากการพิจารณา ตาราง ค.5 สำหรับบอลแบริ่งชนิด Single – Row Ball Bearing ที่มีขนาดครุสุม 25 mm จะพบว่า $C_0 = 6.94 \text{ kN}$ และ $C = 10.77 \text{ kN}$

จากการคำนวณจะเห็นว่า แรงพลวัตที่ได้จากการคำนวณคือ 8.437 kN ซึ่งมีค่าน้อยกว่าแรงพลวัตที่ได้จากตารางคือ 10.77 kN ดังนั้นจึงสามารถเลือกใช้แบริ่งขนาดนี้ได้

การคำนวณหาขนาดของแบริ่งที่เพลลาของชุดเฟืองถอยหลัง

เนื่องจากเพลลาของชุดเฟืองถอยหลังมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 mm ซึ่งแบริ่งที่เลือกใช้จึงต้องมีขนาดครุสุม 30 mm ด้วย

ทดลองเลือกแบริ่งขนาดครุสุม 30 mm อนุกรมมิติ 02 ชนิด Single – Row Ball Bearing เพราะหาซื้อได้ตามท้องตลาด มีราคาไม่แพง และเหมาะกับการใช้งานที่ความเร็วรอบไม่สูง

แบริ่งใช้งานที่ความเร็วรอบ 400 rpm มีอัตราทด $1.41 \cdot 2.82 = 3.98 : 1$

วงแหวนในเป็นตัวหมุน $V = 1$

ใช้แบริ่งชนิดบอลแบริ่ง $k = 3$

จากตาราง ก.3

จะได้ $C_0 = 10.00 \text{ kN}$ และ $C = 14.96 \text{ kN}$

จากสมการ (2.11) แรงที่เกิดจากเพลลาของชุดเฟืองถอยหลัง

$$\begin{aligned} F_r &= \frac{W_p}{n \cdot d \cdot 2 \pi} \\ &= \frac{[(0.75)(60)(746)(1.41)(2.82)]}{[(400)(0.025)(2\pi)]} \\ &= 2124.42 \text{ N} \end{aligned}$$

กำหนดให้ $F_a = 0$

จากตารางที่ ก.6 จะได้ค่า $X = 0.40$ และเลือกใช้ค่า $Y = 2.30$

จากสมการ (2.12)

$$\begin{aligned} P &= XVF_r + YF_a \\ &= (0.40)(1)(2124.42) + (2.3)(0) \\ &= 850 \text{ N} \end{aligned}$$

จากสมการ (2.10)

$$\begin{aligned} C &= P(L_{10})^{1/k} \\ &= 850(4000)^{1/3} \\ &= 13493 \text{ N} \end{aligned}$$

จากการพิจารณา ตาราง ก.5 สำหรับบอลแบริ่งชนิด Single – Row Ball Bearing ที่มีขนาดครุสุม 30 mm จะพบว่า $C_0 = 10.00 \text{ kN}$ และ $C = 14.96 \text{ kN}$

จากการคำนวณจะเห็นว่า ว่าแรงพลวัตรที่ได้จากการคำนวณคือ 13.493 kN ซึ่งมีค่าน้อยกว่าแรงพลวัตรที่ได้จากตารางคือ 14.96 kN ดังนั้นจึงสามารถเลือกใช้แบริ่งขนาดนี้ได้

3.2.3 การคำนวณหาแรงเสียดทานที่ใช้ในการเบรก

เนื่องจากดิสก์เบรกสามารถระบายความร้อนได้ดี ความร้อนมีค่าน้อยจึงไม่ต้องนำมาคิดสมการในการคำนวณเป็นดังนี้

จากสมการ (2.14) คำนวณหาค่ากำลังและแรงบิดในดิสก์เบรกแบบคาลิเปอร์

$$W_p = \frac{2 \pi n T}{60}$$

โดยที่

W_p = กำลังงาน , watt

T = แรงบิดเนื่องจากแรงเสียดทาน , Nm

n = ความเร็วรอบของเพลา , rpm

$$T = [(60)(0.75)(746)] / [(2\pi)(400)]$$

$$= 13.36 \text{ Nm}$$

จากสมการ (2.15)

$$T = F \cdot r$$

โดยที่

T = แรงบิด , Nm

F = แรงเสียดทานที่ใช้ในการหยุด , N

r = รัศมีของจานเบรก , m

เลือกใช้รัศมีของจานเบรกมีขนาด 0.15 m

$$F = (13.36)/(0.15) = 89.07 \text{ N}$$

จะเห็นว่าแรงเสียดทานที่ใช้ในการหยุดจานเบรคนั้นมีค่าน้อย ฉะนั้นดิสก์เบรกจึงสามารถเบรกจานเบรกให้หยุดนิ่งได้

3.2.4 การคำนวณหาขนาดคลัตช์ลิ้ม

เนื่องจากขนาดของชิ้นส่วนต่างๆของชุดคลัตช์บางส่วนถูกจำกัดด้วยขนาดของชุดเฟืองอยู่แล้วอันได้แก่รัศมีวงนอก

กำหนดให้รัศมีวงนอกมีขนาด ; $r_o = 100 \text{ mm}$ เนื่องจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของริงเกียร์มีขนาด 200 mm

ส่วนมุมของคลัตช์ที่เหมาะสมในการออกแบบหน้าคลัตช์ที่ใช้แรงกดตามแนวแกนน้อยที่สุด และสามารถส่งแรงบิดเท่าเดิมโดยที่วัสดุที่ใช้ทำหน้าคลัตช์ยังสามารถรับแรงกดได้คือ 14 องศา

กำหนดให้มุมคลัตช์ ; $\alpha = 14 \text{ degree}$

จากตารางที่ 2.2 วัสดุสำหรับคลัตช์และเบรก เราเลือกใช้เอสเบสคอสกับโลหะด้วยเหตุผลที่ว่าสามารถหาและสั่งทำได้ตามท้องตลาดและมีราคาไม่แพงมากนักซึ่งมีคุณสมบัติทางกายภาพดังนี้

ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน $f = 0.3$

แรงดันที่เอสเบสคอสสามารถรับได้สูงสุด

$$P_{\max} = 0.6 \text{ MPA}$$

กำหนดให้

$$\text{speed} = 60 \text{ rpm}$$

เมื่อแรงบิดที่เกิดขึ้นที่เพลามีค่าเท่ากับ ; $\text{Torque} = \text{Power} / \text{Speed}$
ดังนั้น

$$\text{Torque} = 90 \text{ N}\cdot\text{m}$$

จากสมการ (2.16)

$$T = \frac{\pi r_i f \left(r_o^2 - r_i^2 \right) P_{\max}}{\sin \alpha}$$

แทนค่าจะได้

$$r_i = 98 \text{ mm}$$

จากสมการ (2.17) แรงที่ใช้ในการกดคลัตช์

$$T = \frac{f \left(r_o + r_i \right) F_{ak}}{2 \sin \alpha}$$

$$F_{ak} = (90(2)(\sin 14)) / (0.3(0.1 + 0.098))$$

$$= 73.31 \text{ N}$$

ดังนั้นแรงที่ใช้ในการกดคลัตช์มีค่า 73.31 N