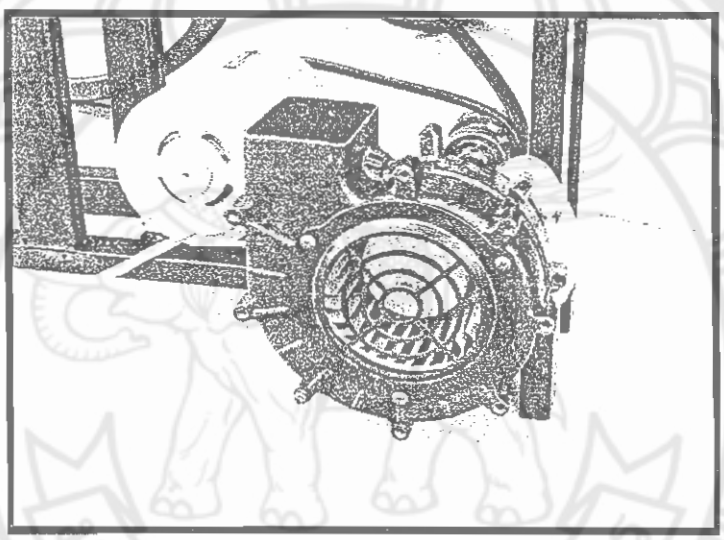
บทที่ 3

การออกแบบ

3.1 การออกแบบระบบขนถ่ายเมล็ดพืชและเปลือกเข้าสู่ชุดแยก

3.1.1 อัตราการไหลของอากาศที่ออกจากพัดลม (Blower) และ การหาขนาดของท่อลม



รูป 3.1 พัดลมแรงเหวี่ยง

- ความเร็วลมออกวัดจากปากปล่องทางออกของพัดลม(V_d)

$$V_d = 6.6 \text{ m/s}$$

พัดลมที่เลือกใช้มีขนาดท่อดูด 226.2 cm^2

มีขนาดท่อทางออก (A_d) 70 cm^2 =7.0 x 10^{-3} m^2

อัตราการไหลของอากาศที่ออกจากพัดลม(Q_d) หาได้จากสมการดังนี้

$$Q_d = V_d \times A_d \qquad (3.1)$$

$$Q_d = 6.6 \times 7 \times 10^{-3}$$

$$Q_d = 0.0462 \ m^3/s$$

พิจารณาความหนาแน่นของอากาศ ที่ 20^0C = 1.2 kg / m^3

$$\dot{m}_a = 0.0462 \ (m^3/s) \times 1.2 \ (kg/m^3)$$

$$\dot{m}_a = 0.05544 \text{ kg/s}$$

สมมุติขนาดท่อลมให้มีเส้นผ่านศูนย์กลาง D = 0.094 m.

สำหรับในการคำนวณหาขนาดของท่อลมจะเลือกใช้ขนาดของถั่วแดงเล็กเป็นตัวแทนในการออกแบบ ซึ่งมีขนาดเฉลี่ยของเมล็ดพืช d = 5.849 mm.

เนื่องจากเมื่อเมล็ดพืชและเปลือกไหลเข้าสู่ท่อลม จะเกิดความไม่แน่นอนของอัตราส่วนระหว่างวัสดุกับอากาศ (μ) แต่เพื่อให้การออกแบบทำได้จึงทำการนำค่า μ ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมสำหรับการขนถ่ายวัสดุ โดยมีค่า $\mu = 0.75$

จากสมการ 2.3

$$x = 1.44\ (5.849) + 1.96$$

$$x = 10.375$$

จากสมการ 2.4

$$y = 1.4(5.849) + 2.5$$

$$y = 10.68$$

แทนค่าในสมการ 2.2

$$0.75 = (1/10^{10.375})\ (\ vst/(\ 9.807 \times 0.094\ )^{10.68}$$

$$vst = 8.75\ m/s$$

ความเร็วในการขนถ่ายวัสดุต้องใช้ความเร็วมากกว่าค่า vst 80% ดังนั้นจะได้

$$V_t = 1.8 \times 8.75 = 15.75\ m/s$$

สามารถคำนวณหาพื้นที่หน้าตัดท่อขนถ่ายวัสดุ ได้ดังนี้

จาก $Q_t = V_t A_t$

$Q_t = 0.0462\ m^3/s$

$V_t = 15.75\ m/s$

$A_t = 30\ cm^3$

ดังนั้นเลือกใช้ท่อสี่เหลี่ยมขนาด 5×6 cm

รูป 3.2 ท่อขนถ่ายวัสดุขนาด 5 x 6 cm

ท่อลมนี้ด้านหนึ่งจะต่อเข้ากับส่วนจ่ายเมล็ดจากจานจ่ายและมีตะแกรงกั้นภายในท่อเพื่อไม่ให้เมล็ดตกลงไปในพัดลม นอกจากนี้ยังมีช่องเปิดอีกด้านหนึ่งเพื่อให้เมล็ดที่มีน้ำหนักมากกว่าที่แรงลมจะพาไปยังชุดแยกได้ จะกลิ้งออกทางช่องเปิดดังกล่าว

3. 1. 2 การออกแบบชุดแยกเมล็ด

หลักการในการคัดแยกเปลือกที่ปนมากับเมล็ดคือ อาศัยแรงลมในการพาวัตถุให้เคลื่อนที่ไป ซึ่งวัตถุจะเคลื่อนที่ไปได้ไปใกล้หรือไกลนั้นขึ้นอยู่กับความเร็วต้นและน้ำหนักของวัตถุ ดังนั้นในการออกแบบเพื่อหาระยะตกของเมล็ดพืชจึงใช้หลักการของการเคลื่อนที่วิถีโค้ง (Projectile) ทั้งนี้ต้องหาความเร็วต้นของวัตถุภายในท่อลมส่ง จากสมการดังนี้

$$V_{วัสดุ} = V_t \times (1 - 0.008 \times d^3 \times \rho_b^{0.5}) \qquad (3.1)$$

โดย $V_{วัสดุ}$ = ความเร็ววัสดุในท่อลม (m/s)

V_t = ความเร็วลมในท่อลม (m/s)

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ยเมล็ดพืช (mm)

ρ_b = ความหนาแน่นปรากฏ (kg/m^3)

ในการออกแบบได้ใช้เมล็ดพืช 3 ชนิดคือ ถั่วเขียว ถั่วแดงเล็กและถั่วเหลืองซึ่งมีความหนาแน่นปรากฏเป็น 993.695 957.624 และ802.066 kg/m^3 ตามลำดับ มาใช้ในการหาระยะตกของวัสดุ

ระยะตกของวัสดุ(S_x)สามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$S_y = U_y t - \frac{1}{2} g t^2 \qquad (3.2)$$

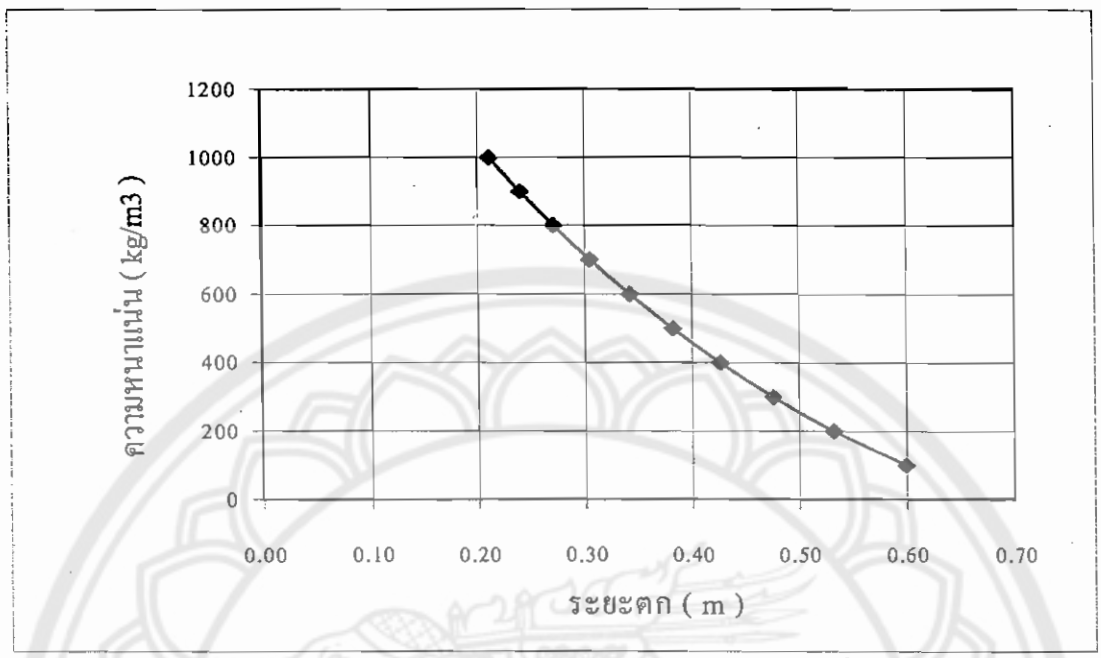
ณ ตำแหน่งที่เมล็ดตก กำหนด $S_y = 0$ ดังนั้น

$$t = \frac{2U_y}{g} \qquad (3.3)$$

จาก $S_x = U_x t$ จะได้ว่า

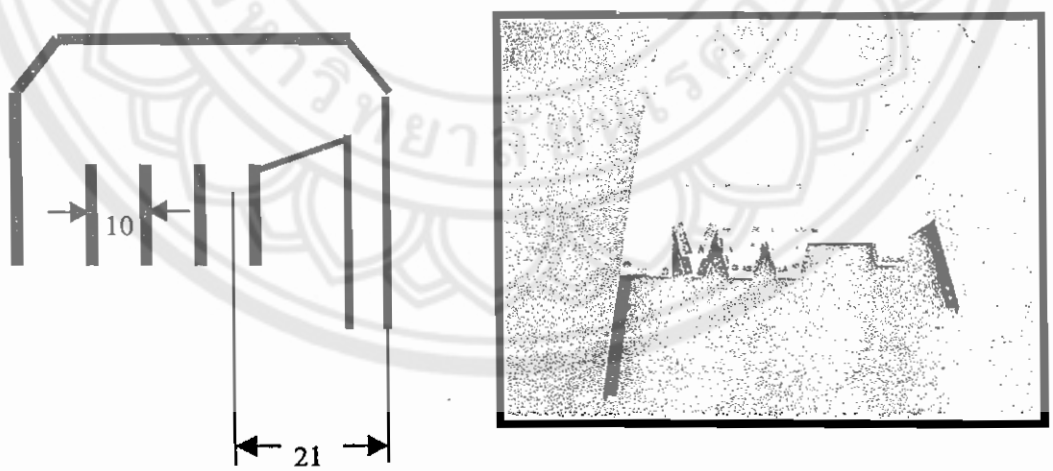
$$S_x = \frac{2U_x U_y}{g} \qquad (3.4)$$

ระยะตกของเมล็ดที่คำนวณได้สามารถแสดงได้ดังรูป 3.3



รูป 3.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความหนาแน่นของเมล็ดกับระยะตกของเมล็ด

จากรูปจึงแบ่งช่องคัดแยกเป็น 4 ช่อง ความกว้างช่องละ 10 cm. โดยช่องคัดแยกช่องแรกห่างจากช่องนำเมล็ดและเปลือกเข้าสู่ชุดแยกเป็นระยะ 21 cm.

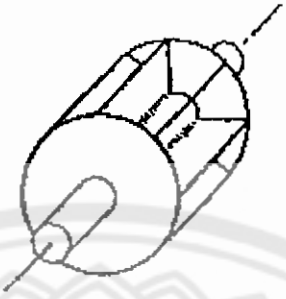


(ก) (ข)

รูป 3.4 (ก) ภาพร่างชุดแยกเปลือกที่ปนมากับเมล็ดที่ผ่านกะเทาะ

(ข) ชุดแยกเปลือกที่ปนมากับเมล็ดที่ผ่านการกะเทาะ

3. 2 การออกแบบวาล์วหมุนจ่ายเมล็ดพืช



รูป 3.5 ชุดใบพัดแบบปลายปิด

เลือกใช้ชุดใบพัดแบบปลายปิด เนื่องจาก ระยะห่างระหว่างใบพัดและตัวเรือนมีระยะมาก ดังนั้น การเลือกใช้แบบปลายปิดจะทำให้อัตราการจ่ายเมล็ดเข้าสู่ชุดแยก สม่ำเสมอ

จาก อัตราการขนถ่ายวัสดุด้วยลม (m_s) = 0.0415 kg/s

ใช้ถั่วแดงเล็กที่มีความหนาแน่นปรากฏ(ρ_b) = 957.624 kg/m^3

ในการออกแบบกำหนดให้

วาล์วหมุนจ่ายทำงานด้วยความเร็วรอบ = 50 rpm

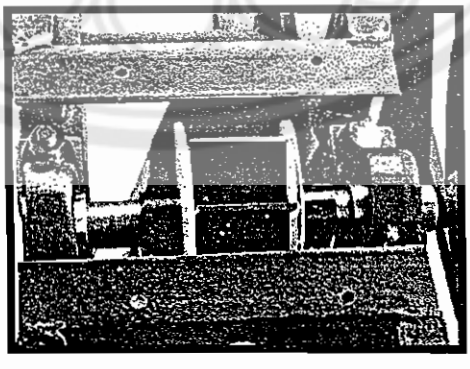
จากสมการ 2.5 จะได้ว่า

$$0.0415 = 957.62 \times V \times n \times 50$$

$$n \times V = 5.21 \times 10^{-4} \ m^3 = 521 \ cm^2$$

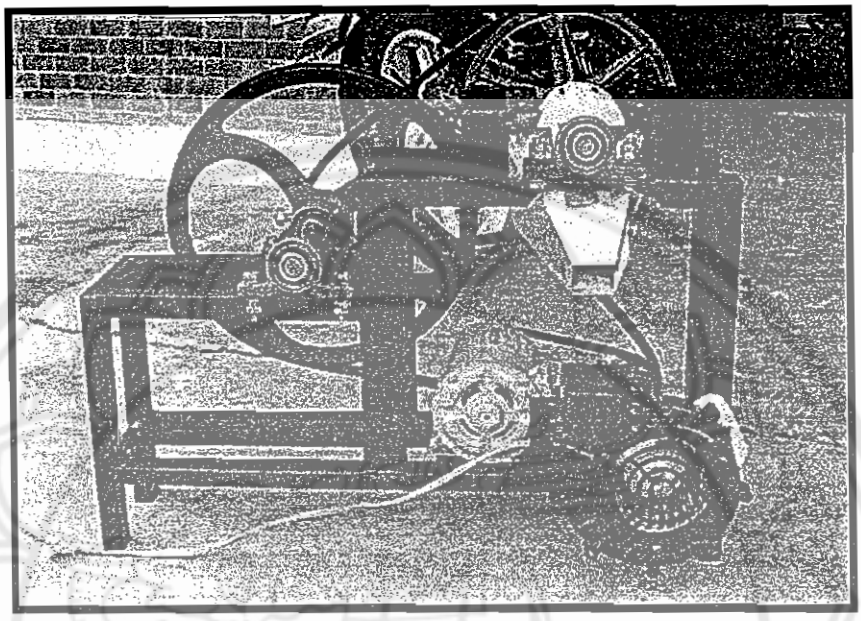
ดังนั้นจึงเลือกวาล์วหมุนจ่ายให้มีจำนวนใบพัด 8 ใบ มีปริมาตรแต่ละช่องเป็น 65 cm^2 ขนาดใบพัดเท่ากับ 25 x 45 mm

อัตราการทำงานของวาล์วหมุนจ่าย 149.40 กิโลกรัมต่อชั่วโมง



รูป 3.6 วาล์วหมุนจ่ายเมล็ดพืชแบบปลายปิด

3.3 การวิเคราะห์ความเสียหายของโครงสร้างชุดส่งกำลัง



รูป 3.7 โครงสร้างเหล็กรองรับระบบส่งกำลังด้วยพู่เล่ และสายพาน

เนื่องจากโครงสร้างชุดส่งกำลัง เป็นโครงสร้างที่ใช้งานเชื่อม ดังนั้น จากทฤษฎีถือว่าไม่เกิดการแตกหักเสียหาย บริเวณรอยเชื่อม เนื่องจากรอยเชื่อมมีความแข็งแรงมากกว่าเหล็กที่ใช้ทำโครงสร้าง ดังนั้น การเสียหายของโครงเหล็กจะเกิดการเสียหายได้จากสาเหตุดังต่อไปนี้

1. โครงเหล็กที่ทำหน้าที่เป็นคานตามแนวนอนโก่งตัว
2. การหักของเหล็กคานรองรังแบริ่งและเพลา เนื่องจากน้ำหนักของเพลาที่ลงสู่ แบริ่งแต่ละตัว

เลือกใช้เหล็ก AISI 1010 HR $\sigma y = 42$ ksi $= 289$ N/mm^2

โดยมีหน้าตัดแบบ equal angle ขนาด 25 x 25 x 1.5 mm

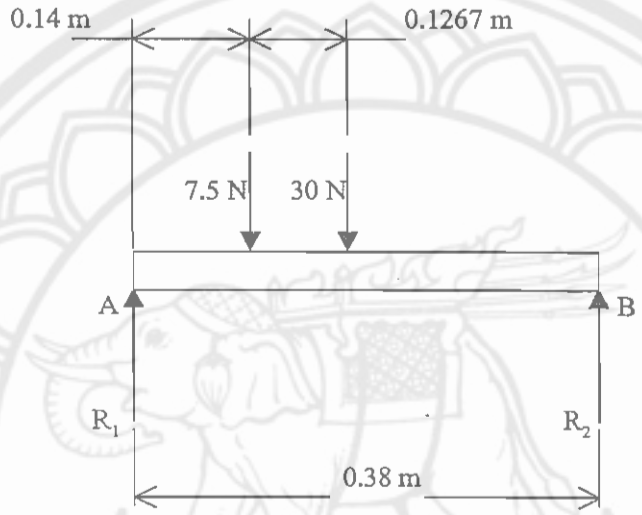
จากตาราง ง.1 $S = 0.272 \times 10^3$ mm^3

หาค่าโมเมนต์ดัดที่เกิดในคานได้จาก $\sigma_b = M_{max} / S$ (N/mm^2)

3.3.1 การวิเคราะห์การเสียหายของคาน

3.3.1.1 คานรับน้ำหนักมอเตอร์ และชุดเพลาส่งกำลังไปยัง Blower กำหนดให้คานรับแรงดังต่อไปนี้

- แรงกระทำเนื่องจากน้ำหนักของมอเตอร์ 30 N
- แรงกระทำเนื่องจากน้ำหนักชุดเพลาพัดลมแรงเหวี่ยง 7.5 N



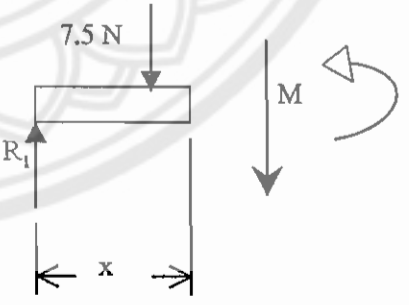
$\sum M_A = 0$ $\quad R_2 \times 0.38 = 7.5(0.14) + 30(0.2667)$

$R_2 = 21.33$ N.m

$\sum F = 0$ $\quad R_1 + 21.33 = 7.5 + 30$

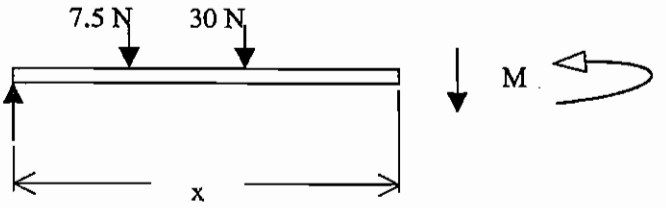
$R_1 = 16.17$ N

ที่ระยะ $0 < x < 0.2667$ m



$M = -8.67x - 1.05$

ที่ระยะ $0.2667\text{m} < x < 0.38$ m



$M = 21.38x - 13.251$

โมเมนต์ดัดสูงสุดที่เกิดในคาน M_{max} = 4.556 N.m

เกิดความเค้นภายใน

$$\sigma = (4.556 \times 10^3)/(0.272 \times 10^3)$$

$$\sigma = 16.75 \quad N/mm^2$$

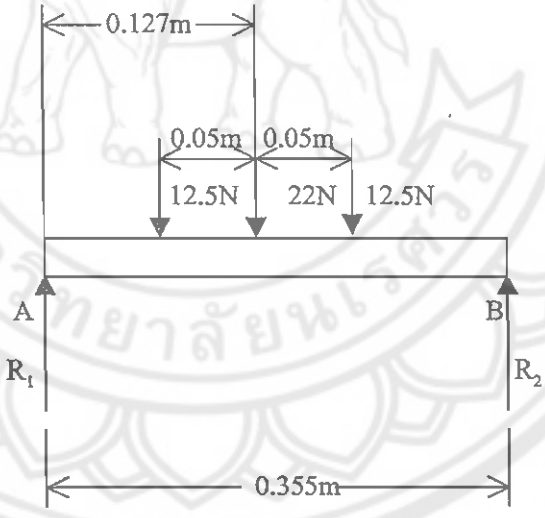
ดังนั้น ค่า Safety factor = 289 / 16.75 = 17.25

แสดงให้เห็นว่าคานจะไม่เสียหายเนื่องจากน้ำหนักของมอเตอร์และน้ำหนักเพลาชุดพัดลมแรงเหวี่ยง

3.3.1.2 คานรับเพลาวาล์วหมุนจ่าย

กำหนดให้คานรับแรงดังต่อไปนี้

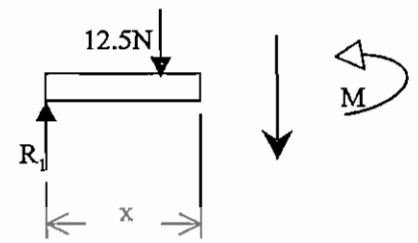
- แรงกระทำเนื่องจากน้ำหนักชุดเพลาวาล์วหมุนจ่าย 22 N
- แรงกระทำเนื่องจากน้ำหนักช่องปล่อยจ่ายวัสดุ (Hopper) และน้ำหนักเมล็ดพืช 12.5 N



$\sum M_B = 0$ $\quad 0.355\ R_1 = 12.5(0.355-0.05)+22(0.355-0.127)+12.5(0.355-0.203)$

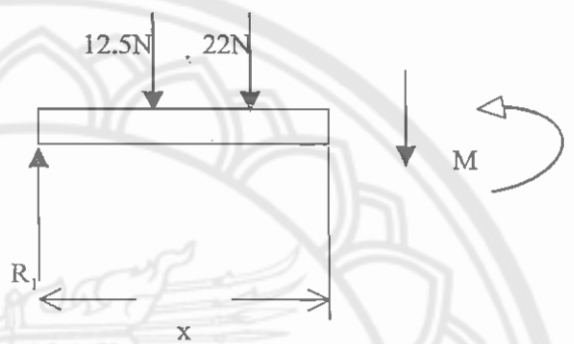
$$R_1 = 30.18\ N$$

ที่ระยะ $0 < x < 0.127m$



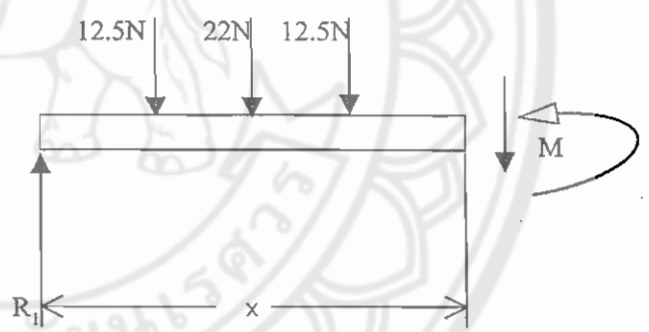
$M = -17.68 - 0.6375$

ที่ระยะ $0 < x < 0.203$



$M = 4.32x - 3.43$

ที่ระยะ $0.203m < x < 0.355m$



$M = 16.82x - 5.69$

โมเมนต์ดัดสูงสุดที่เกิดในคาน $M_{max} = 2.88$ N.m

เกิดความเค้นภายใน

$$\sigma = (2.88 \times 10^{3})/(0.272 \times 10^{3})$$

$$\sigma = 8.392 \quad N/mm^{2}$$

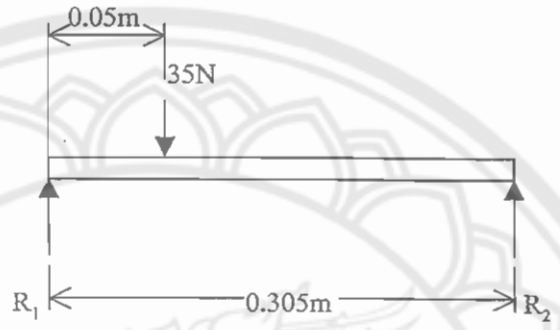
ดังนั้น ค่า Safety factor $= 289 / 8.392 = 34$

แสดงให้เห็นว่าคานจะไม่เสียหายเนื่องจากน้ำหนักชุดเพลาวาล์วหมุนจ่ายและน้ำหนักของปล่องจ่ายวัสดุ (hopper)

3.3.1.3 คานรับเพลาพู่เล่ทดรอบ

กำหนดให้คานรับแรงกระทำดังนี้

- แรงกระทำเนื่องจากน้ำหนักชุดเพลาพู่เล่ทดรอบ 35 N



จากตาราง โมเมนต์และการโก่งของคาน

M_{max} = (35 x 0.05 x 0.03)/0.305

M_{max} = 1.72 N.m

เกิดความเค้นภายใน

$$\sigma = (1.72 \times 10^3)/(0.272 \times 10^3)$$

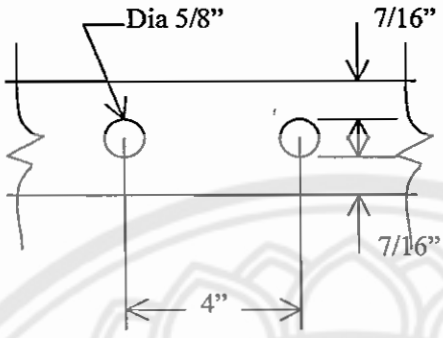
$$\sigma = 6.323 \quad N/mm^2$$

ดังนั้น ค่า Safety factor = 289 / 6.323 = 45.7

แสดงให้เห็นว่าคานจะไม่เสียหายเนื่องจากน้ำหนักของชุดเพลาพู่เล่ทดรอบ

3.3.2 การเสียหายจากแรงเฉือนบริเวณรูเจาะยึดแบริ่ง

การที่คานเสียหายเนื่องแรงเฉือนบริเวณรูเจาะยึดแบริ่งโดยขนาดรูเจาะ 5/8"



โดยการขาดโดยการแรงเฉือน

พื้นที่รับแรงเฉือน $= 0.11 + 0.03$

$= 0.14\ in^2 = 90.32\ mm^2$

บริเวณรูเจาะรองรับชุดแบริ่งที่รับแรงเฉือนมากที่สุด คือ ตำแหน่งรูเจาะรองรับชุดแบริ่งเพลาพู่เล่ทครอบโดยรับน้ำหนัก 35 N

$$\tau = 35/(90.32) = 0.3875\ N/mm^2$$

$$\tau_y = 0.6\sigma_y = 0.6 \times 289 = 173.4\ N/mm^2$$

ดังนั้นค่า safety factor $= 447.5$

แสดงให้เห็นว่าคานจะไม่เสียหายเนื่องจากแรงเฉือนบริเวณรูเจาะยึดชุดแบริ่งทั้งหมด

3.4 การคำนวณหาขนาดเพลา

เนื่องจากมอเตอร์มีขนาด 1/3 Hp = 216.18 W

แรงบิดสูงสุดเกิดขึ้นที่เพลาทดรอบขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 16 นิ้ว

จาก $W_p = 2\pi NT$

$T = [2\pi \times (231/60)]/216.18$

$T = 0.1119$ N.m

จากสมการ 2.7 $$d^3 = \frac{16}{\pi\tau}\left[(C_t T)^2 + (C_m M)^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

จากตาราง 2.2

กำหนดให้เป็นแรงกระตุกอย่างเบา (เพลาหมุน) ดังนั้น $C_t = 1.5$

ในที่นี่ไม่เกิดโมเมนต์ ในเพลา ดังนั้น $M = 0$

เพลาใช้งานธรรมดาไม่มีร่องลิ่มโค้ดของ ASME ระบุให้ใช้ $\tau_d = 55$ N / mm

จะได้ว่า

$$d^3 = \frac{16}{55\pi}\left[\left\{(1.5)(0.1119)^2 + (0)\right\}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$d \approx 0.012$ m

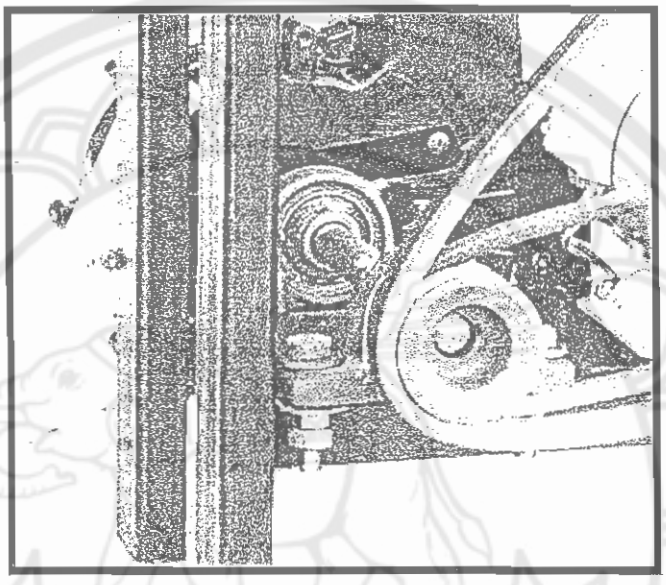
$d \approx 12$ m.m

ดังนั้นเพลาที่ใช้ต้องมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่น้อยกว่า 12 mm. ซึ่งในการสร้างชุดอุปกรณ์เลือกใช้เพลาที่มีขนาดดังต่อไปนี้

เพลาพัดลมแรงเหวี่ยงใช้เพลาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	19	mm
เพลาพู่เล่ทดรอบใช้เพลาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	**25.4**	**mm**
เพลาวาล์วหมุนจ่ายใช้เพลาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	**25.4**	**mm**

3.5 การเลือกแบริ่ง

3.5.1 การคำนวณแบริ่งรองรับเพลาพัดลมแรงเหวี่ยง



รูป 3.8 แบริ่งรองรับเพลาพัดลมแรงเหวี่ยง ขนาดรูสวมเพลา 6/8 นิ้ว

เนื่องจากเพลารองรับพัดลมแรงเหวี่ยงที่ใช้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 19 mm ดังนั้นซึ่งแบริ่งที่เลือกใช้จึงต้องมีรูสวม 20 mm

เลือกแบริ่งขนาดรูสวม 20 mm อนุกรมมิติ 02 แบบ self – aligning rolling bearing

แบริ่งใช้งานที่ความเร็วรอบ 1282 rpm

วงแหวนในเป็นตัวหมุน V = 1

ใช้แบริ่งชนิดบอลแบริ่ง K = 3

จากตาราง ง.6

$$C_0 = 3.18 \text{ kN}$$

$$C = 7.61 \text{ kN}$$

แบริ่งรองรับเพลาพัดลมต้องรับน้ำหนักของเพลาและมู่เล่ ดังนั้นจำเป็นต้องเลือกแบริ่งสามารถรับแรงได้โดยไม่เกิดการเสียรูปอย่างถาวรเกิดขึ้น โดยเลือกให้ค่า C_0 มีค่ามากกว่าแรงที่กระทำในแนวรัศมีของแบริ่ง นั่นคือแรงเนื่องจากน้ำหนักเพลาและพู่เล่นั่นเอง

น้ำหนักเพลาและพู่เล่ = 7.5 N

แสดงว่า $C_0 > 7.5$ N สามารถรับแรงได้โดยไม่เกิดการเสียรูปอย่างถาวร

$F_r = 7.5$ N

$F_a = 0$ N (เนื่องจากไม่มีแรงในแนวแกน)

จากตาราง 2.4 เลือกอายุใช้งานของแบริ่งเท่ากับ 8000 ชั่วโมง

อายุการใช้งานของแบริ่ง $L_{10} = (8000)(1282)(60)(10^{-6}) = 615.36$ mr

จาก $P = V F_r$

$= 7.5$ N

แรงพลวัตประเมิน

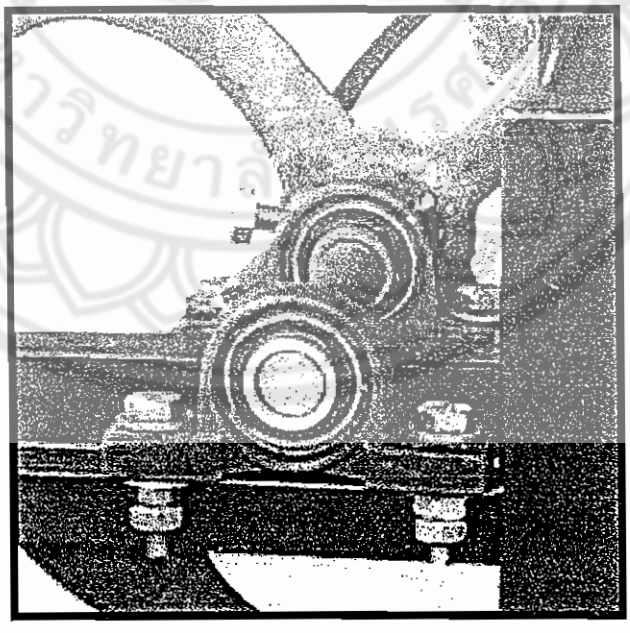
$C = P(L_{10})^{1/k}$

$= 7.5\ (615.36)^{1/3}$

$= 95.68$ N

จากการคำนวณค่า C ที่ได้ 95.68 N < 7.61 kN ดังนั้นแบริ่งเลือกใช้สามารถนำมาใช้งานได้ตามต้องการ

3.5.2 การคำนวณแบริ่งรองรับเพลาทดรอบ และเพลาวาล์วหมุนจ่ายเมล็ดพืช



รูป 3.9 แบริ่งรองรับเพลาทดรอบ และเพลาวาล์วหมุนจ่ายเมล็ดพืช ขนาดรูสวมเพลา 1 นิ้ว

เนื่องจากเพลาทดรอบ และเพลาวาล์วหมุนจ่ายเมล็ดพืชมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากันคือ 25.4 mm ต้องเลือกใช้แบริ่งที่มีรูสวมจึงต้องมีรูสวม 30 mm แต่เนื่องเพลาทั้งสองเส้นมีความเร็วรอบการทำงานและแรงตามแนวรัศมีไม่เท่ากัน ดังนั้นเลือกเพลาทดรอบมาคำนวณเนื่องจากรับแรงตามแนวรัศมีมากกว่า และมีความเร็วรอบในการทำงานสูงกว่า

เลือกแบริ่งขนาดรูสวม 30 mm อนุกรมมิติ 02 แบบ self – aligning rolling bearing

แบริ่งใช้งานที่ความเร็วรอบ 231 rpm

วงแหวนในเป็นตัวหมุน V = 1

ใช้แบริ่งชนิดบอลแบริ่ง K = 3

จากตาราง ง.6

$C_0 = 5.83$ kN

$C = 12.06$ kN

แบริ่งรองรับเพลาพัดลมต้องรับน้ำหนักของเพลาและมู่เล่ ดังนั้นจำเป็นต้องเลือกแบริ่งสามารถรับแรงได้โดยไม่เกิดการเสียรูปอย่างถาวรเกิดขึ้น โดยเลือกให้ค่า C_0 มีค่ามากกว่าแรงที่กระทำในแนวรัศมีของแบริ่ง นั่นคือแรงเนื่องจากน้ำหนักเพลาและพู่เล่นั่นเอง

น้ำหนักเพลาและพู่เล่ = 35 N

แสดงว่า $C_0 > 35$ N สามารถรับแรงได้โดยไม่เกิดการเสียรูปอย่างถาวร

$F_r = 35$ N

$F_a = 0$ N (เนื่องจากไม่มีแรงในแนวแกน)

จากตาราง 2.4 เลือกอายุใช้งานของแบริ่งเท่ากับ 8000 ชั่วโมง

อายุการใช้งานของแบริ่ง $L_{10} = (8000)(231)(60)(10^{-6}) = 110$ mr

จาก $P = V F_r$

$= 35$ N

แรงพลวัตประเมิน

$C = P(L_{10})^{1/k}$

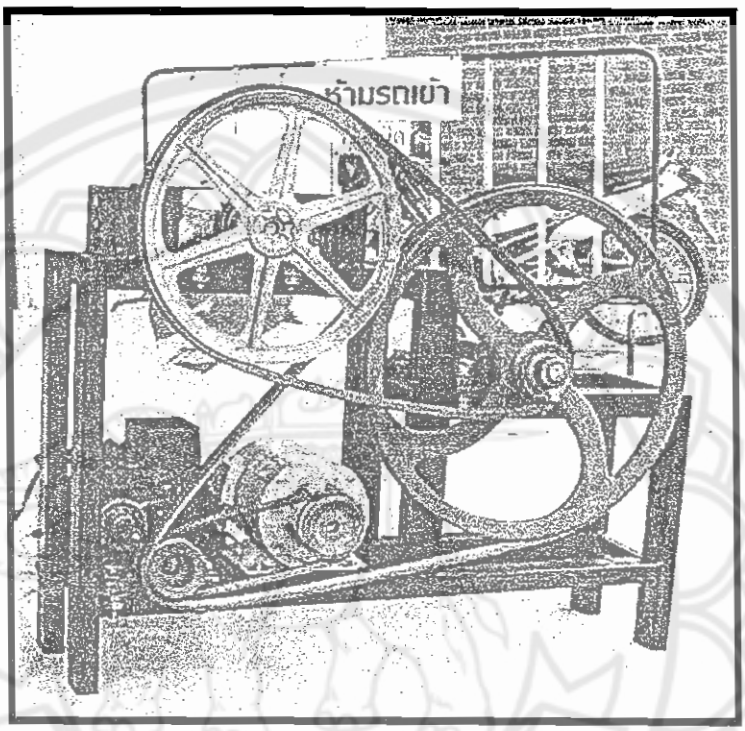
$= 35\,(615.36)^{1/3}$

$= 251.55$ N

จากการคำนวณค่า C ที่ได้ 251.55 N < 12.06 kN ดังนั้นแบริ่งเลือกใช้สามารถนำมาใช้งานได้ตามต้องการ

3.6 การเลือกสายพานลิ่ม

ในการส่งกำลัง จะใช้สายพานจำนวน 3 เส้น โดยเส้นแรกส่งกำลังจากมอเตอร์ไปยังเพลาพัดลมแรงเหวี่ยง เส้นที่สองส่งกำลังจากเพลาพัดลมแรงเหวี่ยงไปยังเพลาทดรอง และเส้นสุดท้ายส่งกำลังจากเพลาทดรอบไปยังเพลาวาล์วหมุนจ่าย



รูป 3.10 การส่งกำลังโดยใช้สายพานลิ่ม

3.6.1 สายพานมอเตอร์ กับพู่เล่เพลาพักลมแรงเหวี่ยง

สายพานหน้าตัด B ขนาดล้อสายพานพาน 50 mm ความเร็วรอบ 1282 rpm

คำนวณหาจำนวนสายพานได้โดย

$$z = \frac{W_p \cdot N_s}{P_R \cdot N_a \cdot N_l}$$

$W_P = 0.88 \times 0.216 =$ 0.172 KW

$N_s = 1$ $N_a = 1$

$N_l = 0.97$ $P_R = 0.18$

แทนค่าได้ $z =$ 0.9851

จำนวนสายพานที่ต้องใช้สายพานส่งกำลัง 1 เส้น

3.6.2 สายพานจากพู่เล่พัดลมแรงเหวี่ยง ไปยังพู่เล่เพลาทดรอบ

สายพานหน้าตัด B ขนาดล้อสายพานพาน 50 mm ความเร็วรอบ 231 rpm

คำนวณหาจำนวนสายพานได้โดย

$W_P = 0.88 \times 0.86 \times 0.216 =$ 0.163 KW

$N_s = 1$ $N_a = 0.92$

$N_l = 0.97$ $P_R = 0.18$

แทนค่าได้ z = 1

จำนวนสายพานที่ต้องใช้สายพานส่งกำลัง 1 เส้น

3.6.3 สายพานจากพู่เล่เพลาทดรอบ ไปยังเพลาวาล์วหมุนจ่าย

สายพานหน้าตัด B ขนาดล้อสายพานพาน 50 mm ความเร็วรอบ 50.1 rpm

คำนวณหาจำนวนสายพานได้โดย

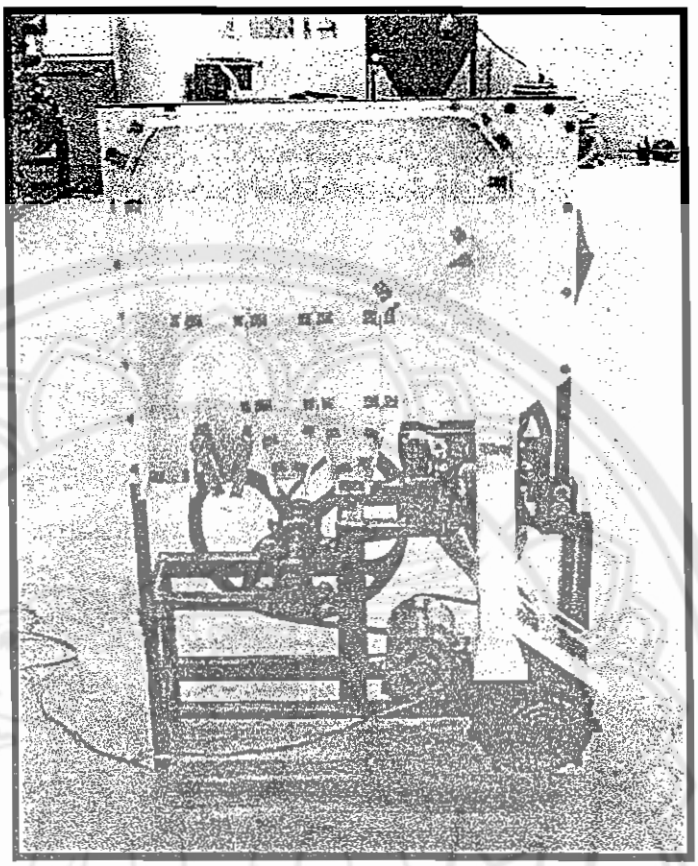
$W_P = 0.88 \times 0.86 \times 0.88 \times 0.216 =$ 0.143 KW

$N_s = 1$ $N_a = 0.98$

$N_l = 0.97$ $P_R = 0.18$

แทนค่าได้ z = 0.83

จำนวนสายพานที่ต้องใช้สายพานส่งกำลัง 1 เส้น



รูป 3.11 ภาพชุดแยกเปลือกที่ปนมากับเมล็ดที่ผ่านการกะเทาะ