บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องที่ใช้ในการออกแบบเครื่องทดสอบการกระแทก มีดังนี้

3.1ทฤษฎีความเสียหาย

เมื่อชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลหรือชิ้นงานไม่สามารถทำงานตามที่ออกแบบไว้ คือ ชิ้นส่วนของเครื่องจักรกลเกิดการเสียหาย ต้องทำการซ่อมแซมหรือทิ้งไป ทฤษฎีความเสียหายเป็นหลักเกณฑ์ในการออกแบบเพื่อป้องกันการเสียหายของชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องจักรกลที่อยู่ภายใต้ภาระแบบสถิตย์ โดยใช้ค่าที่ได้จากการทดสอบด้วยการดึงอย่างง่ายๆ ทฤษฎีที่ใช้กันโดยทั่วไป มีดังนี้

3.1.1 ทฤษฎีความเค้นหลักสูงสุด (Maximum principal stress theory)

3.1.2 ทฤษฎีความเค้นเฉือนหลักสูงสุด (Maximum shear stress theory)

3.1.3 ทฤษฎีความเครียดหลักสูงสุด (Maximum principal strain theory)

3.1.4 ทฤษฎีพลังงานการเปลี่ยนรูป (Distortion energy theory)

3.1.5 ทฤษฎีความเค้นเฉือนอ๊อคตาฮีดรัล (Octahedral shearing stress theory)

3.1.6 ทฤษฎีความฝืดภายในหรือทฤษฎีคูลอมบ์มอร์ (Internal-friction theory or Coulomb-Mohr theory)

3.2 การหาน้ำหนักและความยาวของหัวค้อน

กำหนดให้เครื่องทดสอบสามารถทดสอบที่ค่าพลังงานการแตกหักสูงสุด 300 J และความเร็วขณะกระแทกของหัวค้อน 5.47 m/s ซึ่งอยู่ในขอบเขตของมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมการทดสอบเหล็กและเหล็กกล้า (มอก. 244 เล่ม 8 ถึง 9-2522)

จากกฎการอนุรักษ์ของพลังงาน

พลังงานจลน์ของค้อน = พลังงานการกระแทกที่ดูดซับโดยชิ้นงาน

$$\frac{mv^2}{2} = 300J$$

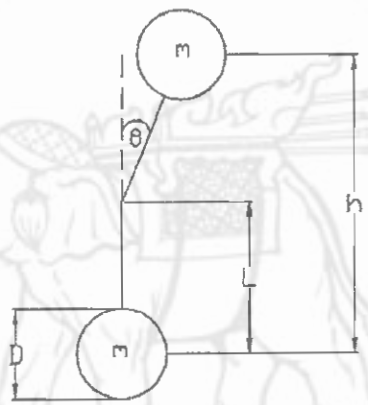
ดังนั้นมวลของหัวค้อน

$$m = \frac{2x300}{5.47^2}$$

$$= 20 \text{ kg.}$$

พิจารณาแผนภาพชุดหัวค้อนดังแสดงในรูปที่ 3.1 กำหนดให้ระยะจากจุดหมุน A ถึงจุดศูนย์กลางของหัวค้อนยาว L และ $D = 220$ mm

ที่ตำแหน่ง 1 หัวค้อนอยู่ในตำแหน่งที่ทำมุม θ กับแกนตั้ง และที่ตำแหน่ง 2 หัวค้อนอยู่ที่ตำแหน่งต่ำสุด



รูปที่ 3.1 แสดงลักษณะความยาวของหัวค้อน

จากกฎทรงพลังงานระหว่างตำแหน่งที่ 1 และ 2 จะได้ความสัมพันธ์

$$\frac{mv^2}{2} = mgh = mgL(1+\cos\theta)$$

ดังนั้น

$$L = \frac{v^2}{2g(1+\cos\theta)}$$

$$= \frac{5.47^2}{2x9.81x(1+\cos\theta)}$$

เมื่อ θ=10 องศา

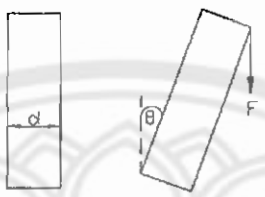
$$= 0.7683 \text{ m} = 76.83 \text{ mm}$$

เลือกใช้ 78 cm

เนื่องจากเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวค้อนเท่ากับ 220 mm

ดังนั้นความยาวของด้ามค้อนเท่ากับ $780 - \frac{220}{2} = 670$ mm

3.3 การออกแบบขนาดของด้ามค้อน



รูปที่ 3.2 แสดงลักษณะของด้ามค้อน

เลือกใช้เหล็กเพลาขาวที่มี $\sigma = 324$ MPa

เลือก safety factor ; N = 3

ความเค้นดัดที่เกิดขึ้น

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{(20x9.81\sin 10)x(780)x(\frac{d}{2})}{\frac{\pi}{64}xd^4}$$

ขณะเดียวกันก็รับแรงกดด้วย

$$\sigma_b = \sigma_c = \alpha \frac{F}{A}$$

สมมติให้ความเพรียวอยู่ในช่วงของสูตรจอห์นสัน

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{\sigma_y \left(\frac{L_e}{k}\right)^2}{4\pi^2 E}}$$

ปลายอิสระ

$$L_e = 2L$$

$$= 2x780 = 1560 \text{ mm}$$

$E = 207\ kN/mm^2$

$$k = \frac{d}{4}$$

$$\frac{L_e}{k} = \frac{6240}{d}$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{(324)x(\frac{6240}{d})^2}{4x\pi^2 x207000}}$$

$$\alpha = \frac{d^2}{d^2 - 1543.775}$$

$$\sigma_b = \alpha \times \frac{F}{A}$$

$$\sigma_b = (\frac{d^2}{d^2 - 1543.775})(\frac{20x9.81\cos 10}{\frac{\pi x d^4}{4}})$$

$$\sigma_b = \frac{246.014}{d^4 - (1543.775xd^2)}$$

$$\frac{\sigma_y}{N} = \sigma_a + \sigma_b$$

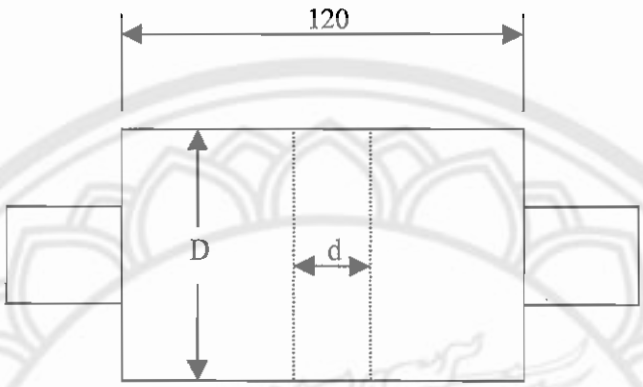
$$\frac{324}{3} = \frac{270684.845}{d^3} + \frac{246.014}{d^4 - (1543.775xd^2)}$$

d = 12.8917 mm

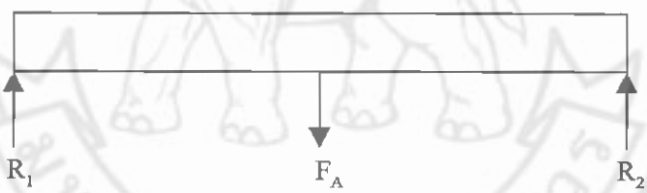
เลือกใช้ d = 25 mm

3.4 การออกแบบเพลาที่ยึดด้ามค้อน

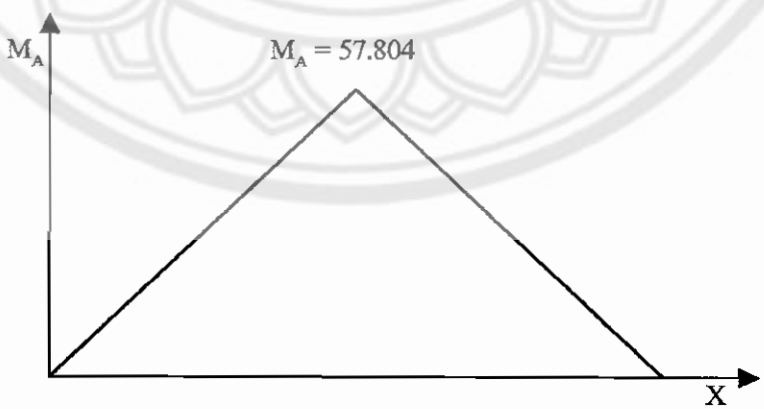
ลักษณะของเพลาที่ยึดด้ามค้อน แสดงดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 เพลาที่ยึดด้ามค้อน



รูปที่ 3.4 แผนภาพของแรงที่กระทำบนเพลาที่ยึดด้ามค้อน



รูปที่ 3.5 แผนภาพโมเมนต์ดัดบนเพลาที่ยึดด้ามค้อน

ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์

การออกแบบเพลาใช้เหล็กเพลาขาวที่มีค่า σ_{ut} = 324 MPa. ในการออกแบบ เนื่องจากเป็นค่า σ_{ut} ที่มีค่าน้อยที่สุด ขนาด d = 25 mm และค่าความปลอดภัย N = 1.5

พิจารณาแรงที่กระทำ

ไม่คิดแรงหนีศูนย์กลางเนื่องจากมวลของด้ามค้อน

ดังนั้นแรง, F = แรงหนีศูนย์กลาง + น้ำหนักหัวค้อน

$$= \frac{mv^2}{r} + mg$$

$$= \frac{20x(5.47^2)}{0.78} + (20x9.81)$$

$$= 963.40 \text{ N}$$

$$M_A = 963.40x0.06$$

$$= 57.804 \text{ Nm}$$

จากรูปที่ 3.5 แผนภาพโมเมนต์ดัดบนเพลาที่ยึดด้ามค้อน จะพบว่าที่จุด A เกิดโมเมนต์ดัดบนเพลาที่ยึดด้ามค้อน โดยที่ค่า M_A = 57.804 Nm ดังนั้นจุด A จึงเป็นจุดวิกฤติที่ใช้ในการออกแบบ

สำหรับเพลากลมที่รับความเค้นดัด และมีรูเจาะขวาง จะได้ค่าความเค้นดัดโดยประมาณ ดังนี้

$$F_A = (20x9.81) + (\frac{20x5.47^2}{0.78})$$

$$F_A = 963.40 \text{ N}$$

สำหรับเพลาเจาะรู

$$\sigma_A = \frac{M_A}{\frac{\pi D^3}{32} - \frac{d^3}{6}}$$

$$\sigma_A = \frac{\sigma_y}{N} = \frac{0.9x\sigma_{ut}}{N}$$

เลือกใช้ safety factor เท่ากับ 1.5

$$\frac{0.9x324x10^6}{1.5} = \frac{57.804}{\frac{\pi D^3}{32} - \frac{0.025^3}{6}}$$

D = 0.0309 m หรือ 30.9 mm

เลือกใช้ D = 40 mm เนื่องจากสะดวกในการจัดหาวัสดุ เพราะเป็นขนาดเหล็กที่มีขายในท้องตลาด.

3.5 การออกแบบแบริ่ง

แบริ่งเป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลที่ใช้รองรับส่วนที่เคลื่อนที่ โดยพยายามลดความเสียดทานลงให้ต่ำสุด แบริ่งแบ่งได้เป็น 2 ชนิดใหญ่ๆ คือ

ก) แบริ่งแบบกลิ้งสัมผัส (rolling bearings)

ข) แบริ่งแบบเลื่อนสัมผัส (sliding bearings)

แบริ่งแบบกลิ้งสัมผัส ลดความเสียดทานลงโดยอาศัยการกลิ้งของลูกปืน (ball) หรือลูกกลิ้งแบบทรงกระบอก (roller) ซึ่งทำให้ความเสียดทานต่ำมากเมื่อเทียบกับแบริ่งแบบเลื่อนสัมผัส แบริ่งแบบเลื่อนสัมผัสอาศัยการหล่อลื่นของสารหล่อลื่นมาช่วยลดความเสียดทานระหว่างผิวที่เลื่อนสัมผัสกัน นอกจากนี้ยังช่วยลดการสึกหรอและระบายความร้อนที่เกิดขึ้นด้วย

แบริ่งแบบกลิ้งสัมผัสจะไม่นิยมใช้กับงานที่มีความเร็วสูงมากๆเพราะความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นสูง มักนิยมใช้กับงานที่มีการหยุดบ่อยๆ

สำหรับในโครงงานนี้ต้องการให้มีความเสียดทานเกิดขึ้นน้อยและเป็นประเภทที่ใช้งานหยุดบ่อยๆ ดังนั้นจึงเลือกใช้แบริ่งแบบกลิ้งสัมผัส เพราะฉะนั้นจะกล่าวถึงเฉพาะแบริ่งแบบกลิ้งสัมผัสเท่านั้น

แบริ่งแบบกลิ้งสัมผัส แบ่งได้เป็น 2 ชนิดใหญ่ๆ คือ แบริ่งแบบลูกปืน (เม็ดกลม) และแบริ่งแบบลูกกลิ้ง (เม็ดหมอน) แบริ่งแบบลูกปืนจะถูกนำมาใช้ในโครงงานนี้ เนื่องจากมีคุณสมบัติในการรับแรงในแนวรัศมีได้ดี และรับแรงในแนวแกนได้บ้าง

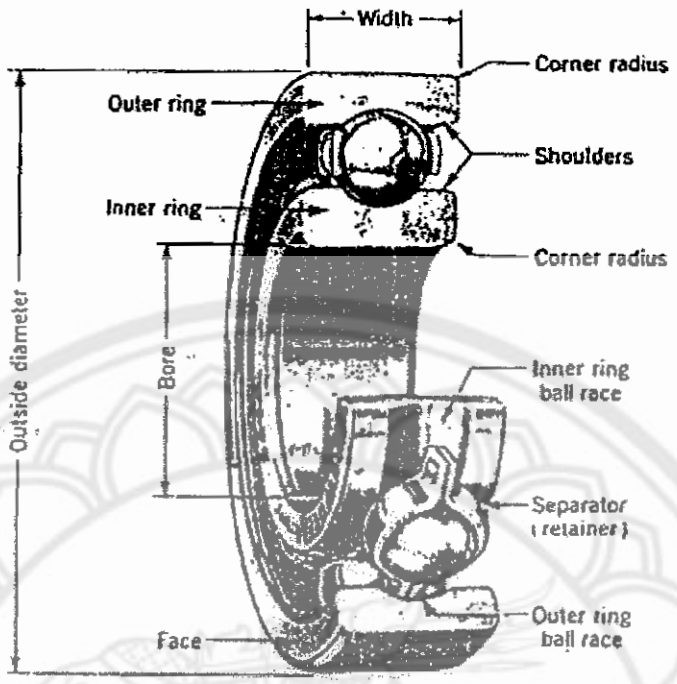
ส่วนประกอบของแบริ่งลูกปืนที่สำคัญๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.6 มีดังนี้

ก) วงแหวนนอก (Outer ring)

ข) วงแหวนใน (Inner ring)

ค) ลูกปืน (ball)

ง) แหวนกั้น (separator)



รูปที่ 3.6 ลักษณะของแบริ่งลูกปืน

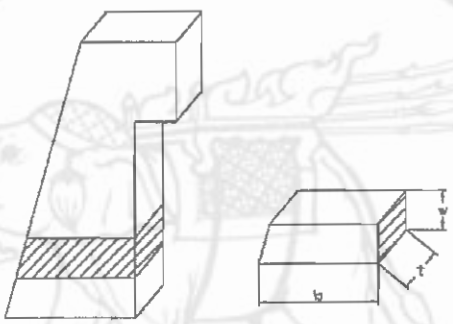
(ที่มา : การออกแบบเครื่องจักรกล 2, ดร.วริทธิ์ อิ่งภากรณ์และชาญ ถนัดงาน)

ตารางที่ 3.1 ตารางแบริ่งแบบลูกปืน 02-series ball bearing

BORE,	OD,	WIDTH,	FILLET RADIUS	SHOULDER DIAMETER, mm		LOAD RATINGS, kN			
						DEEP GROOVE		ANGULAR CONTACT	
mm	mm	mm	mm	d_s	d_a	C	C_0	C	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121.	85.0

และจากตารางที่ 3.1 ซึ่งเป็นแบริ่งที่มีขายอยู่ในตลาดจึงได้เลือกที่จะใช้ชนิด 02-series ball bearing เพื่อทำให้เกิดความเสียดทานน้อยที่สุด โดยที่จากขนาดของเพลาที่มีเส้นผ่าศูนย์กลาง 25 มิลลิเมตร จึงได้เลือกแบริ่งที่มีขนาดBore 25 มิลลิเมตร ซึ่งมีค่าของ Load ratings เท่ากับ 6950 นิวตัน และจากการคำนวณของแรงที่กระทำกับแบริ่งเพียง 963.40 นิวตัน จึงสามารถที่จะเลือกนำมาใช้ได้

3.6 การออกแบบความหนาของแผ่นโครงสร้าง



รูปที่ 3.7 ลักษณะโครงสร้างของแผ่นโครงสร้างเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทก

โครงสร้างของเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทกเป็นเหล็กแผ่นหนาจำนวน 2 แผ่นยึดคู่กัน มีลักษณะดังรูปที่ 3.7 และแผ่นโครงสร้างจะรับแรงสองแบบ คือ แรงเนื่องจากความเค้นเฉือนและแรงเนื่องจากความเค้นอัด

การคำนวณโดยกำหนดวัสดุเป็นเหล็กแผ่นหนา ซึ่งมีค่าความต้านแรงดึงครากต่ำสุด, $\sigma_{y,min} = 270$ MPa (มอก.528-2527) และเลือกค่าความปลอดภัย, $N = 4$

การโก่งของเสารอบแกน xx จะเกิดขึ้นมากกว่าการเกิดการโก่งรอบแกน yy

$$k = \frac{b}{\sqrt{12}}$$

พิจารณาเสาเป็นแบบ clamped-free ; $L_e = 2L$

ทดลองใช้สูตรของจอห์นสัน

$$F = \frac{\sigma_y A}{N}\left(1 - \frac{\sigma_y (L_e / k)^2}{4\pi^2 E}\right)$$

$$481.7 = \frac{270x10^6(0.30b)}{4}(1 - \frac{270x10^6(2x0.95\sqrt{12}/b)^2}{4\pi^2 x207x10^9}$$

b = 0.0378 m

ทดลองหาค่า

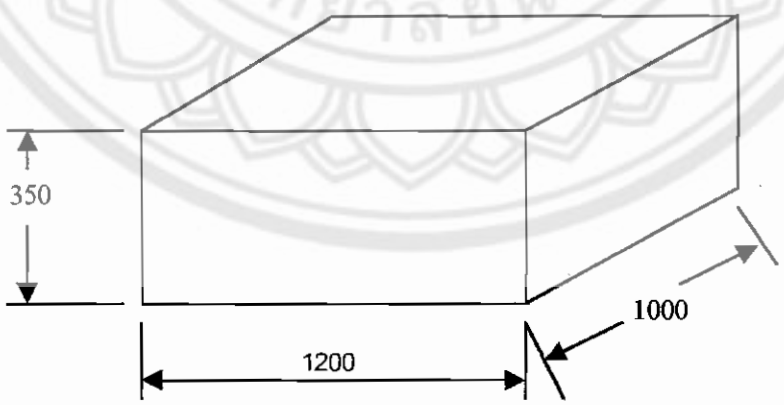
$$\frac{L_e}{k} = \frac{2x0.95}{\sqrt{12}/0.0378}$$

$= 0.0207 < 115$ จึงใช้ได้

ดังนั้นในการสร้างเลือกเหล็กแผ่นที่มีความหนา 12.5 mm

3.7 การหามวลของฐานเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทก

เนื่องจากมาตรฐาน ASTM ได้กำหนดว่าฐานของเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทกจะต้องมีขนาดเป็น 40 เท่าของมวลหัวค้อน เพราะฉะนั้นมวลของฐานเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทกจึงต้องมีมวลเท่ากับ 40x20 = 800 กิโลกรัม จึงเลือกที่จะทำฐานเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทกโดยวิธีการหล่อฐานคอนกรีต โดยที่คอนกรีตมีค่าของความหนาแน่น 2400 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร จึงสามารถหาค่าปริมาตรของฐานเครื่องทดสอบได้เท่ากับ $\frac{800}{2400}$ = 0.33 ลูกบาศก์เมตร เพราะฉะนั้นจะหล่อเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมให้มีขนาด 1200 x 1000 x 350 mm ซึ่งได้ขนาดปริมาตรเท่ากับ 0.42 ลูกบาศก์เมตร



รูปที่ 3.8 ฐานเครื่องทดสอบการรับแรงกระแทก

3.8 การทดสอบการกระแทก

3.8.1 จุดประสงค์ในการทดสอบ

ก) เพื่อหาค่าพลังงานในการกระแทก

ข) พิจารณาค่าพลังงานที่ได้จากการกระแทกที่วัดได้กับคุณสมบัติของชิ้นทดสอบ

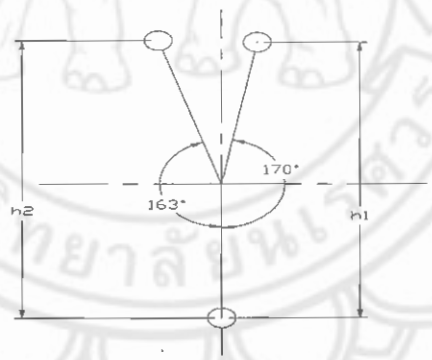
3.8.2 อุปกรณ์ในการทดสอบ

ก) เครื่องทดสอบแรงกระแทกที่สร้างขึ้น มีขนาดพลังงานการกระแทกสูงสุด 300 J

ข) ชิ้นทดสอบแรงกระแทกที่ใช้ในการทดสอบเป็นชิ้นทดสอบมาตรฐานขนาด 10x10x55 mm. มีรอยบากตรงกลางแบบตัวยู (U-notch)

3.9 การปรับตั้งสเกล

เมื่อทำการปล่อยหัวค้อนที่มุมเริ่มต้น คือ 170° หัวค้อนสามารถแกว่งขึ้นไปได้สูงสุดเป็นมุม 163° เนื่องจากสูญเสียพลังงานไปในรูปของแรงเสียดทาน ดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 แสดงการเคลื่อนที่ของหัวค้อนเมื่อไม่มีชิ้นทดสอบ

จากรูปที่ 3.9 ได้สมการ

$$W = \Delta u$$

เพราะฉะนั้นงานเนื่องจากแรงเสียดทาน

$$W_f = U_2 - U_1$$

$$= mgL(h_2 - h_1)$$

$= 20x9.81x0.78x(\cos 17^{\circ} - \cos 10^{\circ})$

$= -4.36$ J

ซึ่งจากค่าที่ได้คิดเป็น 1.45 % ของพลังงานของเครื่องทดสอบ ซึ่งมีค่าน้อยมาก

เนื่องจากงานที่เกิดจากแรงเสียดทาน ส่วนมากเกิดจากแรงเสียดทานที่ตลับลูกปืน ที่ความฝืดที่เข็มอ่านค่าพลังงาน และแรงต้านการเคลื่อนที่อื่นๆ เพื่อความสะดวกในการคำนวณ สมมติให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นนั้นมีค่าคงที่ตลอดการเคลื่อนที่

จาก $W = Fs = T\theta$

และจะได้ว่า

$$W_r = T\theta$$

เมื่อสมมติให้แรง f มีค่าคงที่ ดังนั้น T ก็มีค่าคงที่ด้วย ซึ่งจะสังเกตเห็นว่าความสัมพันธ์ระหว่าง W_r กับมุมที่หัวค้อนเคลื่อนที่ไปได้จะมีความสัมพันธ์ในรูปของสมการเส้นตรง จะได้

$$W_r = k\theta$$

$W_r = 0$ J เมื่อ $\theta = 0$

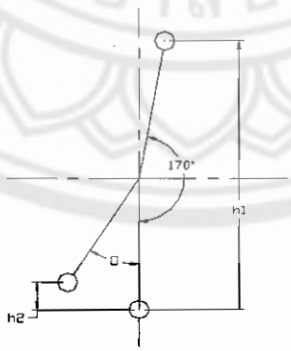
$W_r = -4.36$ J เมื่อ $\theta = 170^{\circ}+163^{\circ} = 333^{\circ}$

$$k = \frac{-4.36}{333}$$

$= -0.01$

$$W_r = -0.01\theta$$

ในการทดสอบชิ้นทดสอบ ซึ่งพิจารณาจากรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 แสดงการเคลื่อนที่ของหัวค้อนเมื่อมีชิ้นทดสอบ

จากกฎทรงพลังงานจะได้ว่า

พลังงานที่อ่านได้ = พลังงานทั้งหมด – พลังงานการกระแทก -- งานเนื่องจากแรงเสียดทาน

พลังงานทั้งหมด = $mgh_1 = mgL(1+\cos 170^\circ)$

พลังงานที่อ่านได้ = $mgh_2 = mgL(1-\cos\theta^\circ)$

งานเนื่องจากแรงเสียดทาน = $-0.01(\theta+170^\circ)$

แทนค่าพลังงานต่างๆ ลงในสมการได้

พลังงานในการกระแทก (IE) = $mgL(1+\cos 170) - mgL(1-\cos\theta) - 0.01(\theta+170)$

$= mgL(\cos 170-\cos\theta) - 0.01(\theta+170)$

เนื่องจากต้องการให้อ่านค่า

IE = 300 J ที่ $\theta = 0$

IE = 0 J ที่ $\theta = 163$

ดังนั้นจึงทำการเปลี่ยนสมการเป็นดังนี้

$W_f = -K\theta$

โดยให้

$W_f = 0$ เมื่อ $\theta = 0^\circ$

$W_f = -4.36$ เมื่อ $\theta = 163^\circ$

$K = -0.0284\theta$

ดังนั้นสมการที่ได้ คือ

$IE1 = mgL(\cos 170^\circ-\cos\theta) - 0.0284\theta$

หรืออาจจะทำได้อีกกรณีหนึ่ง คือ ใช้แฟคเตอร์คูณเข้าไปเพื่อชดเชยการสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทาน ดังสมการ

จาก IE = 300 J ที่ $\theta = 0$

IE = 0 J ที่ $\theta = 163^\circ$

$IE = KmgL(\cos\theta-\cos 163^\circ)$

แทนค่า IE และ θ ลงไปได้ค่า

$K = 1.002$

เพราะฉะนั้นจะได้

$IE = 1.002mgL(\cos\theta-\cos 163^\circ)$