บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

2.1 ทฤษฎีการทำความสะอาดข้าวเปลือกแบบตะแกรงโยก

2.1.1ขนาดข้าวเปลือก

ข้าวเปลือกที่ปลูกในประเทศไทยส่วนมากจะเป็น พันธุ์ชัยนาท1 , พันธุ์พิษณุโลก2 ,พันธุ์สุพรรณบุรี1 ได้ทำการวัดขนาดข้าวเปลือกที่ความชื้นต่างๆกันซึ่งได้ข้าวเปลือกมีขนาดโดยเฉลี่ยเป็นดังต่อไปนี้

2.1.1.1พันธุ์ชัยนาท 1

ตารางที่2.1 ขนาดของข้าวเปลือกพันธุ์ชัยนาท1 ที่ความชื้นต่างๆ

พันธุ์ชัยนาท1	ขนาดของข้าวเปลือก (mm)		
	ยาว	กว้าง	หนา
ที่ความชื้น 11 %	10.61	2.35	1.96
ที่ความชื้น 18 %	10.54	2.61	2.08
ที่ความชื้น 23 %	10.92	2.86	2.23
ค่าที่นำไปใช้	10.92	2.86	2.23

2.1.1.2พันธุ์พิษณุโลก 2

ตารางที่2.2 ขนาดของข้าวเปลือกพันธุ์พิษณุโลก 2 ที่ความชื้นต่างๆ

พันธุ์พิษณุโลก 2	ขนาดของข้าวเปลือก (mm)		
	ยาว	กว้าง	หนา
ที่ความชื้น 11 %	10.46	2.38	1.90
ที่ความชื้น 18 %	10.66	2.61	2.16
ที่ความชื้น 23 %	10.68	2.63	2.18
ค่าที่นำไปใช้	10.68	2.63	2.18

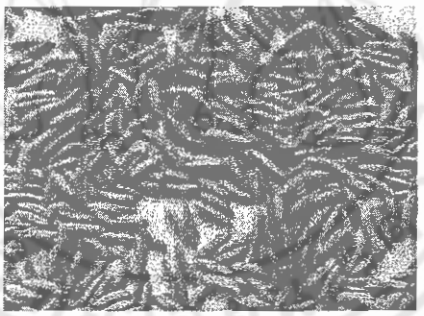
2.1.1.3พันธุ์สุพรรณบุรี 1

ตารางที่2.3 ขนาดของข้าวเปลือก ที่ความชื้นต่างๆ

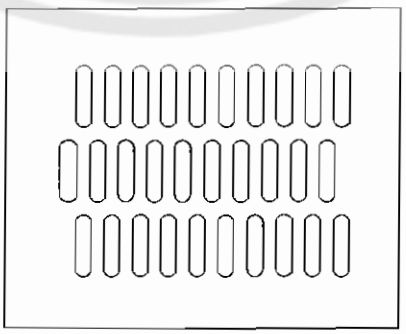
พันธุ์สุพรรณบุรี 1	ขนาดของข้าวเปลือก (mm)		
	ยาว	กว้าง	หนา
ที่ความชื้น 11 %	10.15	2.38	1.98
ที่ความชื้น 18 %	10.50	2.49	2.06
ที่ความชื้น 23 %	10.47	2.55	2.13
ค่าที่นำไปใช้	10.50	2.55	2.13

2.1.2ลักษณะตะแกรงทำความสะอาดข้าวเปลือก

จากการวัดขนาดข้าวเปลือกจะเห็นได้ว่าข้าวเปลือกมีลักษณะเป็นทรงกระบอกปลายแหลมทั้งสองด้านดังรูปที่2.1 จึงออกแบบตะแกรงทำความสะอาดข้าวเปลือกให้รูตะแกรงมีลักษณะเป็นรูสล๊อตคล้ายกับลักษณะของข้าวเปลือกดังรูปที่2.2



รูปที่2.1 รูปข้าวเปลือก



รูปที่2.2 รูปลักษณะรูตะแกรงทำความสะอาดข้าวเปลือก

2.1.3หลักการทำความสะอาดข้าวเปลือก

การทำความสะอาดข้าวเปลือกแบบตะแกรงโยก จะมีมอเตอร์เป็นต้นกำลังในการให้ตะแกรงโยกไปมา เพื่อทำให้ข้าวเปลือกสั่นและกระจายตัวไหลลงสู่ตะแกรง สิ่งสกปรกที่มีขนาดใหญ่กว่ารูตะแกรงก็จะค้างอยู่บนตะแกรงชั้นนั้น ข้าวเปลือกและสิ่งสกปรกที่เล็กก็จะถูกส่งลงสู่ตะแกรงชั้นต่อไป จนถึงตะแกรงชั้นสุดท้ายที่รูตะแกรงมีขนาดเล็กกว่าข้าวเปลือกก็จะทำให้ข้าวเปลือกค้างอยู่บนตะแกรงชั้นสุดท้ายแต่ ฝุ่น ทราย ที่มีขนาดเล็กกว่ารูตะแกรงก็จะถูกส่งออกไปสู่ถาดรับฝุ่น แต่ละชั้นของตะแกรงก็จะมีถังรองรับสิ่งสกปรก ฟาง ข้าวเปลือก ฝุ่นเพื่อนำไปทิ้งและส่วนอื่นๆใช้ประโยชน์ต่อไป

2.2 ทฤษฎีความแข็งแรงของโลหะ

2.2.1 ความเค้น

ความเค้น(Stress) คือ คืออัตราส่วนของแรงต่อพื้นที่หน้าตัด ความเค้นอย่างง่าย (Simple stress) มีอยู่ 3 ชนิด คือ ความเค้นดึง ความเค้นกด และความเค้นเฉือน

2.2.1.1 ความเค้นดึง (Tensile Stress) σ_t คือแรงกระทำบนหน้าตัดที่เกิดขึ้นอยู่ในแนวตั้งฉากกับหน้าตัดและมีทิศทางออกจากหน้าตัด ดังสมการ

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \tag{2.1}$$

2.2.1.2 ความเค้นกด (Compressive Stress) σ_d คือแรงที่มีทิศทางตั้งฉากพุ่งเข้าหาหน้าตัด ดังสมการ

$$\sigma_d = \frac{F}{A} \tag{2.2}$$

2.2.1.3 ความเค้นเฉือนในหน้าตัด (Shear Stress) τ เป็นความเค้นนั้นมีทิศทางขนานไปกับหน้าตัด ดังจะหาได้จากสมการ

$$\tau = \frac{F}{A} \tag{2.3}$$

ถ้าหน้าตัดของชิ้นงานที่รับแรงเฉือนมีมากกว่าหนึ่งแห่ง ความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในหน้าตัดจะเท่ากับ

$$\tau = \frac{F}{2A} \tag{2.4}$$

2.2.2 ความเครียด

ความเครียด (Strain) ε เมื่อวัตถุถูกกระทำโดยแรงภายนอกหรือมีความเค้นเกิดขึ้น วัตถุนั้นจะเกิดการเปลี่ยนแปลงขนาดและรูปร่างจากเดิมไป ΔL การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวเมื่อเทียบกับขนาดหรือรูปร่างเดิม L เพราะฉะนั้นความเครียดนี้จะเท่ากับ

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \tag{2.5}$$

2.2.3 โมเมนต์บิด (Tensional)

คือ โมเมนต์ที่กระทำรอบแกนที่ตั้งฉากกับพื้นที่หน้าตัด ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่มีพื้นที่หน้าตัดกลมอยู่ภายใต้โมเมนต์บิด (Torque) จะบิดไปเป็นมุม θ เท่ากับ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \tag{2.6}$$

โดยที่ T = โมเมนต์บิด , N.m

L = ความยาว , m

J = โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่(polar area moment of inertia), m^4

G = ค่ามอดูลัสความแข็งแกร่งของวัสดุ , Pa

โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วสำหรับท่อนกลมตัน $= \frac{\pi}{32} d^4$ (2.7)

โดยที่ d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก , m

โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วสำหรับท่อนกลมกลวง $= \frac{\pi}{32}\left(d^4 - d_i^4\right)$ (2.8)

โดยที่ d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก , m

d_i = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน , m

ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการบิดจะมีค่าสูงสุดที่ผิวนอกของท่อนกลมนี้ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\tau = \frac{Tr}{J} \tag{2.9}$$

โดยที่ τ = ความเค้นเฉือนในหน้าตัด , Pa

T = โมเมนต์บิด , N.m

r = รัศมีภายนอกของท่อนกลม , m

J = โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่(polar area moment of inertia) ,m

คำนวณหาค่าโมเมนต์บิดได้จาก

$$w_p = T\omega = 2\pi nT \tag{2.10}$$

โดยที่ w_p = กำลังงานเป็น , w

T = โมเมนต์บิด , N.m

ω = ความเร็วเชิงมุมเป็น , rad/s

n = ความเร็วรอบเป็น , rev/s

2.2.4 ความเค้นที่รอยต่อด้วยลิ่ม

เมื่อใช้ลิ่มต่อเพลากับดุมล้อเพื่อส่งโมเมนต์บิด ความเค้นที่เกิดขึ้นนี้เป็นผลมาจากแรง 2 ชนิดคือ

1) แรงเนื่องจากการสวมอัดลิ่มลงในร่องลิ่ม

2) แรงเนื่องจากการส่งโมเมนต์บิด ทำให้เกิดความเค้นกดและความเค้นเฉือนในลิ่ม

ในการหาความเค้นที่เกิดขึ้นในลิ่มนั้น ใช้ข้อสมมติฐานดังนี้ คือ แรงที่กระจายตลอด

1) ความยาวของลิ่มมีค่าสม่ำเสมอ

2) ไม่คิดแรงที่เกิดจากการสวมอัดลิ่ม

จากข้อสมมติฐานที่ได้กล่าวมาแล้ว เมื่อคิดว่าลิ่มขาดเนื่องจากแรงเฉือน ฉะนั้น

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{bl\tau d}{2} \tag{2.11}$$

โดยที่ T = โมเมนต์บิดบนเพลา , N.m

F = แรงที่กระทำกับลิ่ม , N

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลา , m

b = ความกว้างของลิ่ม , m

l = ความยาวของลิ่ม , m

τ = ความเค้นเฉือนบนลิ่ม , Pa

แต่เมื่อคิดว่าลิ่มโดนอัดแตก

$$T = \frac{Fd}{2} = \frac{hl\sigma_c d}{4} \tag{2.12}$$

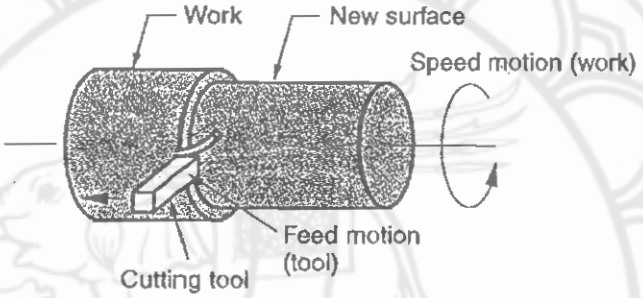
โดยที่ h = ความสูงของลิ่ม , m

σ_c = ความเค้นกดบนลิ่มหรือเพลาหรือดุมล้อ , Pa

2.3 ทฤษฎีการ Machining

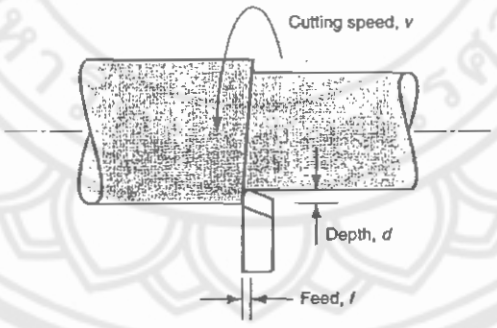
งาน Machining เป็นการขึ้นรูปชิ้นงานโดยการกำจัดโลหะส่วนที่ไม่ต้องการออกจากชิ้นงาน

2.3.1 การกลึง เป็นกระบวนการกำจัดส่วนของชิ้นงานที่ไม่ต้องการออกจากผิวชิ้นงานทรงกระบอกที่กำลังหมุนด้วยมีดกลึงหรือทูล (Tool) โดยมีดกลึงจะเคลื่อนที่เป็นเชิงเส้นขนาดกับแกนหมุนของชิ้นงานดังแสดงในรูปที่ 2.3และ 2.4



รูปที่ 2.3 แสดงการกลึง

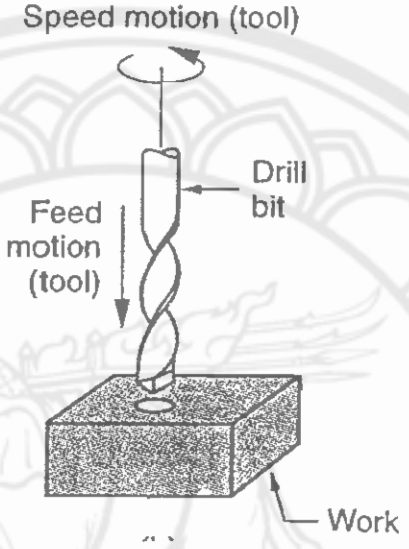
(ที่มา: Techniques of press working sheet Metal, Eary, D.F. and E.A. Reed)



รูปที่ 2.4 แสดงความเร็วตัด ระยะป้อน ความลึกตัด

(ที่มา: Techniques of press working sheet Metal, Eary, D.F. and E.A. Reed)

2.3.2 การเจาะ เป็นการทำให้เกิดรูกลมบนชิ้นงานโดยเครื่องมือทรงกระบอกที่มีคมตัด 2 คม เรียกว่า ดอกสว่าน (Drill or Drill bit) โดยดอกสว่านจะหมุนเจาะลงบนชิ้นงานที่อยู่กับที่ โดยรูเจาะที่ได้จะมีขนาดเท่ากับดอกสว่าน รูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 แสดงการเจาะ

(ที่มา: Techniques of press working sheet Metal, Eary, D.F. and E.A. Reed)

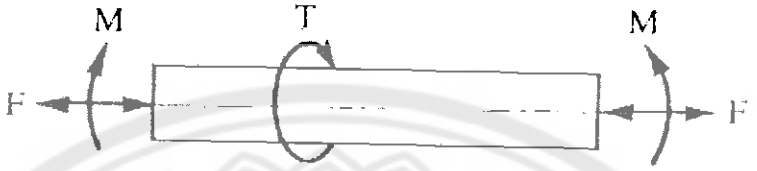
2.4 ทฤษฎีเพลา

เพลา เป็นชิ้นส่วนที่สำคัญของเครื่องจักรกลที่ใช้ในการถ่ายทอดกำลัง เพลาปกติโดยทั่วไปจะมีลักษณะพื้นที่เป็นวงกลม เพลาจะยึดอยู่กับส่วนอื่น เช่น sheaves , cam , sprockets , gear , couplings , หรือ cranks ดังนั้นนอกจากภาระบิด (torsional load) ที่เกิดจากการหมุนแล้วแรงปฏิกิริยาที่เกิดจากส่วนยึดเหล่านี้ทำให้เกิดภาระดัด(bending load) ขึ้นในเพลาด้วย

2.4.1 การคำนวณความเค้นต่างๆที่เกิดขึ้นกับเพลามีดังต่อไปนี้

ได้มีการยอมรับวิธีการหาขนาดของเพลาส่งกำลังซึ่งกำหนดเป็นโค้ด (Code) โดยสมาคมวิศวกรเครื่องกลแห่งสหรัฐอเมริกา(ASME) ใช้ทฤษฎีความเค้นสูงสุดและจะไม่พิจารณาถึงความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่เกิดขึ้นกับเพลา ซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตยศาสตร์ (static design method) ในการหาสมการจะพิจารณาเพลาในรูปที่2.6 ให้เพลาเป็นแบบกลมและกลวง โดยมี

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_i และ d ตามลำดับ ความเค้นต่างๆที่เกิดขึ้นกับเพลามีดังนี้



รูปที่2.6 เพลาอยู่ภายใต้แรงต่าง

(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 1, ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

ความเค้นดึงหรือกด $\sigma_a = \dfrac{4F}{\pi\left(d^2 - d_i^{\,2}\right)}$ (2.13)

ความเค้นดัด $\sigma_b = \dfrac{32 \cdot C_m \cdot M \cdot d}{\pi\left(d^2 - d^2{}_i\right)}$ (2.14)

ความเค้นเฉือน $\tau_{xy} = \dfrac{16 \cdot C_t \cdot T \cdot d}{\pi\left(d^2 - d^2{}_i\right)}$ (2.15)

โดยที่ C_m = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด (ดูได้จากตารางที่1ภาคผนวก ก)

C_t = ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด (ดูได้จากตารางที่1ภาคผนวก ก)

M = โมเมนต์ดัด , N.m

T = โมเมนต์บิด , N.m

ความเค้นรวม $\sigma = \sigma_a + \sigma_b$ (2.16)

ความเค้นเฉือนรวม $\tau = \left(\tau_{xy}^{\,2} + \left(\dfrac{\sigma}{2}\right)^2\right)^{\frac{1}{2}}$ (2.17)

จากสมการ2.14,2.15และ2.16 จะได้

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau\left(1-K^4\right)}\left(\left(C_t \cdot T\right)^2 + \left(C_m \cdot M\right)^2\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.18)$$

โดยที่ $K = d_i / d$

กรณีเพลาดันจะได้

$$d^3 = \frac{16}{\pi\tau}\left(\left(C_t \cdot T\right)^2 + \left(C_m \cdot M\right)^2\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.19)$$

ตารางที่2.4ขนาดระบุของเพลาตามมาตรฐาน ISO/R775-1969

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเป็น mm				
6	25	70	130	240
7	30	75	140	260
8	35	80	150	280
9	40	85	160	300
10	45	90	170	320
12	50	95	180	340
14	55	100	190	360
18	60	110	200	380
20	65	120	220	

(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 1, ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

2.4.2 ความเร็ววิกฤตของเพลา

ในทางปฏิบัติแล้ว จุดศูนย์ถ่วงของมวลของเพลาจะอยู่เยื้องไปจากจุดศูนย์กลางการหมุนของเพลา ทั้งนี้เนื่องมาจาก

1) ในการผลิตเพลามวลเพลามิได้กระจายออกอย่างสม่ำเสมอ

2) น้ำหนักของเพลา เฟือง วงล้อสายพาน และอื่นๆ ทำให้เกิดระยะโก่งในขณะที่ยังไม่หมุน

เมื่อเพลาเริ่มหมุนเร็วขึ้น พลังงานจลน์ของมวลจะมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งมีค่าเท่ากับพลังงานศักย์ของเพลาที่ทำให้เกิดระยะโก่งตัวของเพลาในขณะอยู่นิ่ง ซึ่งจะเป็นผลให้เกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง ความเร็วของเพลาในขณะที่เกิดปรากฏการณ์เช่นนี้ เรียกว่า ความเร็ววิกฤต (critical speed)

2.5 ทฤษฎีลูกเบี้ยว

ชุดลูกเบี้ยวจะประกอบด้วยลูกเบี้ยว (cam) และก้านลูกเบี้ยว (follower) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ถ่ายทอดการเคลื่อนที่หมุนหรือแกว่งไปมาให้เป็นการเคลื่อนที่ซ้ำแบบเชิงเส้นหรือเชิงมุม

2.5.1 ส่วนประกอบต่างๆของลูกเบี้ยว

- Base Circle คือวงกลมที่เล็กที่สุดที่สามารถเขียนไปสัมผัสผิวของลูกเบี้ยว โดยใช้จุดศูนย์กลางลูกเบี้ยวเป็นจุดศูนย์กลาง ดังรูปที่2.7

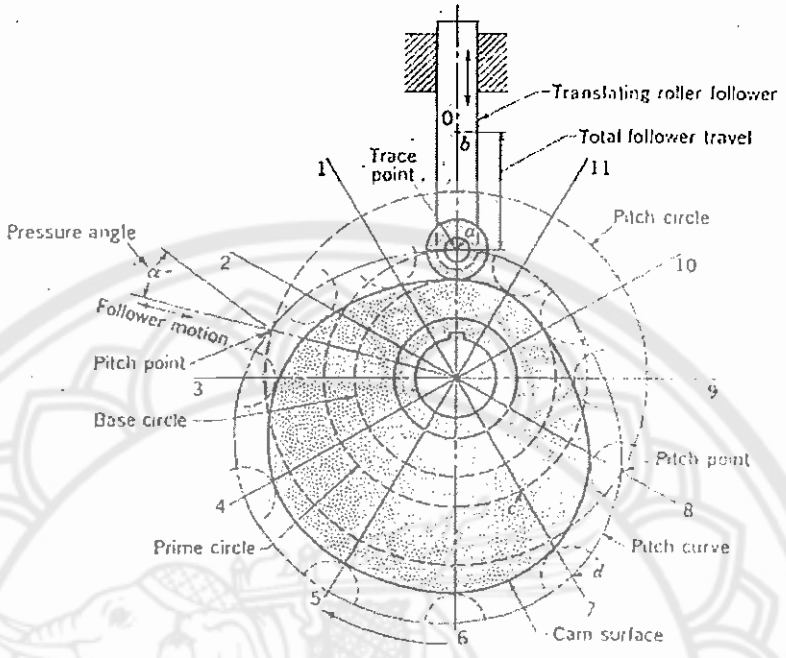
- Trace Point คือจุดที่ทางเดินจะทำให้เกิดเป็น Pitch Curve

- Pressure Angle คือมุมระหว่างแนวทางการเคลื่อนที่ของตัวตาม กับเส้นดั้งฉาก กับ Pitch Curve ที่จุดนั้นๆ

- Pitch Point คือจุดบน Pitch Curve ซึ่งเป็นจุดที่มีค่ามุม Pressure Angle มากที่สุด

- Pitch Circle คือวงกลมที่มีรัศมีเท่ากับระยะจากจุดศูนย์กลางลูกเบี้ยวถึงจุด Pitch Point

- Prime Circle คือวงกลมที่เล็กที่สุดที่สามารถเขียนไปสัมผัสผิวของ Pitch Circle โดยใช้จุดศูนย์กลางของลูกเบี้ยวเป็นจุดศูนย์กลาง



รูปที่2.7 ส่วนประกอบต่างๆของลูกเบี้ยว

(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

2.5.2 Displacement Diagram

Displacement Diagram เป็นกราฟที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการขจัดของตัวตามที่เคลื่อนที่กับจำนวนองศาที่ถูกหมุนไปหรือเวลาที่ใช้ในการหมุน โดยจำนวนองศาของลูกเบี้ยวจะอยู่ในแกนราบ และการขจัดของตัวตามอยู่ในแนวดิ่ง Diagramนี้จะเป็นตัวกำหนดรูปร่างลูกเบี้ยว ลูกเบี้ยวแต่ละลูกจะมีแบบการเคลื่อนที่ของตัวตามที่แตกต่างกันไป เช่น เคลื่อนที่แบบความเร่งคงที่ เคลื่อนที่แบบความเร็วคงที่ เคลื่อนที่แบบ Simple Harmonic Motion เคลื่อนที่แบบ Cycloidal Cycloid

2.5.2.1เคลื่อนที่แบบความเร่งคงที่ (Constant Acceleration)

ความเร่งคงที่เป็นการเคลื่อนที่ที่มีสมการความสัมพันธ์ระหว่าง ความเร่ง การขจัด และเวลาคือ

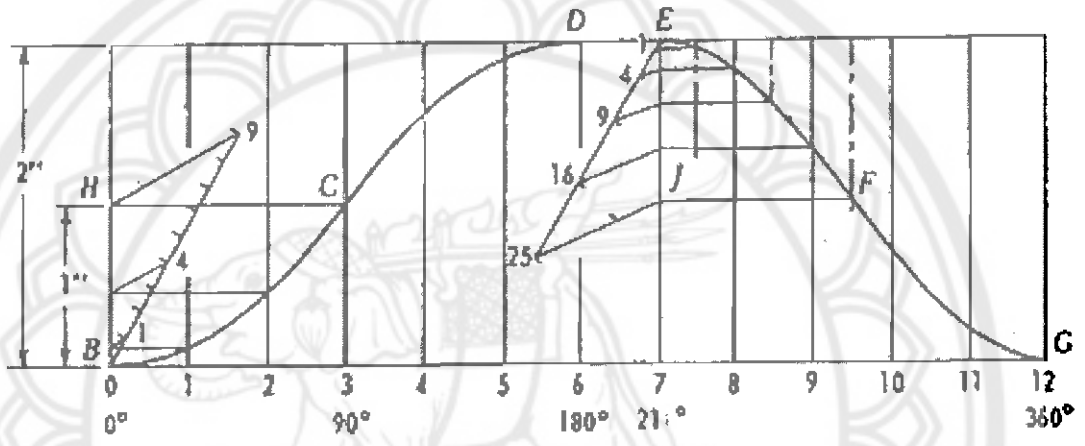
$$S = \frac{1}{2}at^2 \tag{2.20}$$

โดยที่ S = การขจัด , m

a = ความเร่ง , m/s^2

t = เวลา , s

เนื่องจากกราฟที่ได้จากสมการที่(2.20) เป็นเส้นโค้งแบบ Parabola ดังนั้นบางครั้งการเคลื่อนที่แบบนี้ เรียกว่า Parabolic Motion จะได้ Displacement Diagram ดังรูปที่2.8

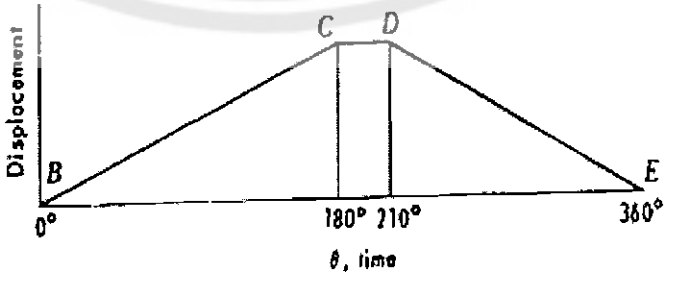


รูปที่2.8 Displacement Diagram เคลื่อนที่แบบความเร่งคงที่

(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

2.5.2.2 ความเร็วคงที่ (Modified Constant Velocity)

ความเร็วคงที่เป็นการเคลื่อนที่ที่มีสมการความสัมพันธ์ระหว่าง การขจัด กับเวลาจะมีกราฟเป็นเส้นตรงจะได้ Displacement Diagram ดังรูปที่2.9

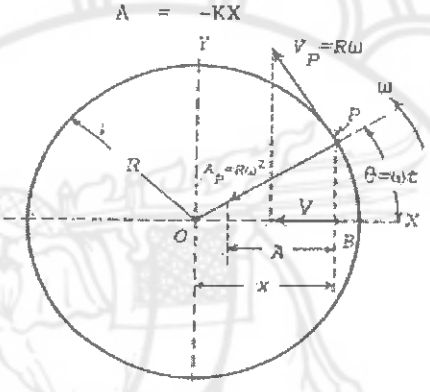


รูปที่2.9 Displacement Diagram ความเร็วคงที่

(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

2.5.2.3 S.H.M. (Simple Harmonic Motion)

อนุภาคจะมีการเคลื่อนที่เป็นแบบ S.H.M. ถ้าความเร่งของอนุภาคนั้นเป็นสัดส่วนกับการขจัด(โดยวัดจากจุดคงที่) และมีทิศทางตรงข้ามกัน พิจารณาการเคลื่อนแบบ S.H.M. โดยพิจาราณาอนุภาค P ซึ่งเคลื่อนที่ไปบนเส้นรอบของวงกลมรัศมี R ดังรูปที่2.10 เส้นประที่ Projection ของจุด P บนเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลม บนแกนX คือ จุดB จะเคลื่อนที่แบบ S.H.M โดย OP หมุนไปด้วยความเร็วคงที่ ω



รูปที่2.10 รูปการพิจารณาการเคลื่อนที่แบบ S.H.M

(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

การขจัดของจุด B คือ $x = R\cos\omega t$ (2.21)

$$V = \frac{ds}{dt} = -R\omega\sin\omega t \quad (2.22)$$

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} = -R\omega^2\cos\omega t \quad (2.23)$$

โดยที่ S = การขจัด , m

a = ความเร่ง , m/s^2

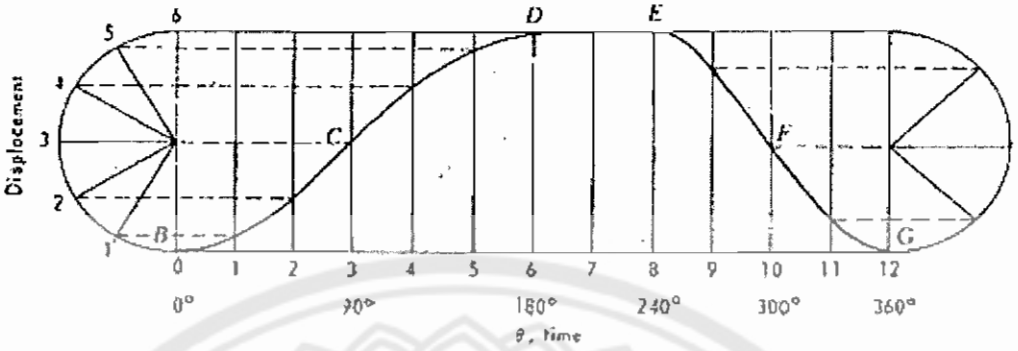
t = เวลา , s

R = รัศมีการเคลื่อนที่ , m

V = ความเร็ว , m/s

ω = ความเร็วเชิงมุม , rad/s

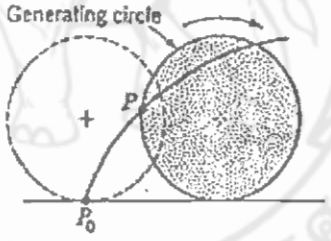
นำความสัมพันธ์ตามสมการที่ (2.21) , (2.22) , (2.23) เขียน Displacement Diagram ดังรูปที่ 2.11



รูปที่2.11 Displacement Diagram เคลื่อนแบบ S.H.M
(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

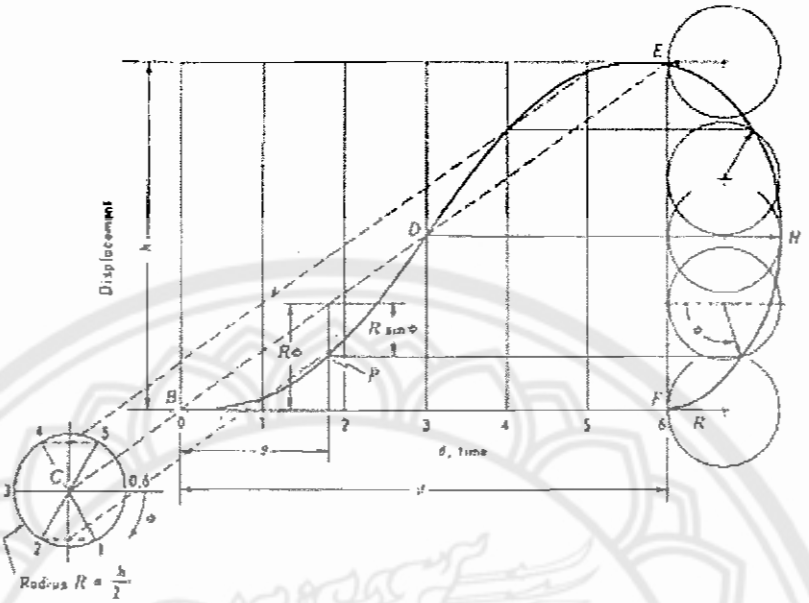
2.5.2.4 Cycloidal Cycloid

Cycloidal Cycloid คือเส้นโค้งที่เป็นทางเดินของจุดที่อยู่บนเส้นรอบของวงกลมในขณะที่วงกลมนั้นกลิ้งไปบนเส้นตรงดังรูปที่2.12



รูปที่2.12 รูปการเคลื่อนที่แบบCycloidal Cycloid
(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

กราฟของการขจัดสำหรับ Cycloidal Motion ก็ได้มาจาก Cycloid ซึ่งเป็นทางเดินของจุดบนเส้นรอบวงของวงกลมในขณะที่วงกลมกลิ้งไปบนเส้นตรงนั่นเอง ซึ่ง Displacement Diagram ดังรูปที่2.13



รูปที่2.13 Displacement Diagram เคลื่อนแบบ Cycloidal Motion
(ที่มา: กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล, รศ.วุฒิชัย กปิลกาญจน์)

2.6 ทฤษฎีของสายพาน

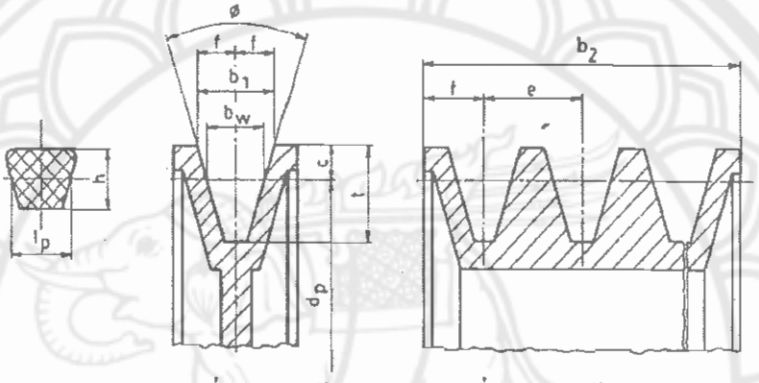
2.6.1 สายพานลิ่ม

สายพานลิ่มใช้ส่งกำลังได้ค่อนข้างมาก โดยต้องการแรงดึงชั้นต้นในสายพานค่อนข้างน้อย ทั้งนี้เพราะผลจากการเกาะยึดตัวกันระหว่างด้านข้างของสายพานที่เรียวกับร่องรูปลิ่มของ วงล้อสายพาน ทำให้เกิดแรงเสียดทานสูง ซึ่งเป็นผลทำให้สายพานทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพดี แม้ว่าจะมีส่วนโค้งสัมผัสน้อย และมีแรงดึงชั้นต้นค่อนข้างต่ำ และเหมาะกับการใช้งานใน กรณีที่ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางน้อย ในการส่งกำลังจะส่งได้มากที่สุดเมื่อผิวด้านข้างของสายพานอัดแน่นกับร่องบนล้อสายพาน และในกรณีที่มีเหตุฉุกเฉิน ก็อาจใช้ผลจากการอัดแน่นนี้ทำหน้าที่เป็นเบรกได้ด้วย

การขับด้วยสายพานลิ่มมีข้อดี คือเงียบ สะอาด และสามารถรับแรงกระตุกได้ นอกจากนั้นยังมีขนาดกะทัดรัด มีประสิทธิภาพดี และแบริ่งของเพลาไม่ต้องรับแรงมากเกินไป จึงมักใช้ในการขับทางด้านอุตสาหกรรมทั่วไป ซึ่งใช้สายพานขับได้โดยมีอัตราการทดสูงประมาณ 7 : 1 หรืออาจใช้ได้สูงถึง 10:1

2.6.2 ขนาดสายพานและวงล้อสายพานลิ่ม

สายพานลิ่ม มีหน้าตัดเป็นรูปลิ่ม ดังนั้นในการกำหนดขนาดจึงมักกำหนดโดยใช้ ความกว้างพิตช์ (pitch width) และความหนาสายพานโดยใช้ตัวอักษรแทนซึ่งแบ่งออกเป็นสายพานลิ่มแบบแคบ (narrow V-belts) มีขนาด SPZ SPA SPB และ SPC และสายพานลิ่มธรรมดามีขนาด Y Z A B C D และ E ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะสายพานลิ่มแบบธรรมดาเท่านั้น รูปร่างหน้าตัดของสายพานลิ่มและล้อสายพาน ดูได้จากรูปที่ 2.14 ส่วนขนาดต่าง ๆ(ดูได้จากตารางที่ 2 และ 3 ภาคผนวก ก)



รูปที่ 2.14 หน้าตัดสายพานลิ่มและวงล้อสายพาน

(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

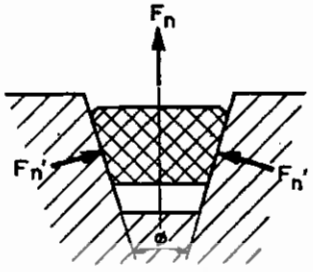
2.6.3 กลศาสตร์ของสายพานลิ่ม

ในการขับด้วยสายพานลิ่ม แรงปฏิกิริยาระหว่างสายพานกับวงล้อสายพานจะอยู่ในทิศทางตั้งฉากกับผิวสัมผัส ดังรูปที่ 2.15 ให้ F_n เป็นแรงปฏิกิริยาในแนวตั้งฉากระหว่างผิวสัมผัสของสายพานกับร่องบนวงล้อสายพาน มีสมการเป็น

$$2fF_n = dF \tag{2.24}$$

แรงปฏิกิริยารวมของแรง F_n ทั้งสองแรงคือ

$$W_p = z\left(F_1 - F_2\right)v \tag{2.25}$$



รูปที่ 2.15 แสดงแรงบนสายพานลิ่ม
(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

และกำลังที่ส่งได้โดยสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$W_p = z\left(F_1 - F_2\right)v \tag{2.26}$$

โดยที่ v = ความเร็วของสายพานเป็น, m/s

z = จำนวนสายพาน , เส้น

F_1 = แรงดึงในด้านตึง , N

F_2 = แรงดึงในด้านหย่อน , N

ความยาวพิตช์โดยประมาณของสายพานลิ่มหาค่าได้จากสมการ

$$L_p = 2C + 1.57\left(D_p + d_p\right) + \frac{\left(D_p + d_p\right)^2}{4C} \tag{2.27}$$

โดยที่ D_p = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของวงล้อสายพานตาม , m

d_p = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของวงล้อสายพานขับ , m

C = ระยะห่างศูนย์กลางของวงล้อสายพาน , m

ในกรณีที่ทราบความยาวพิตช์แล้วต้องการหาระยะห่างระหว่างศูนย์กลางก็ทำได้โดยใช้สมการ

$$C = p + \sqrt{p^2 + q} \tag{2.28}$$

โดยที่ $p = 0.25L_p - 0.393\left(D_p - d_p\right)$

$q = 0.125\left(D_p - d_p\right)^2$

2.6.4 การทำให้เกิดแรงดึงชั้นต้นในสายพานลิ่ม

การทำให้เกิดแรงดึงชั้นต้นจะช่วยทำให้การขับด้วยสายพานมีประสิทธิภาพดี และยืดอายุการใช้งานของสายพาน ถ้าออกแรงดึงชั้นต้นไม่เพียงพอจะทำให้ส่งกำลังได้น้อยลง ประสิทธิภาพต่ำลง ทำให้สายพานมีอายุการใช้งานลดลงเนื่องจากการสลิป แต่ถ้าออกแรงดึงชั้นต้นมากเกินไป

จะทำให้ขอบสายพานยืดตัวมากเกินไป เกิดความเค้นในสายพานมากแบริ่งที่รองรับวงล้อสายพานจะรับแรงมากเกินไป ด้วยเหตุนี้เองจึงต้องออกแรงดึงชั้นต้นให้เหมาะสมกับแรงภายนอกที่กระทำกับสายพาน จากสมการแรงดึงชั้นต้นในสายพานขณะส่งกำลังคือ

$$F_i = \left(k_1 F + z k_2 v^2\right) \sin\frac{\alpha}{2} \qquad (2.29)$$

โดยที่ $F = F_1 - F_2$

k_1, k_2 = ตัวประกอบใช้งาน

z = จำนวนสายพาน , เส้น

α = มุมสัมผัส , องศา

2.6.5 การคำนวณหาขนาดของสายพานลิ่ม

ในการเลือกขนาดของวงล้อสายพาน บริษัทผู้ผลิตได้แนะนำให้เลือกขนาดของล้อสายพานให้โตที่สุดเท่าที่จะทำได้ ขนาดของล้อสายพานไม่ควรจะเล็กกว่าค่าที่กำหนดไว้ในตารางที่ 2 (ภาคผนวก ก) แต่ข้อควรระวังคือ ขณะใช้งานปกติความเร็วของสายพานไม่ควรสูงกว่า 30 m/s

การหาขนาดหน้าตัดโดยประมาณของสายพานลิ่มสำหรับการส่งกำลัง อาจทำได้โดยใช้รูปที่ 2.16 แต่กำลังที่ส่งได้จริงของสายพานจะต้องตรวจสอบจากตารางการกำหนดสมรรถนะในการส่งกำลังของสายพานลิ่ม

การเลือกขนาดของสายพานลิ่มจะใช้วิธีการคำนวณหาจำนวนเส้นของสายพานลิ่มที่ต้องการ ใช้งานจากกำลังงานที่ต้องการขับ และตัวประกอบที่ใช้แก้ไขต่าง ๆ จำนวนเส้นของสายพานลิ่มได้จากสมการ

$$z = \frac{W_p \bullet N_s}{P_R \bullet N_a \bullet N_l} \qquad (2.30)$$

โดยที่ z = จำนวนเส้นของสายพานลิ่ม , เส้น

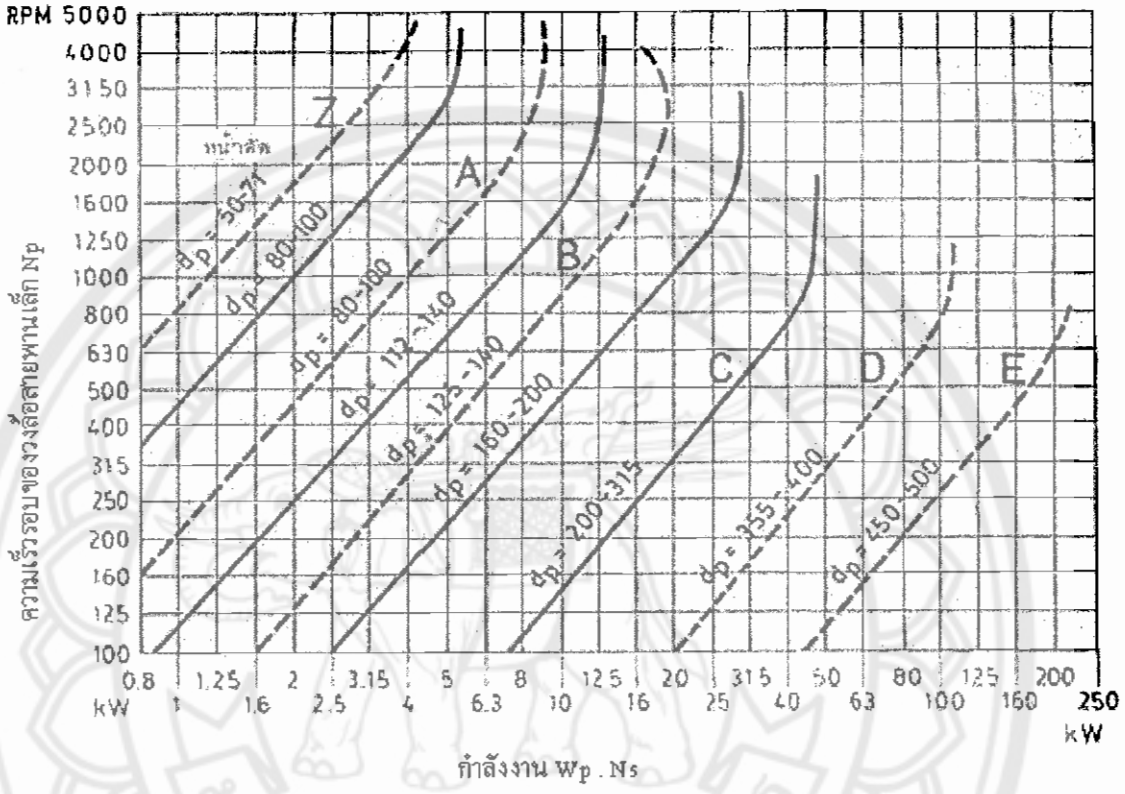
W_p = กำลังงานที่ต้องการส่ง , W

N_s = ตัวประกอบใช้งาน(ดูได้จากตารางที่ 4ภาคผนวก ก)

N_a = ตัวประกอบแก้ไขส่วนโค้งสัมผัส(ดูได้จากตารางที่ 5 ภาคผนวก ก)

N_1 = ตัวประกอบแก้ไขความยาวสายพาน (belt length correction factor) (ดูได้จากตารางที่ 6 – 12 ภาคผนวก ก)

P_R = กำลังที่สายพานลิ่มเส้นหนึ่งเส้นส่งได้ (ดูได้จากตารางที่ 6 – 12 ภาคผนวก ก)

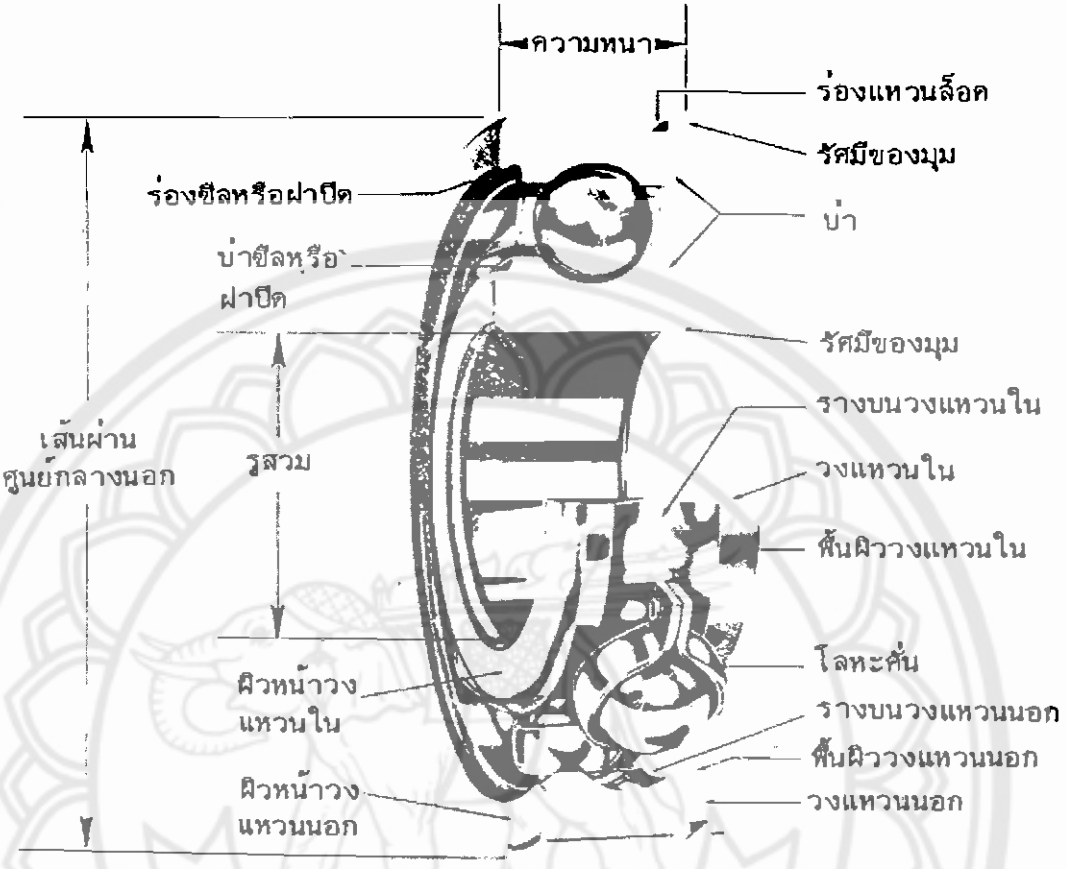


รูปที่2.16 แผนภูมิใช้ในการเลือกขนาดหน้าตัดของสายพานลิ่ม

(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

2.7 ทฤษฎีโรลลิ่งแบริ่ง

โรลลิ่งริ่ง (Rolling Bearing) หมายถึง แบริ่งที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบริ่งที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้งแทนผิวสัมผัสแบบเลื่อนทำให้มีแรงเสียดทานน้อยมาก ซึ่งประกอบด้วยแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม ที่คอยรับแรงจากวงแหวนวงหนึ่งส่งผ่านไปยังวงแหวนอีกวงหนึ่งโดยการกลิ้งไปบนวงแหวน ดังรูปที่ 2.17



รูปที่ 2.17 ส่วนต่างๆ ของบอลแบริ่ง

(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วริทธิ์ อื้ลภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

สมาคมผู้ผลิตแบริ่ง(Anti-Friction Bearing Manufacturers Associatetion: AFBMA) ได้กำหนดขนาดและหลักเกณฑ์ที่จะใช้เลือกแบริ่งขึ้น ทำให้สามารถเลือกแบริ่งจากแค็ตตาลอกของผู้ผลิตต่างๆได้

ข้อดีของโรลลิ่งแบริ่งเมื่อเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. มีความเสียดทานขณะสตาร์ทน้อย
2. ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา
3. ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย
4. ใช้เนื้อที่ทางด้านแกนน้อย
5. สามารถรับแรงรุน(Thrust load) และแรงในแนวรัศมีได้พร้อมกัน

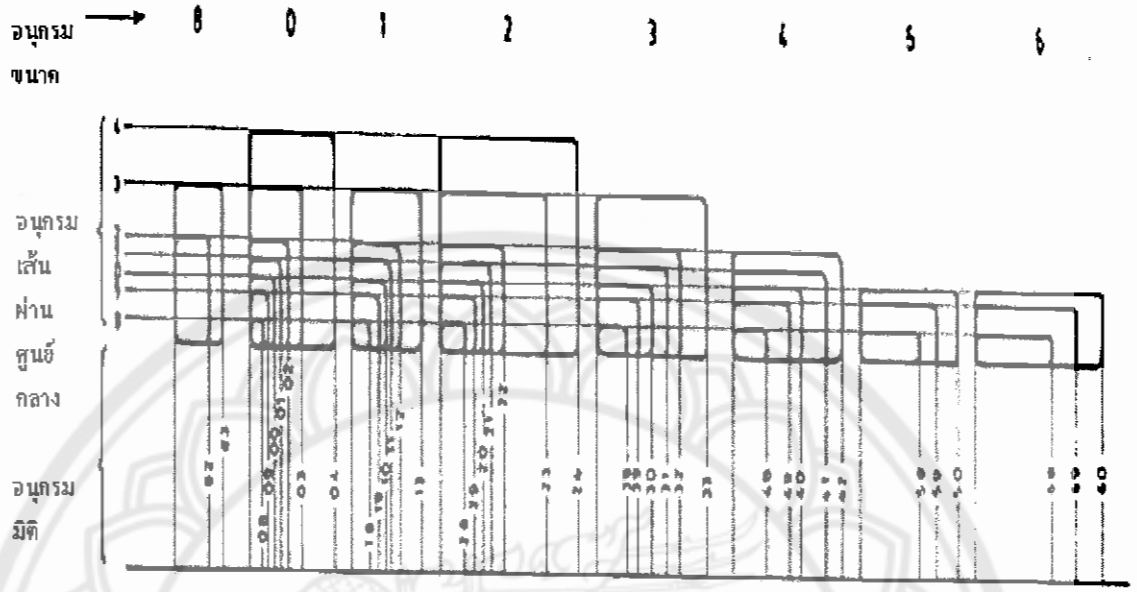
6. สามารถที่จะทราบได้ว่าแบริ่งกำลังจะเสีย โดยสังเกตจากเสียงดังที่ผิดปรกติ
7. มีเคลียแรนซ์น้อยมาก
8. สามารถรองรับเพลาในตำแหน่งใดๆ ได้
9. ทำการติดตั้งได้ง่าย

ข้อเสียของโรลลิ่งแบริ่งเมื่อเปรียบเทียบกับเจอร์นัลแบริ่ง

1. ใช้เนื้อที่ทางด้านรัศมี (radial space) มากกว่า
2. โดยปกติราคาแพงกว่า
3. ขณะทำงานมีเสียงดังกว่า เนื่องจากมีการสัมผัสระหว่างผิวของลูกกลิ้งและวงแหวนข้างในบางขณะ
4. อายุการใช้งานสั้นกว่า ทั้งนี้เนื่องจากความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่าสูงและการะทำซ้ำกัน (repeated load) จึงทำให้วัตถุเกิดความล้า
5. เมื่อมีแรงกระแทกทำให้อายุการใช้งาลดลงได้มาก

2.7.1 มิติมาตรฐานของโรลลิ่งแบริ่ง

มาตรฐานนี้จะบอกมิติภายนอกของแบริ่งคือขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกภายในและความหนา ส่วนมิติภายในแบริ่งผู้ผลิตจะเป็นผู้ออกแบบ โดยมาตรฐานนี้จะแสดงได้ดังรูปที่ 2.18 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมของแบริ่งต่างๆ จะเห็นได้ว่าผู้ออกแบบสามรถเลือกใช้แบริ่งที่มีความหนาตามความต้องการได้ โดยที่ขนาดเส้นผ่ายศูนย์กลางภายนอก เปลี่ยนไปเป็นขนาดต่างๆกันได้ ความเสียดทานในโรลลิ่งแบริ่งมีความเสียดทานน้อยมาก



รูปที่ 2.18 ขอบเขตของมิติ สำหรับอนุกรมของแบริ่งต่างๆ
(ที่มา: การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วริทธิ์ อิ้ลภากรณ์ และชาญ ถนัดงาน)

2.7.2 อายุการใช้งานของแบริ่ง

แบริ่งที่ได้รับการติดตั้งและหล่อลื่นอย่างดีปราศจากฝุ่นหรือเศษผงและไม่อยู่ภายใต้แรงกระทำที่มีค่ามากเกินความสามารถของแบริ่งจะรับไว้ได้ แบริ่งจะเสียหายเนื่องจากความล้า AFBMA ได้กำหนดพื้นฐานสำหรับการประเมินค่ามาตรฐานของอายุการใช้งานแบริ่ง L แปรผันเป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี P คือ

$$L \propto \frac{1}{P^k} \tag{2.31}$$

โดยที่ ค่าคงที่ k =3 สำหรับบอลแบริ่ง

k = 3.33 สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง

อายุใช้งานนับเป็นชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่งหรือนับเป็นจำนวนล้านรอบจากสมการ

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^k \tag{2.32}$$

ป
ว
225
ว267ก
2548
25
ท 38590094
สำนักหอสมุด
17 มี.ค.

จากสมการ ถ้าลดแรงลง 1 เท่าแล้ว อายุใช้งานของบอลแบริ่งจะเพิ่มขึ้น 8 เท่า สำหรับ โรลเลอร์แบริ่งอายุใช้งานจะเพิ่มขึ้น 10.06 เท่า ดังนั้น จึงต้องระมัดระวังในการคำนวณหาขนาดของแรงที่กระทำต่อแบริ่งให้ใกล้เคียงความเป็นจริงที่สุด