

ชุดทดสอบเครื่องยนต์ แบบมอร์สเทส
ENGINE TEST BY MORSE TEST

18 ส.ค. 2544



นาย ไพฑูรย์ พันธุ์พุมมี
 นาย เสกสรรค์ มีเกียรติรอด
 นาย สรศักดิ์ พวงจำปา

โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
 อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต
 สาขาวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
 คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
 พ.ศ. 2543

หัวข้อโครงการวิศวกรรมศาสตร์

โดย

ภาควิชา

อาจารย์ที่ปรึกษา

ชุดทดสอบเครื่องยนต์แบบมอส์เทส

นาย ไพฑูรย์ พันธพุมมี

นาย เศกสรรค์ มีเครือรอด

นาย สรศักดิ์ พวงจำปา

วิศวกรรมเครื่องกล

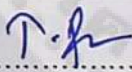
อาจารย์ ประชาสันติ ไตรยสุทธิ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้นำโครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์



(รองศาสตราจารย์ ดร. ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอบปริญญาโท



.....ประธานกรรมการ

(อาจารย์ ประชาสันติ ไตรยสุทธิ์)

.....กรรมการ

(อาจารย์ มนัส แบ่งใส)

.....กรรมการ

(อาจารย์ ไพศาล นามล)



.....กรรมการ

(อาจารย์ กิตติ สถาพรประสาธน์)

ชุดทดสอบเครื่องยนต์ แบบ MORSE TEST
ปีการศึกษา 2543

โดย

นาย ไพฑูรย์ พันธพุมมี

นาย เศกสรรค์ มีเครือรอด

นาย สรศักดิ์ พวงจำปา

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ ประชาสันติ ไตรยสุทธิ

บทคัดย่อ

โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้ มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบไดนาโมมิเตอร์สำหรับชุดทดสอบเครื่องยนต์สี่สูบ โดยมีขอบเขตโครงการที่ต้องการ วัดแรงบิดของเครื่องยนต์ โดยใช้หลักการของแรงบิดที่เกิดจากใบพัดของไฮโดรลิกส์ไดนาโมมิเตอร์ ส่งกำลังผ่านของเหลวทำให้เกิดแรงบิดที่ตัวเรือนของไฮโดรลิกส์ไดนาโมมิเตอร์ แล้วนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่ากำลังที่เพล่า กำลังที่หัวสูบ และประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ โดยวิธีการแบบ morse test

จากผลการทดสอบพบว่าเครื่องทดสอบเครื่องยนต์ที่ได้ทำการออกแบบและคำนวณค่าต่างๆสามารถนำไปสร้างเครื่องทดสอบเครื่องวัดแรงบิดของเครื่องยนต์และคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงกลได้ และสามารถนำไปใช้งานในการวัดแรงบิด และประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์ได้โดยสามารถวัดแรงบิดได้สูงสุด 213 Nm

ENGINE TESTING BY MORSE TEST

Academic Year 2000

By

Mr. Phaithun Phanthaphummee

Mr. Seksan Meekrurod

Mr. Sorasak Pongjampa

Project Report Advisor

Mr. Prachasanti Thaiyasuit

ABSTRACT

The purpose of this engineering program is to the dynamometer for four piston engine test. The study areas are included the torque measurement for engine test and to use torque from hydraulic dynamometer fan that is transferred through liquid to torque on hydraulic dynamometer and it can be calculate to brake horse power witch indicated horse power and mechanical efficiency under the principle of morse test

The results of this experiment proved that this design engine test can be use to design and measure torque for dynamometer and it can be calculate the mechanical efficiency for general engine by it can be measure maximum torque 213 Nm

กิตติกรรมประกาศ

โครงการวิศวกรรมศาสตร์นี้ สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีอีกทั้งยังเป็นพื้นฐานในการเรียนรู้เกี่ยวกับแรงบิด กำลังที่เพล่า กำลังที่หัวสูบ และประสิทธิภาพเชิงกล ซึ่งเป็นประโยชน์ต่อการศึกษาและการพัฒนาต่อไป ซึ่งความสำเร็จทั้งหมดนี้เนื่องจากได้รับความอนุเคราะห์ความกรุณาในการให้คำแนะนำปรึกษาที่ดี จากอาจารย์ประชาสันติ ไตรยสุทธิ์ อาจารย์ บัญชา คังตระกูล และอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ให้คำปรึกษาแนะนำต่างๆที่มีประโยชน์อย่างยิ่งในการทำโครงการวิศวกรรมศาสตร์ฉบับนี้

สุดท้ายนี้ทางคณะผู้จัดทำขอขอบพระคุณ บิดา มารดา ที่สนับสนุนในการศึกษา อาจารย์ทุกท่านที่ให้ความรู้ พี่ๆเพื่อนๆที่ให้ความช่วยเหลือจนกระทั่งได้มีโอกาสจัดทำโครงการวิศวกรรมศาสตร์ฉบับนี้ลุล่วงไปได้ด้วยดีจึงขอขอบพระคุณอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้ด้วย

นาย ไพฑูรย์ พันธุ์มณี
นาย เศกสรรค์ มีเครือรอด
นาย สรศักดิ์ พวงจำปา

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่	
1. บทนำ	1
ความสำคัญและที่มาของโครงการ	1
จุดประสงค์ของโครงการ	1
ขอบเขตของโครงการ	1
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎี	3
Morse test	3
ทฤษฎีการคำนวณของ Dynamometer	5
ทฤษฎีความคล้อยคลึงในการเคลื่อนที่ของของเหลว	6
ทฤษฎีการออกแบบ Dynamometer	7
ทฤษฎีการออกแบบ Bearing	9
ทฤษฎีการออกแบบงานสวมอัด	10
ทฤษฎีการออกแบบสกรู	10
การเลือก Dynamometer	12
การติดตั้ง Dynamometer เข้ากับเครื่องยนต์ตามลักษณะการใช้งาน	21
Hydraulic Dynamometer	26

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3. การคำนวณและการออกแบบ	31
คำนวณหางานสวมอัด	41
คำนวณอายุการใช้งานของโรลลิงแบร์ริง	42
คำนวณหาขนาดตาค้าง	42
คำนวณหาสลักเกลียว	43
4. อุปกรณ์ในการทดลอง	47
เงื่อนไขในการทดลอง	47
ขั้นตอนการทดลอง	47
ตารางบันทึกผลการทดลอง	51
กราฟแสดงผลการทดลอง	54
วิเคราะห์ผลการทดลอง	59
5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	60
บรรณานุกรม	61

สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่	
2.1 Quadrant ที่ทำงาน	21
2.2 Dynamometer ที่มีอยู่สำหรับการใช้งานต่าง ๆ	24
2.3 ข้อดีข้อเสียของ Dynamometer	25
3.1 งานสวมอัด	41
4.1 ตารางบันทึกผลการทดลอง	51
ภาคผนวกที่	
1.1 คุณสมบัติทางกลของวัสดุชนิดต่าง ๆ	63
1.2 งานสวมตามระบบ ISO	64
1.3 มิติมาตรฐานและแรงประเิมของโรลลิงแบร์ริง	65
1.4 ค่าตัวประกอบความล้า	66
1.5 ค่าความปลอดภัย	66
1.6 เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระดับประเทศ เกลียวธรรมดา	67
1.7 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กผสม	68
1.8 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด	69
1.9 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุดและโมเมนต์ที่ใช้ในการขันสลัก	70
1.10 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิต่าง ๆ	71
2.1 ส่วนประกอบของ Dynamometer	73
2.2 ชุดชอร์ตหัวเทียน	73
2.3 ชุดวัดอุณหภูมิน้ำเข้า-ออก	74
2.4 เครื่องมือวัดความเร็วรอบ	74
2.5 รูปด้านหน้า Dynamometer และตาชั่งสปริง	75
2.6 ภาพรวมชุดทดสอบเครื่องยนต์	75

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แรงความเค้นเฉือนในแนวแผ่นดิสก์	7
2.2 รอยต่อด้วยสลักเกลียว	10
2.3 วิธีการลดแรงเฉือนที่ทำกับสลักเกลียว	11
2.4 แบบแรก ๆ ของ Dynamometer	13
2.5 Hydrokinetic Dynamometer	13
2.6 Froude Sluice Plate Dynamometer	14
2.7 Variable Fill Hydraulic Dynamometer	15
2.8 ' Bolt – on ' Dynamometer	16
2.9 D.C. Eletrical Dynamometer	17
2.10 Eddy Current Dynamometer	18
2.11 Friction Brake	19
2.12 ทิศทาง Torque	20
2.13 Performance Corves Hydraulic Dynamometer	22
2.14 Performance Corves Electrical Dynamometer	22
2.15 Performance Corves Eddy Current Dynamometer	23
2.16 Hydraulic Dynamometer	26
2.17 แสดงแผนผังของ Froude 's Dynamometer	27
2.18 ภาพฉายใบพัด Dynamometer	28
2.19 กำลังม้ากำหนด	30
3.1 ขนาดเพลลา Dynamometer	32
3.2 แผ่นยึดล้อช่วยแรง	34
3.3 แผ่นดิสก์ Dynamometer	35
3.4 ครีبدิสก์ Dynamometer	35
3.5 ตัวเรือน Dynamometer	36
3.6 คำาหนดหามวลน้ำใน Dynamometer	37
3.7 ขนาดเพลลา Dynamometer ในการคำาหนดเพลลาเล็กสุด	38

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.8 ความเค้นที่กระทำกับแผ่นดิสก์	40
3.9 ตาซึ่งวัดแรง	42
3.10 สกรูยึดที่ฝาครอบ Dynamometer	45
4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับแรงบิด	54
4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับกำลังที่เพลลา	55
4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับกำลังที่หัวสูบ	56
4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับประสิทธิภาพเชิงกล	57
4.5 กราฟแสดงสมรรถนะรวมของเครื่องยนต์ TO YO TA - 4K	58

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	(m^2)
A_s	พื้นที่รับแรง	(m^2)
B	แรงม้าเบรค	(HP)
B_s	แรงม้าเบรคที่เพลลา	(HP)
B_h	แรงม้าเบรคที่เป็นความร้อน	(HP)
b	ความกว้าง	(m)
C	ประสิทธิภาพความจุ	$Nm / (rad/s)^2 m$
C	ประสิทธิภาพของกำลัง	$W / (rad/s)^3 m$
C_m	ตัวประกอบความล่าเนื่องจากการตัด	-
C_t	ตัวประกอบความล่าเนื่องจากการบิด	-
C_m	ประสิทธิภาพความจุแบบจำลอง	$Nm / (rad/s)^2 m$
C_p	ประสิทธิภาพความจุแบบจริง	$Nm / (rad/s)^2 m$
c	แรงพลวัตประเมิน	(kN)
c_o	แรงสถิตประเมิน	(kN)
D	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง	(m)
D_m	เส้นผ่านศูนย์กลางแบบจำลอง	(m)
D_p	เส้นผ่านศูนย์กลางแบบจริง	(m)
d_m	เส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย	(m)
E	โมดูลัสความยืดหยุ่น	(N/mm^2)
g	ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดโลก	(m/s^2)
F	กำลังที่เสียไปกับแรงเสียดทานของเครื่องยนต์	(HP)
F_i	แรงดึงขั้นต้น	(N)
F_f	แรงเสียดทานที่ผิวสัมผัส	(N)
F_n	แรงปฏิกิริยาต่อต้าน	(N)
F_s	แรงเขื่อนจากภายนอก	(N)

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	-
h	ความสูง	(m)
l	กำลังที่หัวสูบ	(HP)
k	ค่าคงที่	-
N	ความเร็วรอบ	(RPM)
P	กำลังงาน	(W)
r	ความยาวแขนยึดตาซังสปริง	(mm)
T_m	แรงบิดแบบจำลอง	(Nm)
T_p	แรงบิดแบบจริง	(Nm)
τ_y	ความเค้นเฉือนสูงสุด	(N/m)
τ_{eq}	equivalent stress	(N/mm ²)
τ_{xy}	ความเค้นเฉือน	(N/mm ²)
σ_x	ความเค้นดัด	(N/mm ²)
$\sigma_{\theta max}$	ความเค้นดัดในแนวมุมสูงสุด	(N/mm ²)
$\sigma_{r max}$	ความเค้นดัดในแนวรัศมีสูงสุด	(N/mm ²)
ω_y	ความเร็วเชิงมุม	(rad/s)

บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญและที่มาของโครงการ

ในการใช้งานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ ในปัจจุบัน มีการใช้งานกันอย่างแพร่หลาย แต่ส่วนมากผู้ใช้จะไม่ทราบสมรรถนะที่แท้จริงของเครื่องยนต์ นอกเหนือจากผู้ผลิตกำหนด ซึ่งในการใช้งานของเครื่องยนต์เพื่อใช้เป็นเวลาพอสมควรแล้วย่อมเกิดความสึกหรอของเครื่องยนต์ ทำให้สมรรถนะลดลง

ในโครงการนี้เราจะทำการศึกษาเพื่อออกแบบและสร้างอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่วัดกำลังส่งของเครื่องยนต์ ซึ่งอุปกรณ์นี้จะทำการวัด Torque จาก Flywheel ก็จะนำมาคำนวณเป็นกำลังที่ได้ ซึ่งอุปกรณ์ก็คือ Dynamometer ในการทดสอบจะใช้วิธีทดสอบแบบ Morse Test ซึ่งจะทำให้เราทราบกำลังที่ได้ เพื่อเป็นประโยชน์ในการใช้งานอย่างอื่นต่อไป

จุดประสงค์ของโครงการ

1. เพื่อศึกษาการออกแบบและจัดสร้าง Dynamometer สำหรับเครื่องยนต์ 4 จังหวะ
2. เพื่อศึกษาวิธีทดสอบแบบ Morse Test

ขอบเขตของโครงการ

1. สร้าง Hydraulic Dynamometer 1 เครื่อง แบบ Bolt-On Dynamometer
2. เครื่อง Dynamometer ต้องสามารถวัดแรงบิดสูงสุดได้ 213 Nm
3. จัดสร้างอุปกรณ์การชอร์ตหัวเทียน
4. ติดตั้งระบบจ่ายน้ำเข้า-ออก Dynamometer

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทำให้ทราบสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่แท้จริง
2. ได้ศึกษาการทำงานของเครื่อง Dynamometer เพื่อเป็นประโยชน์ในงานที่เกี่ยวข้อง

ข้อต่อไป



บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

Morse Test

กำลังที่หัวสูบและประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์สำหรับเครื่องยนต์ที่มีหลายสูบสามารถหาได้ภายในระยะเวลาอันสั้นโดยการทดสอบ ในขณะที่ทำการทดสอบ เครื่องยนต์จะหมุนด้วยความเร็วคงที่และเปิดลิ้นคั่นแรงไว้ในตำแหน่งเดียวกัน ในครั้งแรกจะต้องหากำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์โดยการชอร์ตหัวเทียนให้สูบใดสูบหนึ่งไม่ทำงาน แล้วเปลี่ยนไปชอร์ตหัวเทียนสูบอื่นทีละสูบและหากำลังที่เพลลาออกมาในลักษณะเดียวกันจนครบทุกสูบในกรณีที่เป็นเครื่องยนต์ดีเซล จะใช้การตัดการส่งน้ำมันเชื้อเพลิงไปยังหัวฉีดแทนการชอร์ตหัวเทียน

เมื่อสูบใดสูบหนึ่งถูกชอร์ตไม่ใหทำงานความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะตกลงอย่างเห็นได้ชัดก่อนที่จะอ่านค่าต่างๆ จากเครื่องมือวัดของไดนาโมมิเตอร์ เราจะต้องปรับภาวะให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์กลับคืนเท่าความเร็วรอบเดิมเมื่อทุกสูบทำงานเสียก่อน

การทดสอบเราจะสมมติว่ากำลังที่สูญเสียไปกับความเสียดทานของสูบที่ถูกชอร์ตให้ไม่ทำงาน มีค่าเท่ากับในขณะที่สูบนั้นทำงาน ในกรณีเป็นเครื่องยนต์ 4 สูบ สมมติให้

B	คือ	กำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์	ในขณะที่ทุกสูบทำงาน
B_1	คือ	กำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์	ในขณะที่สูบที่ 1 ไม่ทำงาน
B_2	คือ	กำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์	ในขณะที่สูบที่ 2 ไม่ทำงาน
B_3	คือ	กำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์	ในขณะที่สูบที่ 3 ไม่ทำงาน
B_4	คือ	กำลังที่เพลลาของเครื่องยนต์	ในขณะที่สูบที่ 4 ไม่ทำงาน

I_1, I_2, I_3 และ I_4 คือ กำลังที่หัวสูบของสูบที่ 1, 2, 3 และ 4 ตามลำดับ

F_1, F_2, F_3 และ F_4 คือ กำลังที่สูญเสียไปกับความเสียดทานของสูบที่ 1, 2, 3 และ 4 ตามลำดับ

เพราะฉะนั้น

$$\begin{aligned} B &= (I_1 - F_1) + (I_2 - F_2) + (I_3 - F_3) + (I_4 - F_4) \\ &= (I_1 + I_2 + I_3 + I_4) - (F_1 + F_2 + F_3 + F_4) \end{aligned} \quad (2.1)$$

เมื่อสูบที่ 1 ไม่ทำงาน จะไม่มีกำลังเกิดขึ้นจากสูบที่ 1 เลย แต่ความเสียดทานในสูบที่ 1 ยังคงมีอยู่ ดังนั้น

$$B_1 = (F_1) + (I_2 - F_2) + (I_3 - F_3) + (I_4 - F_4) \quad (2.2)$$

นำไปลบกับสมการของ B จะได้

$$B - B_1 = I_1 \quad (2.3)$$

ในทำนองเดียวกันนี้สำหรับสูบอื่น ๆ เราจะได้

$$B - B_2 = I_2$$

$$B - B_3 = I_3$$

$$B - B_4 = I_4$$

เพราะฉะนั้นกำลังที่หัวสูบทั้งหมดของเครื่องยนต์จะมีค่าเป็น

$$\begin{aligned} I &= (I_1 + I_2 + I_3 + I_4) \\ &= 4B - (B_1 + B_2 + B_3 + B_4) \end{aligned} \quad (2.4)$$

และประสิทธิภาพเชิงกล

$$\eta_m = \frac{B}{I} \quad (2.5)$$

ในขณะที่ทำ Morse test มีข้อควรระวังดังนี้

1. ควรจะปรับภาระของ Dynamometer เพื่อให้เครื่องยนต์มีความเร็วกลับคืนคงที่เท่าเดิมโดยเร็วมีฉะนั้นเครื่องยนต์จะเร่งในกรณีที่ต้องการเขียนเส้นกราฟของกำลังที่หัวสูบ กำลังที่เพลลาและประสิทธิภาพเชิงกล เราจะต้องทำการทดสอบหลาย ๆ ครั้งโดยกำหนดความเร็วรอบของเครื่องยนต์ให้มีค่าต่างกันออกไปจากความเร็วต่ำไปหาความเร็วสูง

2. กำลังที่เพลลาควรจะวัดให้เร็วที่สุดเท่าที่จะทำได้หลังจากทำการชอร์ตหัวเทียน

ทฤษฎีการคำนวณของ Dynamometer

แรงบิดของเครื่องยนต์ (Engine Torque)

แรงบิดที่เกิดจากใบพัดของไฮโดรลิกไดนาโมมิเตอร์ ส่งกำลังผ่านของเหลวทำให้เกิดแรงบิดที่ตัวเรือนของไฮโดรลิกไดนาโมมิเตอร์เกิดแรงกด มีหน่วยเป็น นิวตัน – เมตร

$$T = Wr \quad (2.6)$$

โดยที่

$$T = \text{แรงบิดที่เกิดจากเครื่องยนต์}$$

$$W = \text{น้ำหนักที่ถ่วงไว้ที่ปลาย}$$

$$r = \text{ความยาวของแขนจากจุดกึ่งกลาง Dynamometer ถึงตาชั่งสปริง}$$

กำลังงานจากเครื่องยนต์ (Power)

กำลังงานเบรคเครื่องยนต์ (Brake Power) เมื่อเชื้อเพลิงเกิดการเผาไหม้ แล้วจะเกิดความดันสูงผลักดันลูกสูบลง และส่งถ่ายไปยังล้อช่วยแรงออกไปขับไดนาโมมิเตอร์ แบบใช้ของเหลว และสามารถวัดกำลังงานเบรคที่ออกมาจากเครื่องยนต์ พร้อมทั้งแสดงผลออกมาในรูปของแรงบิดเบรค (Torque) Nm ดังนั้นกำลังงานเบรคหาได้จากสูตร

$$BP = \frac{2\pi TN}{(60 \times 1000)}$$

$$= \frac{TN}{9549.3} \quad (2.7)$$

เมื่อ	BP	=	กำลังงานเบรคเครื่องยนต์	kW
	T	=	แรงบิดเครื่องยนต์	Nm
	N	=	ความเร็วรอบเครื่องยนต์	RPM

แต่ถ้าคิดเป็นกำลังม้า (1 HP = 0.746 kW)

$$BHP = \frac{BP}{0.746} \quad (2.8)$$

$$BHP = \text{กำลังม้าเบรคของเครื่องยนต์}$$

ทฤษฎีความคล้ายคลึงในการเคลื่อนที่ของของเหลว

ความคล้ายคลึงกันในการเคลื่อนที่ของของเหลวสามารถใช้ได้กับของเหลวที่เคลื่อนที่ซับซ้อนจะได้สมการที่ 2.10 และสมการที่ 2.9 สำหรับแรงบิดสำหรับกำลังงานตัวแปรในสมการสัมพันธ์กับความเร็วของอีกส่วนหนึ่ง โดยเฉพาะของการขับและอัตราส่วนความเร็วในการหมุน

$$T = C\omega^2 D^5 \quad (2.9)$$

$$P = T\omega = \bar{C}\omega^3 D^5 \quad (2.10)$$

โดย

$$P = \text{กำลังงาน (power)} \quad W$$

$$C = \text{Capacity coefficient} \quad Nm (\text{rad/s})^2 m$$

$$\bar{C} = \text{Power coefficient} \quad W / (\text{rad/s})^3 m$$

Capacity coefficient และ Power coefficient เป็นคุณสมบัติเฉพาะของการออกแบบรูปทรง และเฉพาะสำหรับแต่ละสภาพอัตราส่วน ความเร็ว

$$N_r = \text{speed ratio} = \frac{\omega_T}{\omega_P} \quad (2.11)$$

จากสมการพื้นฐานที่ได้สำหรับการออกแบบการใช้คุณสมบัติจำเพาะเปลี่ยนแปลงสมรรถนะเดิมไปยังสมรรถนะที่ออกแบบ ที่ความเร็วรอบ , แรงบิด , กำลังงาน และขนาดต่างกัน ตัวแปรที่แทนในสมการใช้ได้กับ pump, turbine สถานะเดียว หรือรวมกัน ผลของการเปลี่ยนแปลงจะทำให้คำนวณหาค่าต่าง ๆ ในอีกสถานะได้

ทฤษฎีออกแบบ Dynamometer

1) Design of Shaft

- maximum shear stress (τ_y)

$$\tau_y = \frac{\sigma_y}{2} \quad (2.12)$$

- equivalent stress (τ_{eq})

$$\tau_{eq} = \left[(\tau_{xy})^2 + \left(\frac{\tau_x}{2} \right)^2 \right] \quad (2.13)$$

- ความเค้นเฉือน

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (2.14)$$

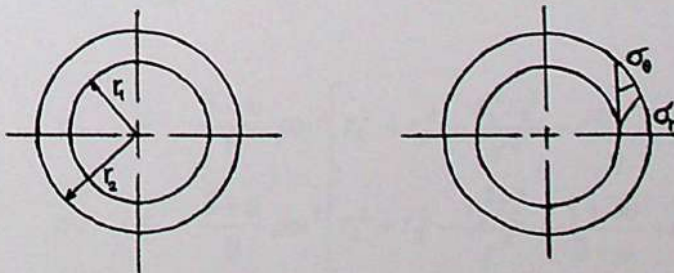
- ความเค้นดัด

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} \quad (2.15)$$

- ค่าความปลอดภัย

$$N = \frac{\tau_y}{\tau_{eq}} \quad (2.16)$$

2) Design Rotating Disc



รูปที่ 2.1 แรงความเค้นเฉือนในแนวแผ่นดิส

Rotating Disc

สมการความเค้นสำหรับ Rotating Disc ซึ่งมีรูตรงกลางคือ

$$\sigma_r = A - \left(\frac{B}{r^2}\right) - \left(\frac{3+\nu}{8}\right)\rho\omega^2 r^2 \quad (2.17)$$

$$\sigma_\theta = A + \left(\frac{B}{r^2}\right) - \left(\frac{1+3\nu}{8}\right)\rho\omega^2 r^2 \quad (2.18)$$

ในกรณีที่ Rotating Disc สวมอยู่บนเพลาลูกปืนคือ $\sigma_r = 0$ เมื่อ $r = r_2$

$$\sigma_r = A - \left(\frac{B}{r_2^2}\right) - \left(\frac{3+\nu}{8}\right)\rho\omega^2 r_2^2 = 0 \quad (2.19)$$

$$\sigma_r = A - \left(\frac{B}{r_1^2}\right) - \left(\frac{3+\nu}{8}\right)\rho\omega^2 r_1^2 \quad (2.20)$$

ดังนั้น

$$A = \frac{3+\nu}{8}\rho\omega^2(r_1^2 + r_2^2) \quad (2.21)$$

$$B = \frac{3+\nu}{8}\rho\omega^2 r_1^2 r_2^2 \quad (2.22)$$

จะได้สมการสำหรับ Rotating Disc เป็น

$$\sigma_r = \frac{3+\nu}{8}\rho\omega^2 \left[r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (2.23)$$

$$\sigma_\theta = \frac{3+\nu}{8}\rho\omega^2 \left[r_1^2 + r_2^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right] \quad (2.24)$$

ค่าสูงสุดของความเค้นในแนวเส้นรอบวงจะมีค่าเป็น

$$\sigma_{\theta \max} = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 \left[r_2^2 + \frac{1+3\nu}{3+\nu} r_1^2 \right] \quad (2.25)$$

ค่าสูงสุดของความเค้นในแนวรัศมีเกิดขึ้นที่ $r = \sqrt{r_1 r_2}$

$$\sigma_{r \max} = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 (r_2^2 - r_1^2) \quad (2.26)$$

เมื่อใช้ Tresca criterion จะได้ $\sigma_y = \sigma_{\theta}$ ดังนั้น

$$\sigma_y = \sigma_{\theta} = \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 \left(r_2^2 + \frac{1-\nu}{3+\nu} r_1^2 \right) \quad (2.27)$$

3) Rotational Speed

ความเร็วเชิงมุม ที่ทำให้เกิดการเสียหายคือ

$$\omega_y = \left[\frac{4\sigma_y}{\rho \left\{ (3+\nu)r_2^2 + (1-\nu)r_1^2 \right\}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.28)$$

ทฤษฎีการออกแบบ Bearing

จำนวนรอบการทำงานของ Bearing

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^K \quad (2.29)$$

อายุการใช้งานเป็นจำนวนชั่วโมง

$$L_{10} = \frac{L_{10}(mr)}{\text{ความเร็วรอบเพลลา}(hr)} \quad (2.30)$$

$$K = 3 \text{ สำหรับบอลแบร์ริง}$$

$$K = 3.33 \text{ สำหรับโรลเลอร์แบร์ริง}$$

ทฤษฎีการออกแบบการสวมอัด

เลือกขนาด เส้นผ่านศูนย์กลาง รูเพลาคงที่ โดยการปรับขนาดรูคว้าน

ขนาด เส้นผ่านศูนย์กลาง เหลลา = 71 mm

จากตารางภาคผนวกที่ 7

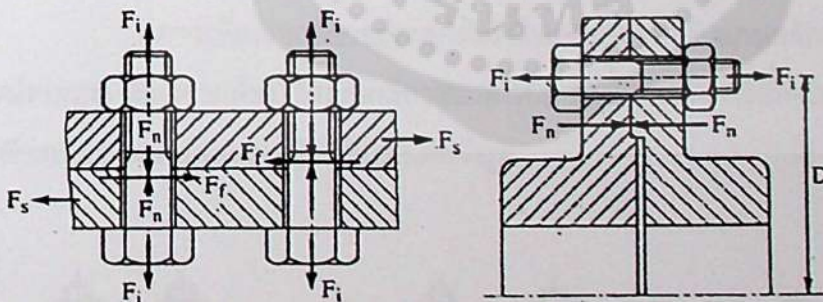
เลือกใช้ค่า

$$\phi 71^{h5} \left(\frac{0}{-13} \right) \quad (\text{เส้นผ่านศูนย์กลางเหลลา})$$

$$\phi 71^{p6} \left(\frac{-26}{45} \right) \quad (\text{เส้นผ่านศูนย์กลางรูคว้าน})$$

ทฤษฎีการคำนวณหาสกรู

ในกรณีแรงภายนอกกระทำตั้งฉากกับแกนของสลักเกลียวทำให้สลักเกลียวอยู่ภายใต้ความเค้นเฉือน ดังรูปที่ 2.2 แรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงาน จะทำหน้าที่รับแรงเฉือนจากภายนอก F_s เอาไว้ ดังนั้นจึงต้องมีแรงขันตึงมากตึงงานไว้ให้มากเพียงพอ จนกระทั่งแรงเสียดทาน F_f มากกว่า F_s



รูปที่ 2.2 รอยต่อด้วยสลักเกลียว

เมื่อต้องการส่งโมเมนต์ T เช่น คัปปลิง ดังรูปแรงขันแนวเส้นสัมผัสที่เกิดขึ้นบนเส้นรอบของฝา คัปปลิง ส่วนที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว จะทำให้แรงเฉือนบนสลักเกลียว ซึ่งหาค่าได้จาก เมื่อ D เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลม ที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว

แรงดึงขึ้นต้นเพื่อให้แรงเสียดทานระหว่าง ผิวสัมผัสของชิ้นงานเพียงพอ ที่จะรับแรงเฉือนไว้ได้ หาค่าได้จากสมการ

$$F_i = F_n \geq \frac{F_f}{Z_x f} = \frac{F_s}{Z_x f} \quad (2.31)$$

F_n คือ แรงปฏิกิริยาต่อต้าน

F_f คือ แรงเสียดทานที่ผิวสัมผัส

F_s คือ แรงเฉือนจากภายนอก

Z คือ จำนวนสลักเกลียว

F คือ สัมประสิทธิ์ ความเสียดทานหาค่าได้จากตาราง

ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียวจะต้องพิจารณาทั้งความเค้นดึงและความเค้นเฉือน ที่เกิดขึ้นบนสลักเกลียว

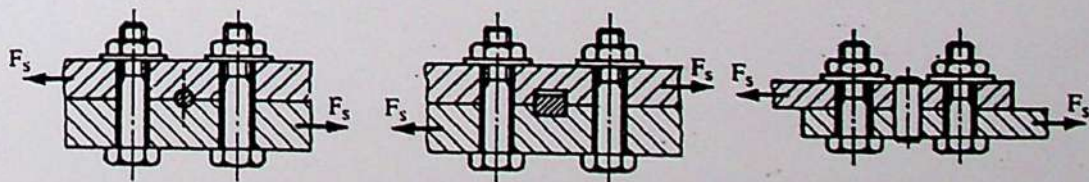
ความเค้นดึง

$$\sigma = \frac{F_i}{A_s} \quad (2.32)$$

ความเค้นเฉือน

$$\tau = \frac{F_s}{A_s} \quad (2.33)$$

สภาวะที่สลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงในแนวตั้งฉากกับแกนสลักเกลียวเป็นสภาวะที่ไม่พึงปรารถนา เนื่องจากต้องใช้สลักเกลียวขนาดใหญ่ ดังนั้นจึงมักหาวิธีที่จะลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว โดยใช้ลิ้มหรือสลักไว้ที่รอยต่อดังรูป



(ก) ใช้สลัก

(ข) ใช้ลิ้ม

(ค) ใช้สลัก

รูปที่ 2.3 วิธีการลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว

การเลือก Dynamometer

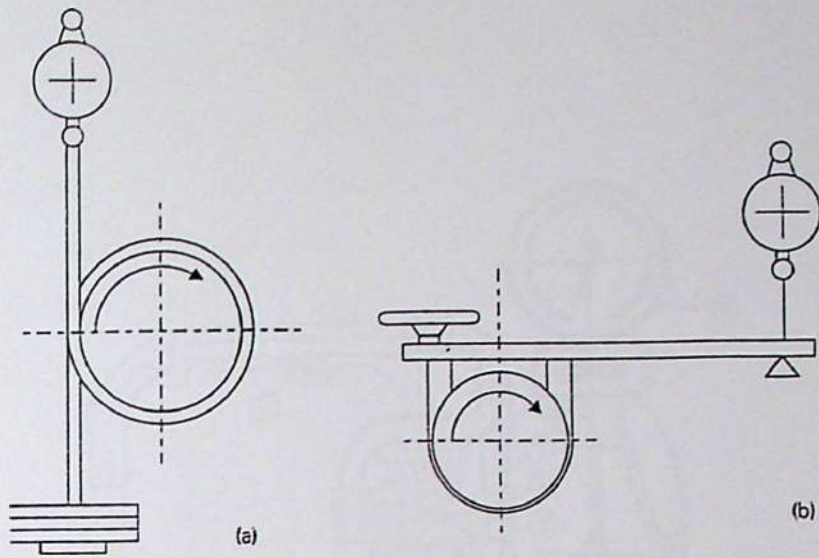
บางทีคำถามที่ยากที่สุดที่เผชิญหน้าวิศวกรในการทดสอบเครื่องยนต์คือการเลือก Dynamometer ที่เหมาะสมที่สุดในการพิจารณาคุณลักษณะข้อดีและข้อเสียของ Dynamometer หลาย ๆ แบบ มีดังนี้

Dynamometer แบบแรกสุดเป็นแบบ rope brake รูปที่ 2.4 (a) ย้อนเวลากลับไปที่ปีแรก ๆ ของศตวรรษที่แล้ว เป็นอุปกรณ์ที่อันตรายที่สุด แต่ rope brake ก็สามารถให้การวัดกำลังที่ถูกต้อง ต่อมาก็พัฒนาเป็นแบบ prony brake รูปที่ 2.4 (b) ใช้หลักการของความฝืดและเบรคเชือกอุปกรณ์ทั้งสองนี้ปัจจุบันเลิกใช้แล้ว

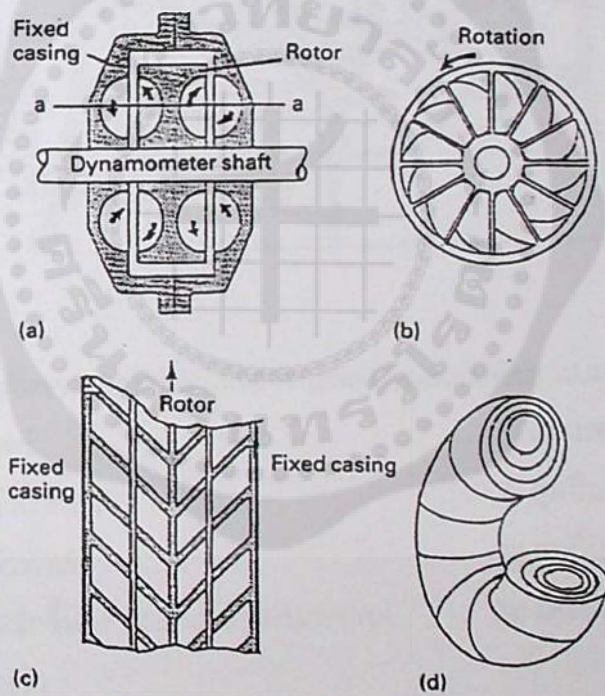
การแยกประเภทของ Dynamometer

1. Dynamometer แบบ Hydrokinetic หรือ ไฮดรอลิก (เบรคด้วยน้ำ) ยกเว้น Dynamometer แบบ disc (จาน) กลไกทั้งหมดทำงานคล้าย ๆ กัน รูปที่ 2.5 (a) เพลาพาโรเตอร์รูปทรงกระบอกซึ่งหมุนรอบตัวเองอยู่ในตัวเรือนบรรจุด้วยน้ำ Toridal ลดลงครึ่งหนึ่งในโรเตอร์และครึ่งหนึ่งในตัวเรือนหรือ stator ถูกแบ่งเข้าไปใน pocket โดยครีปที่ทำมุมกับแกนของโรเตอร์ เมื่อโรเตอร์ถูกขับด้วยแรงหนีศูนย์กลาง เกิดการหมุนเวียนแบบก้นหอย ดังแสดงโดยลูกศรในรูปที่ 2.5 (a) เป็นการเคลื่อนที่ย้ายจากโรเตอร์ไปยัง stator และยังเกิดพัฒนาแรงต้านต่อการหมุนของเพลา ถูกทำให้สมดุลโดยแรงปฏิกิริยาตรงข้ามบนตัวเรือนที่เท่า ๆ กัน

แรงทั้งหมดของการเคลื่อนที่นี้ ทำให้เกิด turbulent shear ในน้ำ และ การเปลี่ยนแปลง ของกำลังในรูปแบบของความร้อนที่ให้แก่

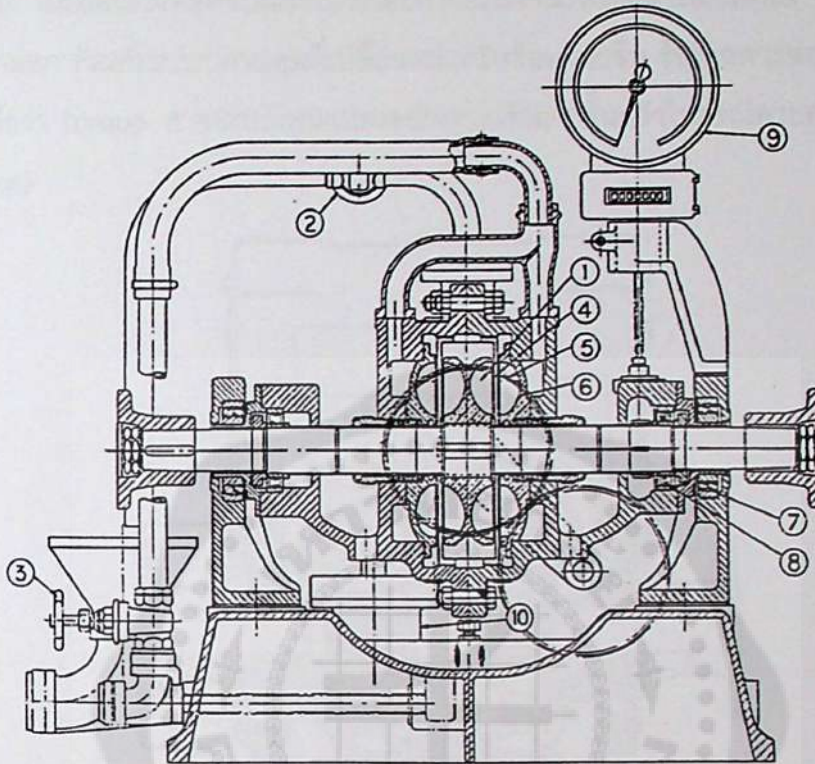


รูปที่ 2.4 แบบแรกๆ ของ Dynamometer: (a) rope brake (b) prony brake



รูปที่ 2.5 Hydrokinetic Dynamometer : หลักการทำงาน

- (a) ส่วนที่ติดกับ Dynamometer
- (b) ภาพฉายของโรเตอร์
- (c) การพัฒนาของส่วน a-a ของโรเตอร์และตัวเรือน
- (d) แทนรูปวนแบบกันหอย



ตัวอย่างภาพตัดขวางผ่านปลอกของ Froude Dynamometer แบบ DPX

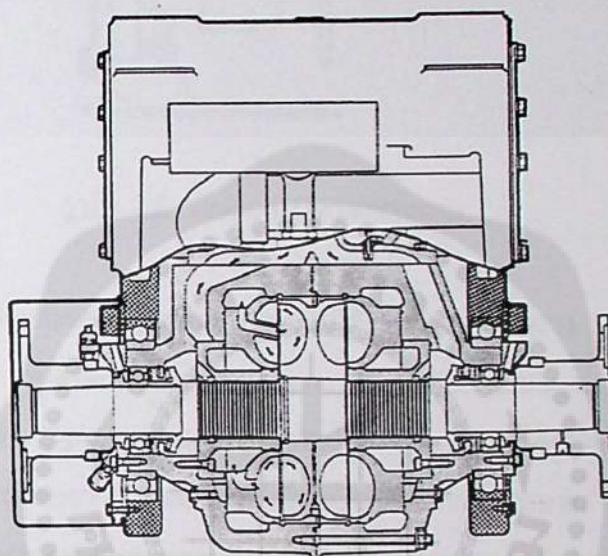
- | | |
|---|-------------------|
| (1) โรเตอร์ | (6) แผ่นรองปลอก |
| (2) วาล์วน้ำออก | (7) ลูกรับน้ำ |
| (3) วาล์วน้ำเข้า | (8) ลูกรับน้ำเพลา |
| (4) แผ่นชักขึ้นลง (sluice) สำหรับควบคุม | (9) เครื่องวัดรอบ |
| (5) ฐานน้ำเข้า | |

รูปที่ 2.6 Froude Sluice Plate Dynamometer

Dynamometer แบบ Hydrokinetic แบ่งเป็น 4 ชนิด คือ

1. Constant fill machines : แบบ Classical Froude หรือแผ่นชักขึ้นลงรูปที่ 2.6
 ในเครื่องนี้ torque เปลี่ยนแปรโดยการสอดใส่หรือดึงออกของแผ่น sluice บาง ๆ ระหว่างโรเตอร์
 และสเตเตอร์ซึ่งควบคุมจำนวนของการเปลี่ยนแปลงของน้ำวนในกันหอย

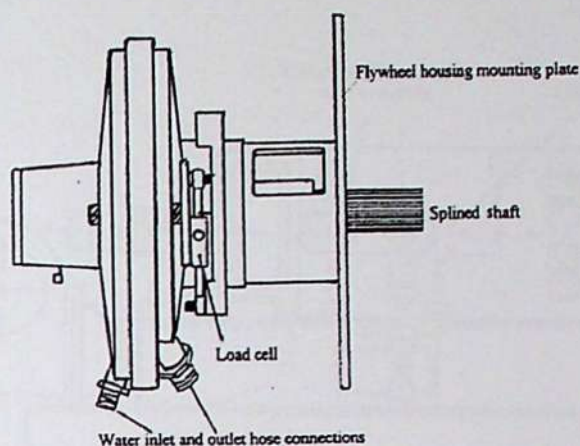
2. Variable fill machines รูปที่ 2.7 แบบนี้จะคล้ายกับแบบ Froude แต่แผ่นชักขึ้นลง (sluice) ไม่มีและแรงที่ดูดซับเปลี่ยนไปโดยการปรับจำนวนของน้ำในตัวเรือน สิ่งนี้ได้โดยวาล์วบนของน้ำออก ร่วมกับระบบควบคุมที่เปลี่ยนแปลงซับซ้อนมากขึ้น ข้อดีเฉพาะของ variable fill Machine คือว่า Torque อาจจะเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็วมากขึ้นกว่าในกรณีควบคุมด้วยแผ่นชักขึ้นลง (sluice)



รูปที่ 2.7 Variable Fill Hydraulic Dynamometer

3. 'Bolt-on' variable fill machines รูปที่ 2.8 แบบนี้จะใช้อยู่เป็นเวลาหลายปีในอเมริกา ทำงานในหลักการเดียวกันกับเครื่องที่อธิบายแล้วข้างต้น แต่ถูกยึดกับ bolt โดยตรงบนเรือนคลัทช์ของเครื่องยนต์ หรือเข้าไปในค้ำซี่ของรถบรรทุก แบบนี้จะไม่ต้องการทดสอบที่ละเอียดมากนัก และยังเป็นประโยชน์โดยเฉพาะเมื่อเครื่องยนต์ที่ปรับปรุงสภาพใหม่จะต้องทดสอบพอสมควร แบบนี้จะใช้สำหรับวัดกำลังได้ถึงประมาณ 1000 kW ในการเพิ่มภาระให้แก่ Dynamometer แบบนี้ถูกควบคุมโดยวาล์วควบคุมของน้ำเข้าร่วมกับช่องปล่อยน้ำออก

4. Disc Dynamometer แบบนี้จะใช้ไม่กว้างขวางมาก ประกอบด้วยจานแบน ๆ หนึ่งจานหรือมากกว่าอยู่ระหว่างแผ่นสเตเตอร์แบน ๆ กับช่องว่างเล็ก ๆ กำลังถูกดูดซับโดยแรงกดของน้ำและแรงถูกควบคุมเหมือนใน Variable fill machine Disc Dynamometer ทำงานที่ความเร็วต่ำมากเมื่อเทียบกับแบบอื่นแต่อาจจะสร้างให้ทำงานที่ความเร็วสูงมากได้ ทำให้เหมาะสำหรับใช้กันหนักแก๊สความแตกต่างคือมีรูในโรเตอร์และสเตเตอร์ทำให้การกระจายกำลังได้มากกว่า



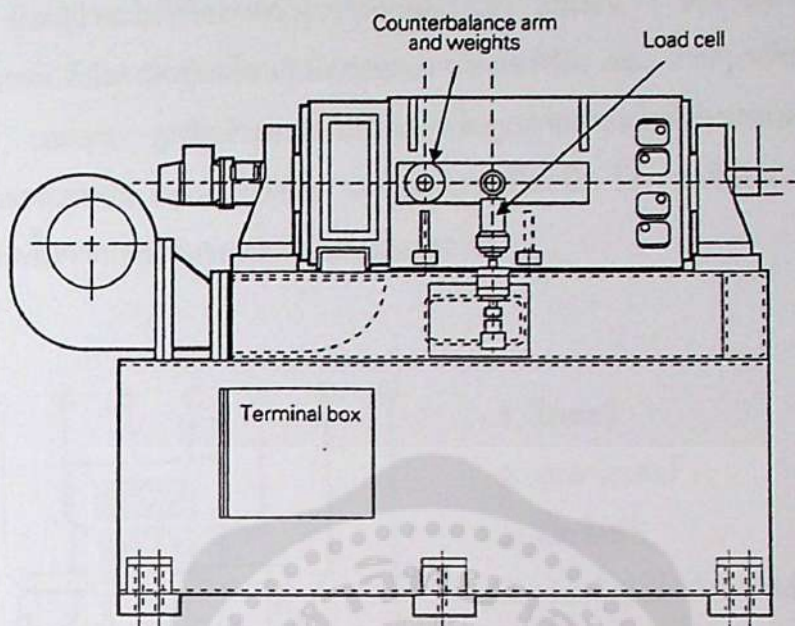
รูปที่ 2.8 'Bolt-on' Dynamometer

2. Hydrostatic Dynamometer ไม่ได้ใช้อย่างกว้างขวาง ประกอบด้วยการรวมของ fixed stroke แทนที่โดยตรงกับ multi-piston hydraulic pump/motor Fixed stroke machine เป็นตัวผ่านแรง Dynamometer สามารถวัดแรงเต็มทีลงมาจนถึงความเร็ว 0 และยังสามารถทำหน้าที่เป็นแหล่งของกำลังต่อมอเตอร์เมื่อเครื่องยนต์กำลังทดสอบ

3. Electrical Dynamometer ลักษณะธรรมดาของ Dynamometer แบบนี้ คือว่ากำลังถูกดูดซับถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานไฟฟ้า หรือโดยพลังงานซึ่งส่งออกจากเครื่องจักร หรือโดยกระแสหมุนวน ซึ่งเพิ่มขึ้นตามพลังงานที่สูญหายในรูปของความร้อนแบบนี้จะแบ่งได้ 3 ชนิดคือ

1. D.C. Dynamometer กระแสไฟตรง รูปที่ 2.9 แบบนี้ประกอบด้วยลูกปืน Trunnion ติดตั้ง D.C. motor generator การควบคุมใช้วิธีการของ Thyristor based A.C/D.C. converter D.C. Dynamometer ข้อดีคือทนทาน ควบคุมง่าย ข้อเสียคือความเร็วจำกัดที่สูงสุด และความเฉื่อยสูง ซึ่งสามารถเกิดปัญหาของการสั่นแบบบิดเป็นเกลียว และอัตราจำกัดของการเปลี่ยนความเร็ว

2. A.C. Dynamometers การพัฒนาในเทคโนโลยีการขับเคลื่อนด้วยกระแสไฟฟ้าสลับยอมทำให้เกิดวิวัฒนาการของเครื่องจักรกระแสไฟฟ้าสลับในอัตราและการทำงานคล้ายคลึงกับ D.C. Dynamometer โดยข้อดีคือความเฉื่อยต่ำกว่า และไม่มี commutator จะประกอบด้วยมอเตอร์เหนี่ยวนำที่จำเป็น ความเร็วซึ่งควบคุมโดยเปลี่ยนแปลง frequency supply power supply ประกอบด้วย rectifier และ Intermediate D.C. circuit และ inverter เพื่อสร้าง frequency supply ที่เปลี่ยนค่าได้ Dynamometer จะสามารถเอาการเบรกมาใช้งานได้ใหม่อีก



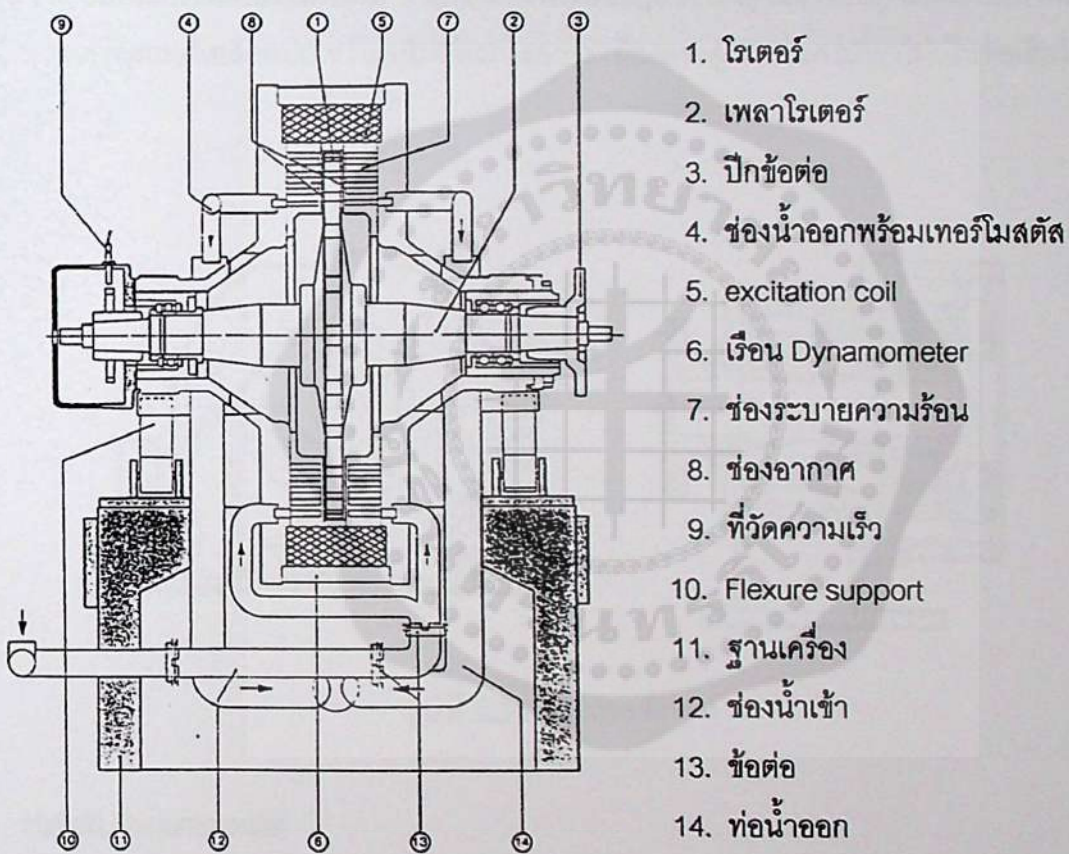
รูปที่ 2.9 D.C Eletrical Dynamometer

3. Eddy current dynamometer รูปที่ 2.10 แบบนี้ใช้หลักการของการเหนี่ยวนำแม่เหล็กไฟฟ้า (electro-magnetic induction) เพื่อพัฒนา torque และใช้กำลังให้หมดไป โรเตอร์เหล็กมีพื้นหมุนด้วยระยะห่างระหว่าง steel loss plates ระบายความร้อนด้วยน้ำ สนามแม่เหล็กขนานกับแกนเครื่องจักร กำเนิดโดยขดลวดรูปวงแหวน 2 ขด และการเคลื่อนที่ของโรเตอร์ให้การเปลี่ยนแปลงในการแจกจ่ายสนามแม่เหล็ก ในแผ่น loss plate

ถ้าให้กระแส eddy current เพิ่มขึ้น และกำลังหายไปในรูปแบบของความสูญเสียในความต้านทานไฟฟ้า พลังงานถูกเปลี่ยนเป็นรูปของความร้อนสู่น้ำเย็นที่ไหลหล่อเลี้ยงในแผ่น loss plate ขณะที่ความเย็นบางส่วนได้รับโดยการไหลของอากาศในช่องว่างระหว่างโรเตอร์และแผ่น loss plate

กำลังถูกควบคุมโดยการเปลี่ยนแปลงกระแสที่ป้อนแก่ exciting coils รูปวงแหวน การเปลี่ยนแปลงโหลดที่เร็วมาก Dynamometer แบบ eddy current machine จะใช้ง่ายและทนทานดี ระบบควบคุมง่าย และสามารถพัฒนา braking torque ที่ความเร็วต่ำไม่เหมือน A.C. หรือ D.C. Dynamometer องค์กรที่ดี แบบนี้จะไม่สามารถพัฒนาไปใช้กับรถยนต์ได้

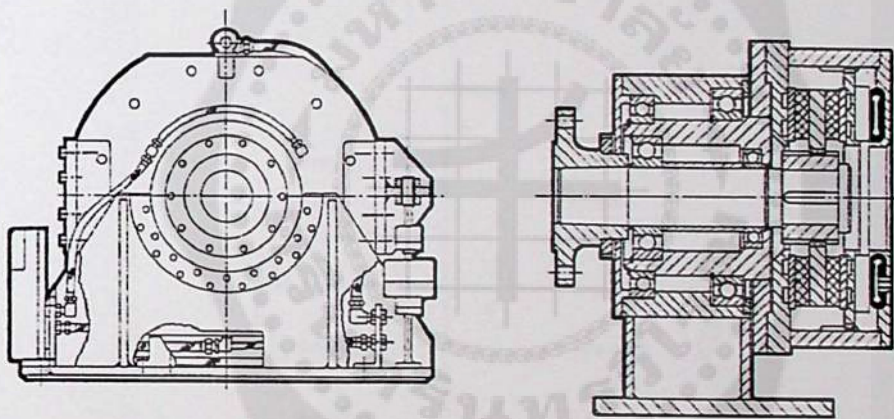
ถึงแม้ว่าจะไม่ใช่อย่างกว้างขวางอีกต่อไปแล้ว แบบอื่น ๆ ของ Dynamometer แบบ eddy current ก็ยังคงมีอยู่เหมือนกันโดยออกแบบโรเตอร์เป็น disc ง่าย ๆ หรือ drum ซึ่งกระแส eddy current ถูกชักนำและความร้อนเกิดขึ้นถูกถ่ายเทลงน้ำที่ล้อมรอบผ่านช่องว่างระหว่างโรเตอร์และสเตเตอร์ Dynamometer เหล่านี้ย่อมจะเป็นสนิท มีความเฉื่อยมากขึ้น และมี torque ต่ำสุด เกิดขึ้นจากการไหลของน้ำหล่อเย็นในช่องว่าง



รูปที่ 2.10 Eddy Current Dynamometer

4. Friction Dynamometer รูปที่ 2.11 แบบนี้พัฒนามาจาก rope brake ดั้งเดิม ประกอบด้วย multi-disc friction brakes ระบายความร้อนด้วยน้ำมันเป็นประโยชน์สำหรับการใช้งานที่ความเร็วต่ำ ๆ ตัวอย่างสำหรับการวัด power output ของการส่งกำลังยานยนต์ที่ล้อ และมีข้อดี เหมือนกับ Hydrostatic Dynamometer โดยพัฒนา torque เดิมที่ลดลงถึงความเร็วศูนย์

5. Air Brake Dynamometers แบบที่รู้จักกันดีที่สุดคือ Walker fan brake ปัจจุบันล้ำสมัยไปเกือบหมดแล้วจะประกอบด้วยการจัดการง่าย ๆ ของ paddle ปรับได้เป็นแฉก ซึ่งสามารถประเมินโดยประมาณได้ แบบนี้ยังคงเหลืออยู่ส่วนใหญ่ใช้สำหรับการทดสอบภาคสนามของเครื่องยนต์เฮลิคอปเตอร์โดยไม่ต้องการความเที่ยงตรงสูงมากและเสียงไม่เป็นข้อเสียในการทดสอบ



รูปที่ 2.11 Friction Brake

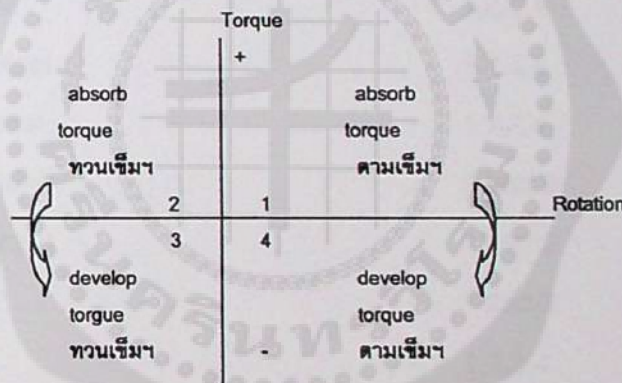
Hybrid Dynamometer

สำหรับการกล่าวถึงการรวม Dynamometer บางครั้งจะขึ้นอยู่กับค่าใช้จ่าย D.C. หรือ A.C. Dynamometer มีความสามารถในการวัดแรงจากเครื่องยนต์เกือบเท่ากับแรงเบรกของความสามารถของตัว Dynamometer เองอย่างไรก็ดีแรงขับเคลื่อนรถยนต์ที่ต้องการในการทดสอบเครื่องยนต์ไม่ค่อนเกิน 30% ของ power output ของเครื่องยนต์ เนื่องจากการวัดกำลังที่เท่ากัน A.C. และ D.C. Machine ราคาแพงกว่าแบบอื่นๆ มาก บางครั้งความสามารถในการเดินเครื่อง Dynamometer ทำไฟฟ้าฟองไปในเวลาเดียวกันได้ยกตัวอย่างเครื่อง Variable fill hydraulic machine การควบคุม Dynamometer นี้เป็นเรื่องซับซ้อนและต้องให้บริการเป็นสองเท่าของแบบอื่นๆ ทั้งกำลังไฟฟ้าและน้ำหล่อเย็น ซึ่งยังเป็นข้อเสียอยู่ต่อไป

ช่วงการทำงานของ Dynamometer

รูปที่ 2.12 แสดงภาพของสี่ 'quadrant' ซึ่ง Dynamometer อาจจะต้องการเพื่อทำการทดสอบเครื่องยนต์ทั้งหมดเกิดขึ้นใน quadrant แรก เครื่องยนต์เดินเครื่องทวนเข็มนาฬิกา เมื่อมองจากด้าน Flywheel สำหรับการทดสอบการติดตั้งเพื่อยอมรับเครื่องยนต์ว่าหมุนในทิศทางใดการใช้ Dynamometer ยึดโดยต่อกับข้อต่อส่วนที่หมุนของ เครื่องยนต์เร็วเดินทะเลขนาดใหญ่ปกติจะหมุนกลับทางได้

Dynamometer ทุกแบบสามารถทำงานได้ใน quadrant ที่ 1 (หรือที่ 2) โดยปกติ Hydraulic Dynamometer ปกติออกแบบสำหรับการหมุนทางเดียว ถึงแม้ว่ามันอาจจะหมุนกลับทางได้โดยไม่เสียหาย เมื่อออกแบบพิเศษสำหรับการหมุนได้สองทิศทางรูปร่างอาจจะมีขนาดใหญ่กว่าแบบหมุนทางเดียวในกำลังที่เท่ากัน



รูปที่ 2.12 ทิศทาง Torque

ระบบวัด Torque จะต้องวัดได้ในทั้งสองทิศทาง เครื่อง eddy current machine สามารถหมุนกลับทิศทางโดยปกติได้อยู่แล้ว

เมื่อต้องการทำงานใน quadrant ที่ 3 และที่ 4 (ตัวอย่างสำหรับ Dynamometer ที่ให้กำลังดีเท่ากับดูดซับกำลัง) การเลือกถูกจำกัดอย่างมีประสิทธิภาพที่ D.C. หรือ A.C. Machine หรือที่ Hydrostatic หรือ Hybrid Machine Dynamometer เหล่านี้ธรรมดาหมุนกลับทางได้ดังนั้นจึงสามารถทำงานในสี่ quadrant ทั้งหมด

ความต้องการเครื่อง 4-quadrant และลักษณะที่เป็นประโยชน์ เช่น เครื่องยนต์ที่มีความสามารถสตาร์ทเครื่องยนต์ด้วยตัวเองตารางที่ 2.1 สรุปการทำงานของ Dynamometer แบบต่างๆ

ตารางที่ 2.1 Quadrant ที่ทำงาน (ดูรูปที่ 2.12)

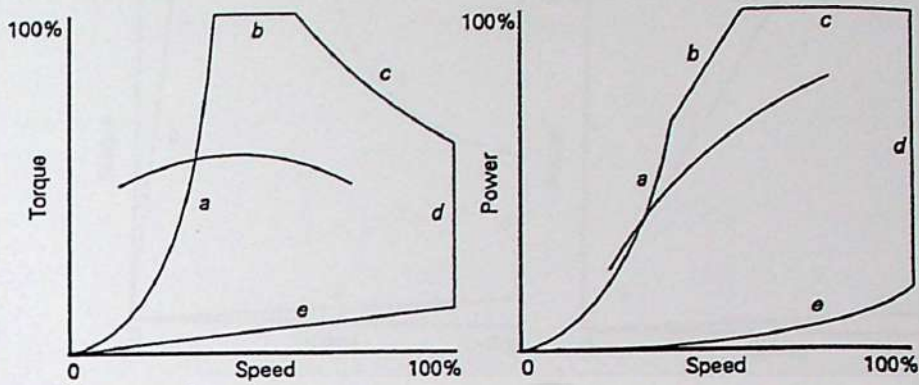
แบบของ Dynamometer	Quadrant
*Hydraulic sluice plate	1 หรือ 2
*Variable fill hydraulic	1 หรือ 2
**Bolt On' variable fill hydraulic	1 หรือ 2
Disc type hydraulic	1 และ 2
Hydrostatic	1,2,3,4
d.c. electrical	1,2,3,4
a.c electrical	1,2,3,4
Eddy current	1 และ 2
Friction brake	1 และ 2
Air brake	1 และ 2
Hybrid	1,2,3,4

*Dynamometer เหล่านี้มีสำหรับการทำงาน quadrant 1 และ 2 ด้วยเหมือนกัน

การติดตั้ง Dynamometer เข้ากับเครื่องยนต์ตามลักษณะการใช้งาน

ประสิทธิภาพของ Dynamometer แบบต่างๆแสดงโดยกราฟ torque-speed curves และ power-speed curves รูปที่ 2.13 แสดง curve การทำงานของ Dynamometer แบบ Hydraulic สมรรถนะของ Dynamometer จะขึ้นอยู่กับ

- Dynamometer full Torque เพิ่มขึ้นโดยเป็นกำลังสองของความเร็ว
- สมรรถนะจะขึ้นอยู่กับแรงบิดที่เพลาสูงสุด เมื่อหยุดจะไม่มี Torque
- สมรรถนะจะขึ้นอยู่กับกำลังที่เพลา และอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นสูงสุด
- ความเร็วที่ยอมให้สูงสุด
- Torque ต่ำสุดที่เกี่ยวข้องกับการไหลของน้ำที่ยอมให้ต่ำสุด

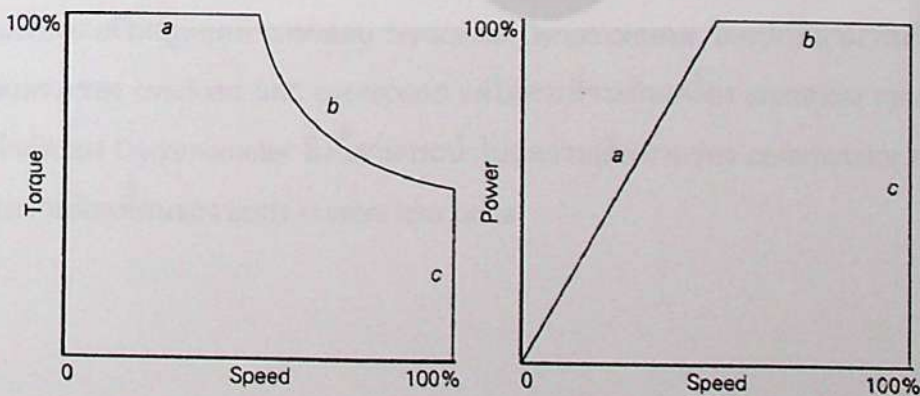


รูปที่ 2.13 Performance Curves: Hydraulic Dynamometer

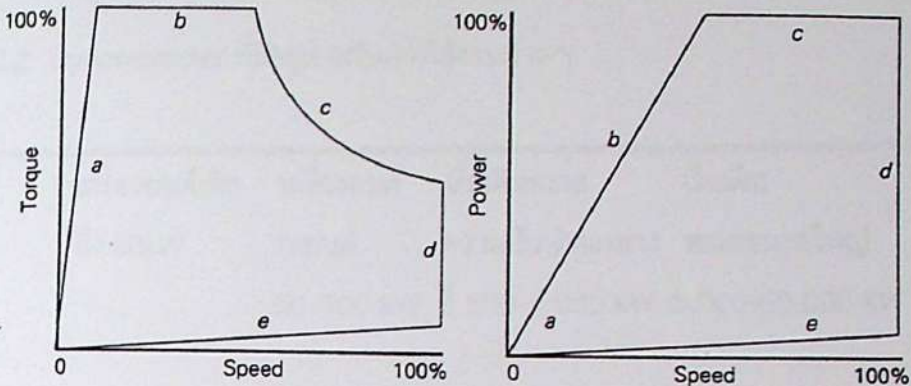
รูปที่ 2.14 แสดงถึงการทำงานของ Dynamometer แบบ Electrical ซึ่งจะขึ้นอยู่กับ

- (a) Torque คงที่ตรงกับกระแส และ excitation สูงสุด
- (b) การทำงานจำกัดโดย power output ของ Dynamometer ที่ยอมให้สูงสุด
- (c) ความเร็วที่ยอมให้สูงสุด

เนื่องจาก Dynamometer เหล่านี้เป็น 4-quadrant กำลังที่ดูดซับสามารถลดลงถึงศูนย์ และไม่มี Torque curve ต่ำสุด



รูปที่ 2.14 Performance Curves : d.c. หรือ a.c. Electrical Dynamometer ไฟฟ้า



รูปที่ 2.15 Performance Curves Eddy Current Dynamometer

รูปที่ 2.15 แสดง curve การทำงาน Dynamometer แบบ eddy current machine สมรรถนะจะอยู่ระหว่างสองแบบก่อนหน้านี้ ซึ่งจะขึ้นอยู่กับ

- (a) Low speed torque ตรงกันกับ excitation ที่ยอมให้สูงสุด
- (b) สมรรถนะจะขึ้นอยู่กับ shaft torque ที่ยอมให้สูงสุด
- (c) สมรรถนะจะขึ้นอยู่กับกำลังสูงสุด ซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่เพิ่ม

สูงสุด

- (d) ความเร็วที่ยอมให้สูงสุด
- (e) Torque ต่ำสุดที่ตรงกันกับ residual magnetization windage และ friction

สำหรับความเหมาะสมที่สุด ควรเลือก Dynamometer ที่เล็กที่สุดซึ่งสามารถวัดแรงเครื่องยนต์ใหญ่ที่สุดที่จะทดสอบ Hydraulic Dynamometer โดยปกติสามารถจัดการกับดีกรีพอสมควรของ overload และ overspeed แต่ไม่ควรที่จะเดินเครื่อง electrical machine ภายใต้อิทธิพลของ Dynamometer สิ่งนี้สามารถนำไปสู่ความเสียหายของ commutator การ overheat และความผิดปกติของ eddy current loss plate

ตารางที่ 2.2 Dynamometer ที่มีอยู่สำหรับการใช้งานต่าง ๆ

	เครื่องยนต์เล็ก ถึง 50kW	เครื่องยนต์ รถยนต์	เรือเดินทะเล ความเร็วปานกลาง 50-500 kW	เรือเดิน ทะเลขนาดใหญ่ 5,000-50,000 kW	กังหัน แก๊ส
Hydraulic	A	A	A	A	A
Bolt on hydraulic	A	A	NA	NA	NA
Disc hydraulic	NA	NA	NA	NA	A
Hydrostatic	NA	B	NA	NA	NA
d.c. electrical	A	A	A	NA	NA
a.c. electrical	B	A	NA	NA	NA
Eddy current	A	A	NA	NA	B
Eddy current (wet gap)	NA	B	NA	NA	NA
Airbrake	B	NA	NA	NA	B
Hybrid	NA	B	NA	NA	NA

A - ควรเลือก

B - ทางเลือกอื่น ๆ

NA - ไม่ใช่เลย

การเลือก Dynamometer

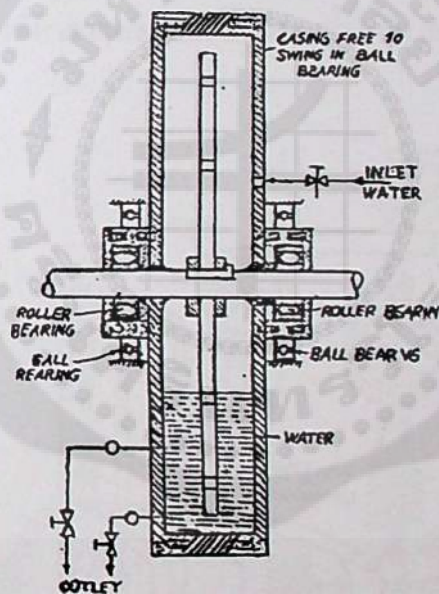
ตารางที่ 2.2 แสดงรายชื่อแบบต่างๆ ของ Dynamometer และระบุความสามารถในการใช้งานของ Dynamometer แบบต่างๆ กับเครื่องยนต์ ส่วนมากมีการเลือกได้หลายแบบและจำเป็นที่จะคำนึงถึงลักษณะพิเศษของแต่ละแบบของ Dynamometer เพื่อประเมินค่าความสำคัญของ Dynamometer เฉพาะลักษณะซึ่งระบุในตารางที่ 2.3 และ factor พิเศษอื่นๆ พิจารณากายหลัง

ตารางที่ 2.3 ข้อดีและข้อเสียของ Dynamometer

แบบ Dynamometer	ข้อดี	ข้อเสีย
Froude sluice plate	ทันสมัยแล้วแต่ยังมีเครื่องที่ปรับปรุงใหม่ราคาถูกมากมาย ทนทาน ทนโอเวอร์โหลดดี	ตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงใน load demand ช้า ควบคุมโหลด manual ควบคุมข้อได้. ไม่ง่าย
Variable fill machine	ใช้กับ load เปลี่ยนรวดเร็วได้ ควบคุมข้อได้ ทนทาน ทนโอเวอร์โหลดดี มีสำหรับทุกช่วงกำลังทั้งหมดถึง 10,000 kW	ต้องมีระบบน้ำ "เปิด" สามารถเสียหายจากการเกิดสนิม
'Bolt on' variable fill hydraulic	ราคาถูกและไม่ต้องการการติดตั้งที่ประณีต สูงถึง 1000 kW	ความเที่ยงตรงของการวัดและการควบคุมต่ำกว่า เครื่องแบบยึดฐานกับที่ทำงานที่ความเร็วต่ำไม่ดี
Disc type hydraulic	เหมาะสำหรับความเร็วสูง	เสี่ยงดัง, ราคาแพง
Hydrostatic	สำหรับการควบคุมสมบูรณ์ของความเร็วใน 4-quadrant ทั้งหมด	ใช้น้ำมันความดันสูง
d.c. electrical	ใช้ได้กับการเปลี่ยน load รวดเร็ว พัฒนาใช้คอมพิวเตอรืควบคุมได้ดี 4-quadrant. ไม่ต้องใช้น้ำหล่อเย็น	ราคาแพง ความเฉื่อยในการหมุนสูง
a.c. electrical	เหมือน D.C. โดยมีข้อดีที่ความเฉื่อยต่ำกว่า	ราคาแพงมีปัญหาคือเป็นไปกับการขบขีฟันเฟือง
Eddy current	ใช้ได้กับการเปลี่ยน load รวดเร็ว ดัดแปลงใช้คอมพิวเตอรืควบคุมได้ดี ง่ายและทนทาน ความเฉื่อยต่ำ	ไม่มีสิ่งอำนวยความสะดวก การป้อนระบบหล่อเย็นไม่ทนทานโอเวอร์โหลด
Friction brake	มีประโยชน์สำหรับการใช้งานความเร็วต่ำ, แงบิตสูง	มักจะสึกหรอง่าย
Air brake	ราคาถูก	เสี่ยงดัง, ความเที่ยงตรง
Hybrid	ค่าใช้จ่ายมีข้อดีดีกว่าเครื่อง D.C. หรือ A.C.	จำกัด, ระบบควบคุมซับซ้อน

Hydraulic Dynamometer

Dynamometer แบบเบรกด้วยน้ำ บางคนทำ Dynamometer เหมือนแบบ prony brake ที่ได้กล่าวถึงก่อนแล้ว Dynamometer แบบนี้ทำงานบนหลักการที่เหมือนกัน คือ Water brake (แบบเบรกด้วยน้ำ) ซึ่งใช้ความฝืดของของเหลวมากกว่าความฝืดของของแข็งสำหรับถ่ายเทพลังงาน รูปที่ 2.16 แสดง Dynamometer แบบนี้ในแบบที่ง่ายที่สุด มีตัวแปรสองตัวที่สำคัญคือ ความเร็ว และระดับน้ำ การดูซ้ำกำลังมีค่าโดยประมาณเท่ากับความเร็วยกกำลังสาม และการดูซ้ำที่ความเร็วที่กำหนดอาจควบคุมโดยการปรับระดับน้ำพลังงานกลที่ใส่เข้าไปทั้งหมดถูกเปลี่ยนเพื่อให้ความร้อนแก่น้ำ และความร้อนปกติสามารถถ่ายเท โดยการหมุนเวียนของน้ำเข้าออกในตัวเรือน ดังนั้น Dynamometer แบบนี้สามารถสร้างในขนาดที่ใหญ่ ๆ ได้



รูปที่ 2.16 Hydraulic Dynamometer

ตัวเรือนจะดูซ้ำกำลังของเครื่องยนต์แล้วหมุนรอบตัวเองการหมุนของตัวเรือน (housing) ถูกบังคับโดยแรง อุปรกรณ์วัดแรง (F) อยู่ที่ปลายของแขน มีรัศมี r ดังนั้น

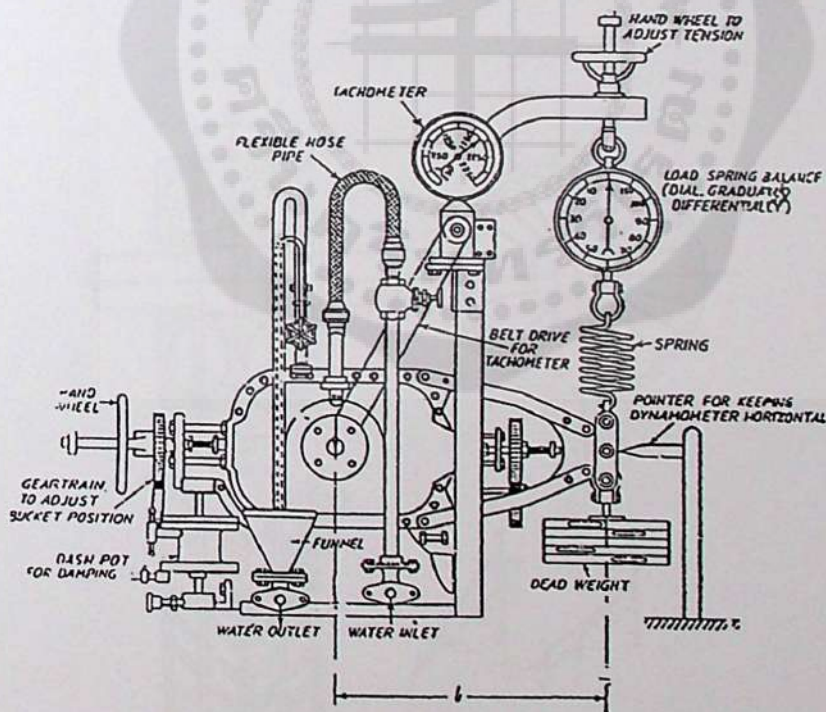
$$\text{กำลัง} = \frac{2\pi NFr}{60 \times 1000} \text{ kW} \quad (2.34)$$

Hydraulic Dynamometer (Froude's Dynamometer)

กำลังถูกดูดซับโดยของเหลวหมายความว่าถ้ากำลังถูกดูดซับโดยการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำหมุนเวียนหล่อเย็น 10°C เมื่ออัตราไหลของน้ำ 10 กิโลกรัมต่อนาที หมายถึง กำลังที่ถูกดูดซับเท่ากับ

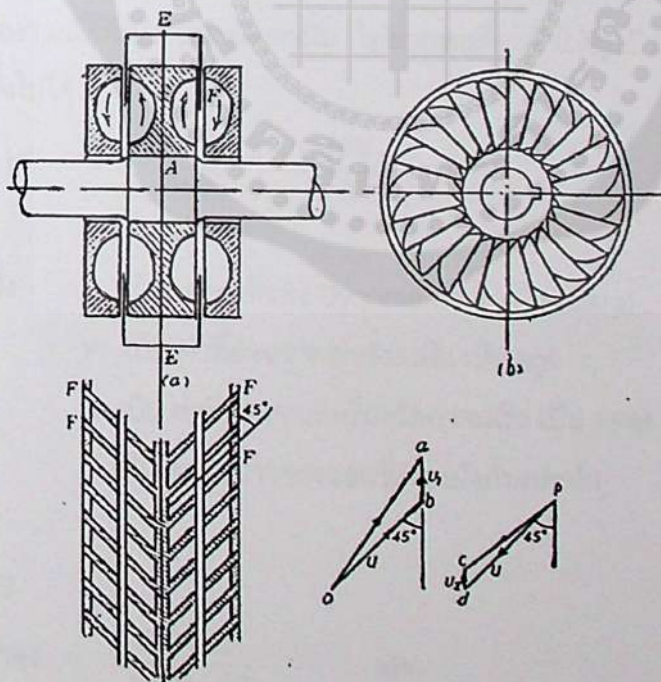
$$\frac{10 \times 10 \times 4.1868}{60} \approx 7 \text{ kW} \quad (2.35)$$

ดังนั้นเราสามารถดูดซับ 0.7 kW / kg ของน้ำไหลต่อนาทีถ้าอุณหภูมิสูงขึ้นที่ประมาณ 10°C รูปที่ 2.17 แสดงด้านบนของ Froude's Dynamometer การต่อน้ำเข้าและน้ำออกอยู่ที่ส่วนบนของตัวเรือน ดังนั้นปกติตัวเรือนจะมีน้ำเต็มอยู่เสมอ เมื่อ Dynamometer กำลังทำงานตัวเรือนถูกบังคับโดยแรงที่มาจากความแตกต่างของน้ำหนัก dead weight และตาชั่งสปริง



รูปที่ 2.17 แสดงแผนผังของ Froude's Dynamometer

ในการอ่านค่าจากตาชั่งสปริงแรงจะถูกปรับตามโหลดซึ่งตัวเรือนจะต้องอยู่ในแนวตามที่ตั้งซึ่งโดยเข็มชี้ที่ตั้งไว้เป็นพิเศษอีกด้านอื่นมี dash pot ไว้สำหรับลดการสั่นของตัวเรือน โรเตอร์จะยึดติดกับเพลารับกำลัง input ซึ่งจ่ายโดยเครื่องให้กำลัง stator รอบ ๆ โรเตอร์และติดอยู่กับตัวเรือนคล้ายกับในกรณีของ water brake เพลาหมุนอยู่บนตลับลูกปืนเพื่อลดความฝืดทางกลให้น้อยที่สุด ซึ่งจะมีผลค่าเพลา input ที่ตัวเรือนสามารถหมุนอยู่บนตลับลูกปืนที่ติดอยู่กับเพลาท่อน้ำเข้าถูกต่อโดยข้อต่ออ่อนกับแหล่งจ่ายน้ำ ในแต่ละหน้าของโรเตอร์และใบหน้าสัมผัสของ stator มีร่องรูปไข่ ช่องเหล่านี้ทำเป็นแผ่น diaphragm ครึ่งวงกลมหลายชั้น ทำมุม 45° กับระนาบของการหมุนรอบตัว ดังรูปที่ 2.15 น้ำถูกป้อนเข้าสู่แผ่น diaphragm เหล่านี้ทางช่อง F เมื่อเพลา input หมุนมีน้ำไหลออกในแผ่น diaphragm เหล่านี้บนโรเตอร์ แต่ใน diaphragm ของ stator การไหลเป็นการไหลเข้า ความเร็วของการหมุนเวียนใน Vortex ขึ้นอยู่กับความเร็วการหมุนของเพลา input Vortex ประกอบด้วยแหวนเล็กๆ ซึ่งทำให้ความเร็วคงที่ดี การวิเคราะห์อาจทำได้ดังนี้



รูปที่ 2.18 ภาพฉายใบพัด Dynamometer

ให้ oba เป็นสามเหลี่ยมของความเร็วที่จุดซึ่งวงแหวนเคลื่อนที่จากโรเตอร์สู่ stator

ob เป็นความเร็วของการหมุนเวียน

ab เป็นความเร็ว tangent ของโรเตอร์ที่ภาคตัดขวางบางแห่ง ดังนั้น

oa เป็นความเร็วสัมบูรณ์ของน้ำออกจากโรเตอร์

เหมือนกัน pcd เป็นสามเหลี่ยมของความเร็วที่เข้าไปในโรเตอร์

pd เป็นความเร็วของน้ำเข้าไปในโรเตอร์

dc เป็นความเร็ว tangent ของโรเตอร์ที่ภาคตัดขวางเดียวกัน

ดังนั้น pc เป็นความเร็วสัมบูรณ์ของน้ำที่เข้าไปในโรเตอร์

ดังนั้นมีความแตกต่างอย่างรวดเร็วของความเร็วสัมบูรณ์จาก oa เป็น pc ซึ่งจะแรงกระทำกับ stator ให้มีแนวโน้มที่จะหมุนมันไปในทิศทางเดียวกับโรเตอร์

แรงที่กระทำกับแรงบิดสามารถลดลงโดยเอาแผ่น diaphragm บางตัวออกผลของการเลื่อน shield E สองด้านจากปลายตรงข้ามของเส้นผ่านศูนย์กลางไปยังเพลา

ความผิดที่ปลอกและลูกปืนส่งไปยังตัวเรือน Dynamometer จะรับกำลัง input อย่างเที่ยงตรงมาก ดังนั้นความผิดที่ส่งแรงบิดจะไม่ว่ามีอยู่ในตลับลูกปืนของตัวเรือนที่ติดตั้งตลับลูกปืนอยู่ และเนื่องจากมีเพียงการแกว่งเท่านั้น ไม่มากพอที่จะทำให้ลูกปืนเหล่านี้สึกหรอ ดังนั้นการสูญเสียนี้ตัดทิ้งไปได้

$$HP = \frac{2\pi WLN}{4500} = \frac{WN}{K} \quad (2.36)$$

ซึ่ง K เป็น ค่าคงที่ของ Dynamometer (Constant)

W เป็น ค่าที่อ่านจากตาชั่งสปริง เป็น kgf

N เป็น ค่าที่อ่านจากเครื่องวัดความเร็ว เป็น RPM

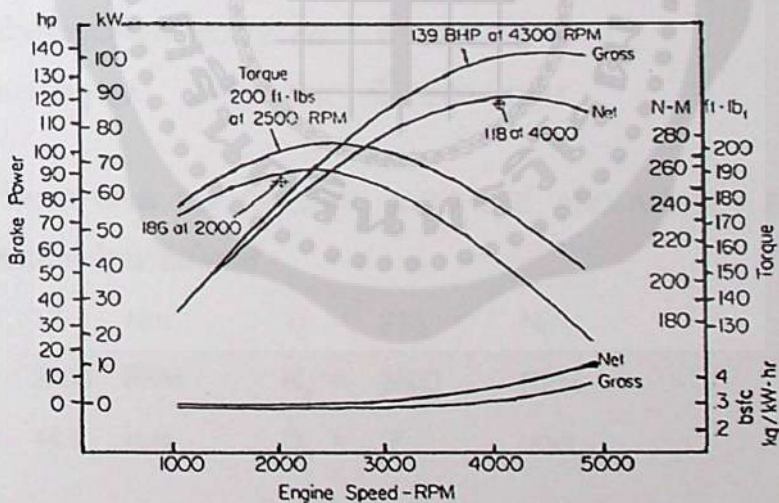
L เป็น ความยาวของแขนซึ่งแรงบังคับกระทำ

ในระบบ SI

$$\text{กำลัง} = \frac{2\pi WLN}{1000 \times 60} \quad \text{kW} \quad (2.37)$$

กำลังม้ากำหนด (Rated horsepower)

กำลังม้ากำหนด ดังรูปที่ 2.19 เป็นกำลังม้าที่โรงงานผู้ผลิตเครื่องยนต์ได้กำหนดขึ้นเพื่อใช้สำหรับเลือก เครื่องยนต์ให้เหมาะกับงานที่ทำ โดยมีวัตถุประสงค์ที่จะให้เครื่องยนต์นั้น ๆ สามารถใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีอายุการใช้งานยาวนานโดยทั่ว ๆ ไปกำลังม้าประเภทนี้จะต่ำกว่ากำลังม้าสุทธิประมาณ 20 เปอร์เซ็นต์ สำหรับวิธีการกำหนดกำลังม้าของเครื่องยนต์นั้น จะต้องกำหนดจากกำลังม้าสุทธิโดยอาศัยการกำหนดเป็นหลักซึ่งหมายความว่ากำลังม้าของเครื่องยนต์ที่จะเลือกใช้นั้นจะสูงกว่ากำลังม้าที่เครื่องยนต์ต้องใช้จริง ๆ ประมาณ 20 เปอร์เซ็นต์นั่นเอง ทั้งนี้ก็เพื่อเครื่องยนต์เมื่อรับภาระเต็มที่แล้วทำงานเพียงประมาณ 80 เปอร์เซ็นต์ของกำลังม้าสูงสุด จึงเป็นผลทำให้เครื่องยนต์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดและมีอายุการใช้งานยาวนานอีกด้วย ตัวอย่างเช่น มอเตอร์ไฟฟ้าตัวหนึ่งต้องการกำลังที่ใช้ในการขับ 16 กำลังม้า ดังนั้นในการเลือกเครื่องยนต์เพื่อใช้สำหรับขับมอเตอร์ไฟฟ้าตัวนี้จะต้องเลือกใช้เครื่องยนต์ขนาดไม่ต่ำกว่า 20 กำลังม้า เป็นต้น



รูปที่ 2.19 กำลังม้ากำหนดปกติจะต่ำกว่ากำลังม้าสุทธิของเครื่องยนต์ประมาณ 20 เปอร์เซ็นต์

บทที่ 3

การคำนวณและการออกแบบ

ในการออกแบบอุปกรณ์ ชุดทดสอบเครื่องยนต์แบบ Morse Test มีเรื่องที่สำคัญหลัก ๆ คือ ชุดไดนาโมมิเตอร์ ชุดการชอร์ตหัวเทียน ชุดวัดอุณหภูมิน้ำเข้า-ออก และชุดแขนตาชั่งสปริง

การออกแบบไดนาโมมิเตอร์ใหม่ จะใช้สมการความคล้ายคลึงออกแบบไดนาโมมิเตอร์ขนาดเล็กสำหรับเครื่องยนต์ 2 จังหวะ ให้สามารถรับแรงบิดสูงได้และสามารถทดสอบกับเครื่องยนต์ 4 จังหวะได้ ซึ่งเครื่องยนต์ที่ใช้ในการออกแบบจะใช้เครื่องยนต์เบนซิน 6 สูบซึ่งมีสมรรถนะดังนี้

กำลังงานสูงสุด 98.472 kW ที่ 5200 RPM
แรงบิดสูงสุด 213 Nm ที่ 3600 RPM

การคำนวณขนาดเพลาสวม Dis (JOSEPH A. SCHETZ AND ALLEN F. FUHS REE)

ข้อมูลของเครื่องไดนาโมมิเตอร์

$T_m = 12$	Nm	$T_p = 213$	Nm
$N_m = 2700$	RPM	$N_p = 3600$	RPM
$D_m = 44.7$	mm	$D_p = ?$	mm

จากสูตร

$$T = c\omega^2 D^5 \quad (3.1)$$

โดย Capacity coefficient

$$C = \frac{T_m}{\omega_m^2 D_m^5} \quad \text{กำหนด } C_m = C_p \quad (3.2)$$

$$\frac{T_m}{\omega_m^2 D_m^5} = \frac{T_p}{\omega_p^2 D_p^5} \quad (3.3)$$

แทนค่า

$$\frac{12}{\left(\frac{2\pi \cdot 2700}{60}\right)^2 (44.7)^5} = \frac{213}{\left(\frac{2\pi \cdot 3600}{60}\right)^2 (D_p)^5}$$

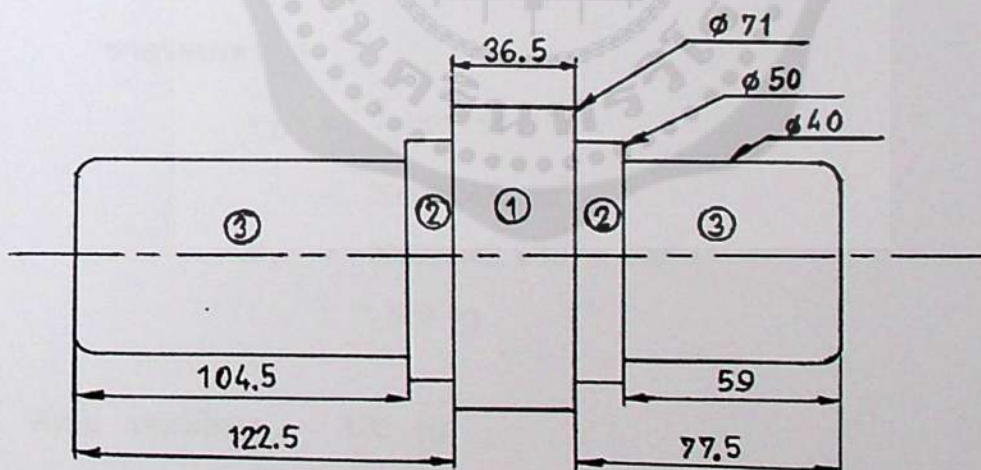
$$D_p = 70.82 \text{ mm}$$

จะได้ขนาดเพลลา 70.82 \approx 71 mm

การคำนวณหาขนาดมวลของอุปกรณ์

จากการคำนวณขนาดเพลลาสวม Dis จะได้อัตราส่วน $\frac{D_p}{D_m} = 1.588$ แล้วนำอัตราส่วนที่ได้มาคำนวณหาขนาด เครื่อง Dynamometer ที่สามารถรับแรงบิดได้ 213 Nm ตามอัตราส่วน

คำนวณหามวลเพลลา (Stainless Steel)



รูปที่ 3.1 ขนาดเพลลา Dynamometer

จากตารางภาคผนวกที่ 1.1 $\rho = 7905 \text{ kg/m}^3$

หามวลเพลลา 1

สูตร

$$m = \rho v \quad (3.4)$$

$$v_1 = \frac{\pi}{4}(d)^2 L \quad (3.5)$$

$$= \frac{\pi}{4}(71)^2 \times 36.5$$

$$= 144510.51 \text{ mm}^3$$

$$m_1 = 144510.51 \times 10^{-9} \times 7905$$

$$= 1.142 \text{ kg}$$

หามวลเพลลา 2

$$v_2 = \frac{\pi}{4}(50)^2 36$$

$$= 70685.83 \text{ mm}^3$$

$$m_2 = 70685.83 \times 10^{-9} \times 7905$$

$$= 0.559 \text{ kg}$$

หามวลเพลลา 3

$$v_3 = \frac{\pi}{4}(40)^2 164$$

$$= 206088.48 \text{ mm}^3$$

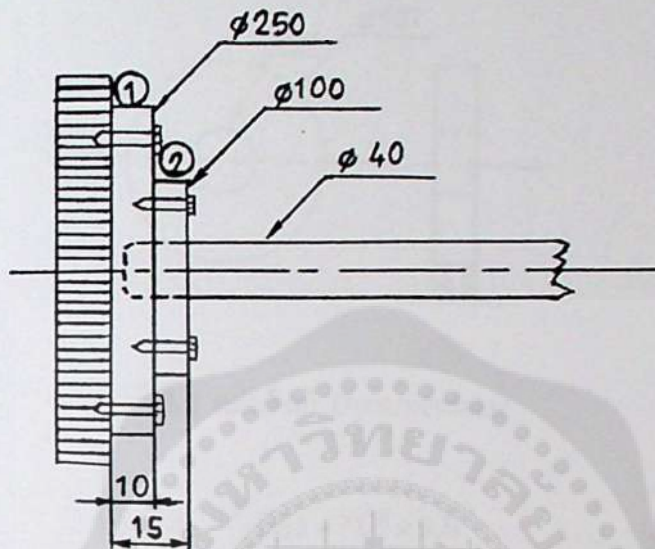
$$m_3 = 206088.48 \times 10^{-9} \times 7905$$

$$= 1.629 \text{ kg}$$

ดังนั้น เพลามีมวล 3.33 kg

คำนวณหามวลแผ่นยึดล้อช่วยแรง

(ใช้ Carbon steel $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$)



รูปที่ 3.2 แผ่นยึดล้อช่วยแรง

แผ่นยึดที่ 1

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi}{4} (250 - 40)^2 \times 10 \\ &= 346360.59 \text{ mm}^3 \\ m_1 &= 2.719 \text{ kg} \\ &= 1.629 \text{ kg} \end{aligned}$$

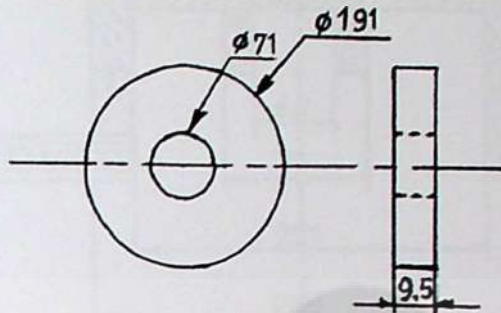
แผ่นยึดที่ 2

$$\begin{aligned} v_2 &= \frac{\pi}{4} (100 - 40)^2 \times 15 \\ &= 42411.5 \text{ mm}^3 \\ m_2 &= 0.333 \end{aligned}$$

ดังนั้นแผ่นยึดล้อช่วยแรงมีมวล 3.052 kg

คำนวณหามวล Disc (Malleable Cast Iron)

$$\rho = 7300 \text{ kg/m}^3 \text{ (จากตารางภาคผนวกที่ 1.1)}$$



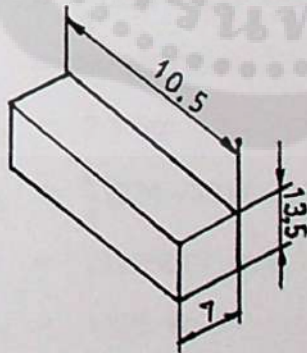
รูปที่ 3.3 แผ่นดิสก์ Dynamometer

$$v = \frac{\pi}{4} (191 - 71)^2 \times 9.5$$

$$= 107442.47 \text{ mm}^3$$

$$m = 0.784 \text{ kg}$$

คำนวณหามวล ครีป Disc (Malleable Cast Iron)



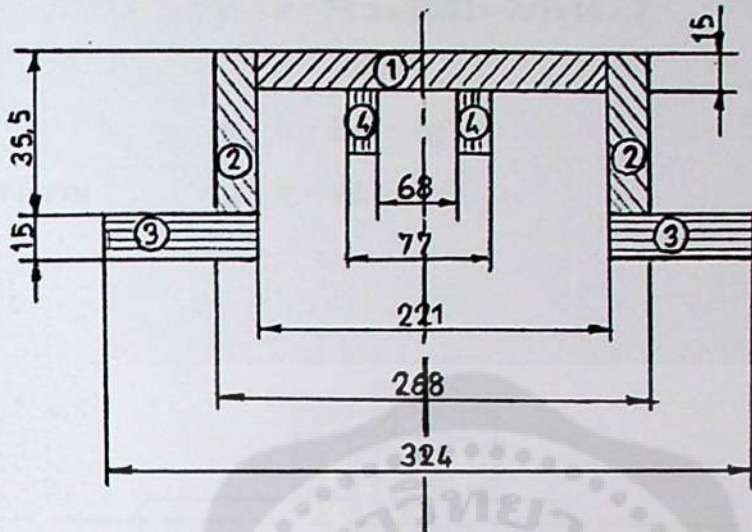
รูปที่ 3.4 ครีปดิสก์ Dynamometer

$$v = 13.5 \times 7 \times 105 \times 15 \times 2$$

$$= 297675 \text{ mm}^3$$

$$m = 2.173 \text{ kg}$$

คำนวณหามวล Cast (Malleable Cast Iron)



รูปที่ 3.5 ตัวเรือน Dynamometer

$$\begin{aligned} \text{พื้นที่ 1} \quad v_1 &= \frac{\pi}{4} (221 - 68)^2 \times 15 \times 2 \\ &= 551561.57 \text{ mm}^3 \\ m_1 &= 4.03 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{พื้นที่ 2} \quad v_2 &= \frac{\pi}{4} (288 - 221)^2 \times 40.75 \times 2 \\ &= 287340.67 \text{ mm}^3 \\ m_2 &= 2.1 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{พื้นที่ 3} \quad v_3 &= \frac{\pi}{4} (324 - 221)^2 \times 15 \times 2 \\ &= 249968.67 \text{ mm}^3 \\ m_3 &= 1.825 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{พื้นที่ 4} \quad v_4 &= \frac{\pi}{4} (77 - 68)^2 \times 20.5 \times 2 \\ &= 2608.31 \text{ mm}^3 \\ m_4 &= 0.019 \text{ kg} \end{aligned}$$

จะได้ m Cast รวมเท่ากับ = 7.974 kg

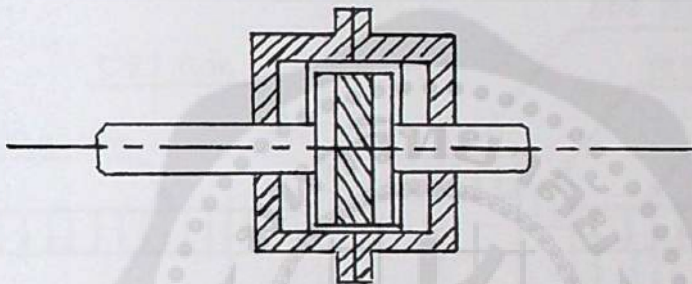
คำนวณหามวล ครีป Cast (Malleable Cast Iron)

$$\begin{aligned} v &= 20.5 \times 5(221 - 77) \times 16 \times 2 \\ &= 755712 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$m = 5.517 \text{ kg}$$

น้ำหนักรวม $m_A = 22.83 \text{ mm}^3$

หามวลน้ำ



รูปที่ 3.6 การคำนวณหามวลน้ำใน Dynamometer

$$V_{H_2O} = V_{total} - V_{metal} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} V_{total} &= \left[\frac{\pi}{4} (324 - 288)^2 \times 30 \right] + \left[\frac{\pi}{4} (288)^2 \times 111.5 \right] \\ &= 7294099.56 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$V_{metal} = V_{cast} + V_{disc} + V_{shaft} - V_{outcast} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} V_{outcast} &= \frac{\pi}{4} (40)^2 \times 125 \\ &= 157079.63 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$V_{metal} = 2516513.88 \text{ mm}^3$$

$$V_{H_2O} = 4777585.68 \text{ mm}^3$$

$$\rho_{H_2O} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m_{H_2O} = 4.778 \text{ kg}$$

น้ำหนักทั้งหมด = 27.61 \approx 30 kg

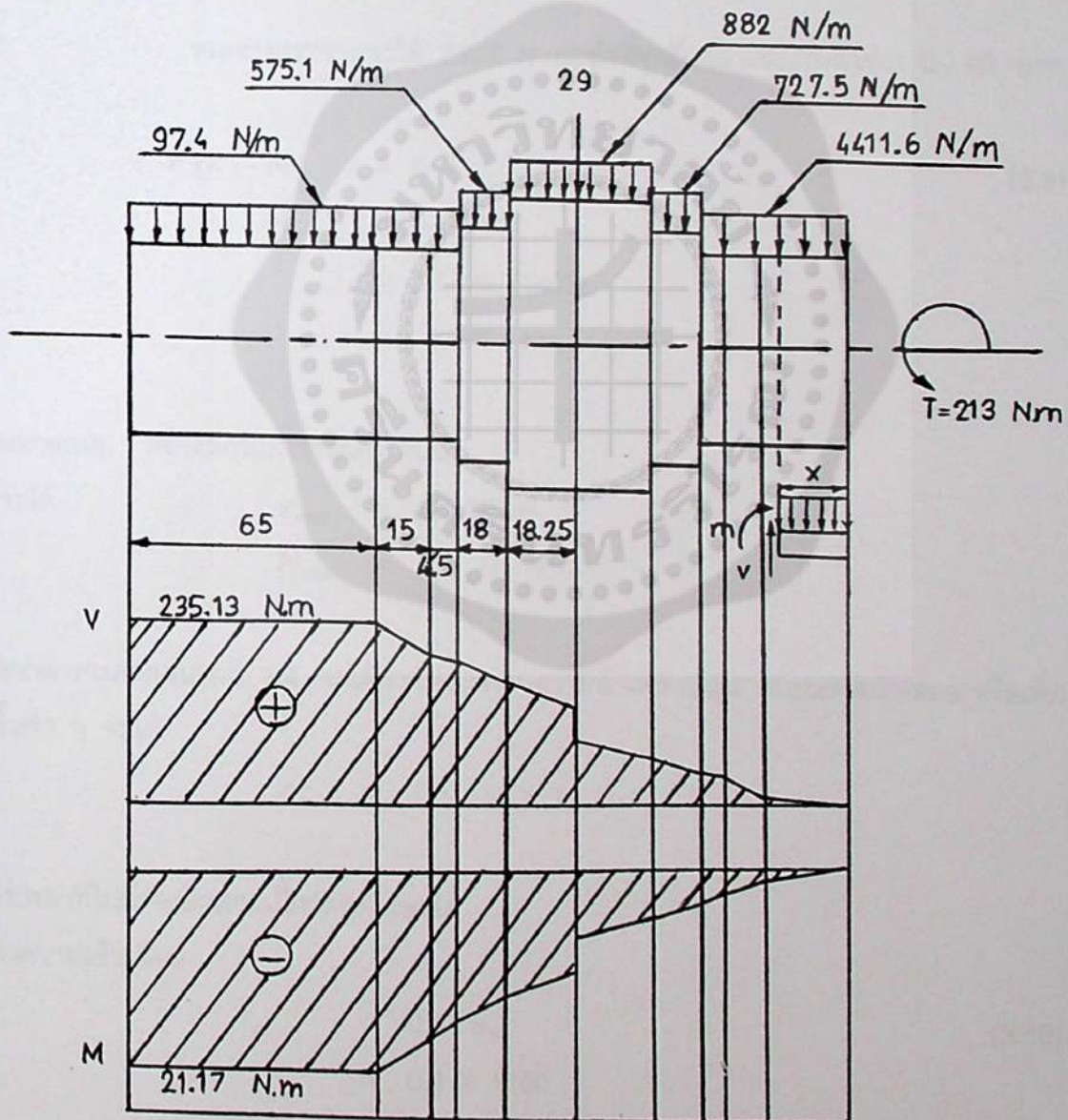
การคำนวณขนาดเพลาลึกสุด

(ดร.วิทธิ อึ้งภากรณ์, ชาญ ถนัดงาน)

จากตารางภาคผนวกที่ 1.1 (Stainless steel) จะได้คุณสมบัติ ดังนี้

σ_y	=	1120	MN/m ²	ρ	=	7905	kg/m ³
σ_u	=	1295	MN/m ²	τ_y	=	87	GN/m ²
E	=	196	GN/m ²	T	=	213	Nm

จากการคำนวณหามวลจะได้แรงที่กระทำกับเพลาดังนี้



รูปที่ 3.7 ขนาดเพล่า Dynamometer ในการคำนวณเพลาลึกสุด

พิจารณาจาก $0 < x < 40$ mm หาแรงเฉือน

$$\sum F_y = 0$$

$$\begin{aligned} -F + v &= 0 \\ v &= (F)(X) \\ &= 97.4 \times 0.04 \\ &= 3.896 \text{ N} \end{aligned} \tag{3.8}$$

หาโมเมนต์

รวมแรงกระจายจะได้ 3.896 N กระทำที่จุดกึ่งกลางของเพลาชั่ง 0–40 mm

$$\sum m_o = 0$$

$$\begin{aligned} (-F)(X) - M &= 0 \\ M &= (-F)(X) \\ &= (-3.896)(0.02) \\ &= -0.078 \text{ Nm} \end{aligned} \tag{3.9}$$

หมายเหตุ ที่ช่วงต่อไปก็ใช้วิธีเดียวกันนี้

$$\begin{aligned} \text{จะได้} \quad V_{\max} &= 235.13 \text{ N} \\ M_{\max} &= -21.17 \text{ Nm} \end{aligned}$$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.4 จะได้ค่าตัวประกอบความล้าเพลานูน แบบแรงสม่ำเสมอ หรือเพิ่มขึ้นช้า ๆ จะได้

$$C_m = 1.5, C_t = 1$$

ใช้เพลานี้ไม่มีร่องลึ้มตามเนื้อวัสดุที่ใช้จะได้

ค่าความเค้นเฉือน

$$\begin{aligned} \tau_d &= 0.3 \sigma_y \\ &= 0.3 \times 1120 \\ &= 336 \text{ MN/m}^2 \end{aligned} \tag{3.10}$$

คำนวณหาขนาดของเพลาจาก

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau_d} [(C_t T)^2 + (C_m M)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (3.11)$$

$$= \frac{16}{\pi 336 \times 10^6} [(1 \times 213)^2 + (1.5 \times 21.17)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\begin{aligned} d &= 0.01483 \text{ m} \\ &= 14.83 \text{ mm} \end{aligned}$$

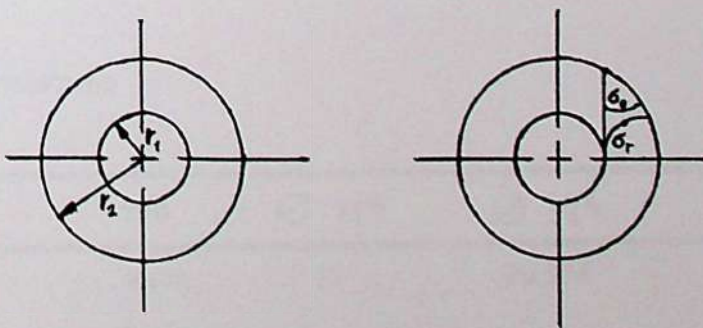
∴ ขนาดเพลาล็กที่สุดที่สามารถรับแรงได้ = 14.83 mm

คำนวณความเค้นที่กระทำต่อแผ่นดิสก์

(PP Benham, RJ Crawford & CG Armstrong Mechanics of Engineering Materials)

เลือกใช้วัสดุ Stainless steel ตามตารางภาคผนวกที่ 1.1

σ_y	=	1120	MN/m ²	ρ	=	7905	kg/m ³
σ_u	=	1295	MN/m ²	ν	=	0.27-0.3	
E	=	196	GN/m ²	N	=	3600	RPM
τ_y	=	87	GN/m ²	$2r_1$	=	71	mm
				$2r_2$	=	191	mm



รูปที่ 3.8 ความเค้นที่กระทำต่อแผ่นดิสก์

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\theta \max} &= \frac{3+\nu}{4} \rho \omega^2 \left(r_2^2 + \frac{1-\nu}{1+\nu} r_1^2 \right) & (3.12) \\
 &= \frac{3+0.3}{4} (7905) \left(\frac{2\pi 3600}{60} \right)^2 \left[\left(\frac{0.191}{2} \right)^2 + \frac{1-0.3}{1+0.3} \left(\frac{0.071}{2} \right)^2 \right] \\
 &= 9.082 \text{ MN/m}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sigma_{r \max} &= \frac{3+\nu}{8} \rho \omega^2 (r_2 - r_1)^2 & (3.13) \\
 &= \frac{3+0.3}{8} (7905) \left(\frac{2\pi 3600}{60} \right)^2 \left(\frac{0.191}{2} - \frac{0.071}{2} \right)^2 \\
 &= 1.67 \text{ MN/m}^2
 \end{aligned}$$

∴ ความเค้นในแนว σ_{θ} และ $\sigma_r < \sigma_y$ ดังนั้น แผ่น disk จึงทนแรงได้

การคำนวณหางานสวมอัด

โดยขนาดเพลลา 71 mm

เลือกใช้ค่างานสวมอัดตามมาตรฐาน ISO งานเพลลาเป็นหลัก ตามตารางภาคผนวกที่ 1.2 จะได้

ขนาดเพลลา $71^{h_5 (0, -13)}$

รูคว้าน $71^{P_6 (-26, 45)}$

จะได้ขนาดของงานสวมดังนี้

ตารางที่ 3.1 งานสวมอัด

รหัส	$\varnothing 71^{h_5}$	$\varnothing 71^{P_6}$
ขนาด	71	70.974
โตสุด		
ขนาด	70.989	70.963
เล็กสุด		

การคำนวณอายุการใช้งานของโรลลิ่งแบร์ริง

คุณสมบัติต่างๆ ตามมิติมาตรฐานและแรงประเมนของโรลลิ่งแบร์ริง เลือกใช้ Single - Row Deep - Groove Ball Bearing ที่เพลาขนาด 40 จะมีค่า (ภาคผนวกตารางที่ 1.3)

$$B = 15 \text{ mm} , C_0 = 9.3 \text{ kN} , C = 12.9 \text{ kN}$$

หาอายุการใช้งานจำนวนรอบ

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^k \quad (3.14)$$

โดยค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับแบบ ball Bearing

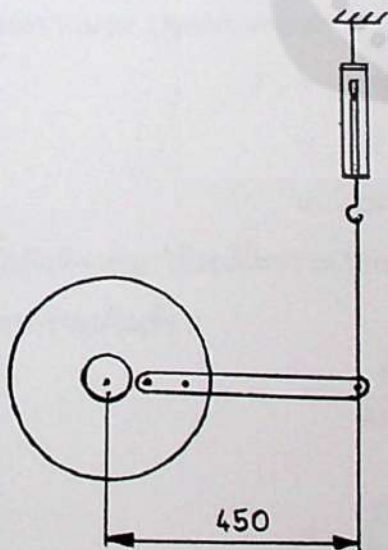
$$\begin{aligned} \text{แรง } F &= \frac{30 \times 9.81}{2} \\ &= 147.15 \text{ N} \end{aligned}$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{12900}{147.15} \right)^3 \\ &= 673733.79 \text{ mr} \end{aligned}$$

$$\text{อายุการใช้งาน} = 673733.79 \text{ mr}$$

การคำนวณหาขนาดตาชั่ง



$$\text{Beam ยาว} = 450 \text{ mm}$$

$$T = 21.7 \text{ kg.m}$$

$$T = ml$$

$$m = \frac{T}{l}$$

$$(3.15)$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} &= \frac{21.7}{0.45} \frac{\text{kg.m}}{\text{m}} \\ &= 48.22 \text{ kg} \end{aligned}$$

รูปที่ 3.9 ตาชั่งวัดแรง

∴ เลือกใช้ตาชั่งที่รับน้ำหนักได้ไม่ต่ำกว่า 48.22 kg

คำนวณหาสลักเกลียวที่แผ่นยึดล้อช่วยแรง

เลือกสลักเกลียว \varnothing 12 mm. คุณสมบัติที่ 5.6 ตามตารางภาคผนวกที่ 1.6 , 1.8 และ 1.9 จะได้

$$A_s = 84.3 \text{ mm}^2$$

$$\text{ความเค้นพิสูจน์ต่ำสุด} \quad 300 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{แรงดึงในแนวแกน} \quad F_i = 18 \text{ kN}$$

กำหนดค่า

$$\text{มีสลัก} \quad 6 \quad \text{ตัว} \quad T = 213 \text{ Nm}$$

$$\text{Dynamometer} \quad 30 \text{ kg}$$

หาแรงจาก Torque

$$T = F \times r \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{r} \\ &= 213 / 0.105 \\ &= 2028.57 \text{ N} \end{aligned}$$

หาแรงจากมวล Dynamometer

$$T = mg \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} &= 30 \times 9.81 \\ &= 294 \text{ N} \end{aligned}$$

ดังนั้นจึงพิจารณาใช้แรงที่หาจาก Torque ที่ได้มากกว่าแรงที่มวล Dynamometer

หาค่าความเค้นเฉือน

$$\tau = \frac{F}{A_s \cdot Z} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} &= \frac{2028.57}{(84.3 \times 6)} \\ &= 4.01 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

หาความเค้นดึง

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{F}{As.Z} & (3.19) \\ &= \frac{18 \times 10^3}{(84.3 \times 6)} \\ &= 35.587 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกคต๊ะฮีดรัล ตรวจสอบว่าความเค้นใช้งาน
($N = 4$ ตามตารางภาคผนวกที่ 1.5)

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{ผล}} = \frac{\sigma_y}{N} &= \left[(\sigma)^2 + 3(\tau)^2 \right]^{\frac{1}{2}} & (3.20) \\ \frac{\sigma_y}{4} &= \left[(35.587)^2 + 3(4.01)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \sigma_y &= 145 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

จากค่า σ_y ที่คำนวณได้น้อยกว่าค่าความเค้นพิสูจน์ต่ำสุดของวัสดุ จึงแสดงว่าสามารถรับแรงได้

คำนวณหาสลักเกลียวที่แผ่นยึด Dynamometer

เลือกสลักเกลียว \varnothing 10 mm. คุณสมบัติที่ 5.6 ตามตารางภาคผนวกที่ 1.6, 1.8 และ 1.9 จะได้

$$\begin{aligned}As &= 58 \text{ mm}^2 \\ \text{ความเค้นพิสูจน์ต่ำสุด} & 300 \text{ N/mm}^2 \\ \text{แรงดึงในแนวแกน} & Fi = 12.3 \text{ kN}\end{aligned}$$

กำหนดค่า

มีสลัก	6	ตัว	$T = 213 \text{ Nm}$
Dynamometer	30	kg	

หาแรงจาก Torque

$$\begin{aligned}T &= F \times r \\ F &= \frac{T}{r} \\ &= 213 / 0.055 \\ &= 3872.72 \text{ N}\end{aligned}$$

หาค่าความเค้นเฉือน

$$\begin{aligned}\tau &= \frac{3872.22}{(58 \times 6)} \\ &= 11.127 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

หาค่าความเค้นดึง

$$\begin{aligned}\sigma &= \frac{12.3 \times 10^3}{(58 \times 6)} \\ &= 35.344 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

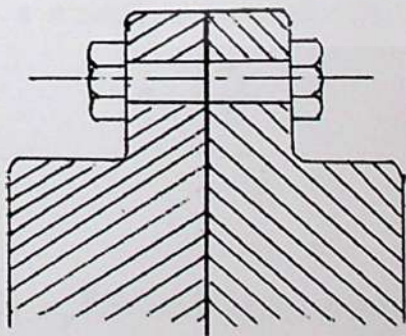
ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกตะฮีดรัล ตรวจสอบว่าความเค้นใช้งาน

($N = 4$ ตามตารางภาคผนวกที่ 1.5)

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{ผล}} = \frac{\sigma_y}{N} &= \left[(\sigma)^2 + 3(\tau)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \frac{\sigma_y}{4} &= \left[(35.344)^2 + 3(11.127)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \sigma_y &= 161 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

จากค่า σ_y ที่คำนวณได้น้อยกว่าค่าความเค้นพิสูจน์ต่ำสุดของวัสดุ จึงแสดงว่าสามารถรับแรงได้

คำนวณหาสลักเกลียวฝาครอบ Dynamometer



เลือกสลักเกลียว $\varnothing 8$ mm. คุณสมบัตินี้ 5.6 ตามตารางภาคผนวกที่ 1.6, 1.8 และ 1.9 จะได้

$$A_s = 36.6 \text{ mm}^2$$

ความเค้นพิสูจน์ต่ำสุด 300 N/mm^2

แรงดึงในแนวแกน $F_i = 7.7 \text{ kN}$

รูปที่ 3.10 สกรูยึดที่ฝาครอบ Dynamometer

กำหนดค่า

มีสลัก	16	ตัว	$T = 213 \text{ Nm}$
Dynamometer	30	kg	

หาแรงจาก Torque

$$\begin{aligned}
 T &= F \times r \\
 F &= \frac{T}{r} \\
 &= 213 / 0.153 \\
 &= 1392.16 \text{ N}
 \end{aligned}$$

หาค่าความเค้นเฉือน

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{1392.16}{(36.6 \times 16)} \\
 &= 2.377 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

หาความเค้นดึง

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \frac{7.7 \times 10^3}{(36.6 \times 6)} \\
 &= 13.149 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

ใช้ทฤษฎีความเค้นเฉือนออกคตะฮีดรัล ตรวจสอบว่าความเค้นใช้งาน

($N = 4$ ตามตารางภาคผนวกที่ 1.5)

$$\begin{aligned}
 \sigma_{\text{eq}} = \frac{\sigma_y}{N} &= \left[(\sigma)^2 + 3(\tau)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\
 \frac{\sigma_y}{4} &= \left[(13.149)^2 + 3(2.377)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\
 \sigma_y &= 55.114 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

จากค่า σ_y ที่คำนวณได้น้อยกว่าค่าความเค้นพิสูจน์ต่ำสุดของวัสดุ จึงแสดงว่าสามารถรับแรงได้

บทที่ 4

อุปกรณ์ วิธีการทดลอง และผลการทดลอง

อุปกรณ์ในการทดลอง

- เครื่องยนต์เบนซิน TOYOTA –4K ซึ่งมีสมรรถนะดังนี้
กำลังงานสูงสุด 40 kW ที่ 4800 รอบ/นาที
แรงบิดสูงสุด 105 Nm ที่ 3200 รอบ/นาที
- Dynamometer
- ชุดวัดอุณหภูมิน้ำเข้า – ออก
- ชุดวงจรถอร์คหัวเทียน
- ตราชั่งสปริง
- เครื่องมือวัดรอบเครื่องยนต์
- ชุดเขวนตราชั่งสปริง

เงื่อนไขในการทดสอบ

ในขณะที่ทำการทดสอบแรงบิดและแรงม้าเบรคของเครื่องยนต์นั้นหลังจากทำการซีดหัวเทียนควรจะปรับภาวะของไดนาโมมิเตอร์ เพื่อให้เครื่องยนต์มีความเร็วรอบกลับคืนคงที่เท่าเดิมและกำลังที่เพลาคควรจะวัดให้เร็วที่สุดหลังจากปรับภาวะให้คงที่แล้ว

ขั้นตอนการทดลอง

1. เตรียมอุปกรณ์ต่าง ๆ ในการทดสอบให้พร้อม
2. ตรวจสอบความพร้อมของระบบต่าง ๆ ของเครื่องยนต์
3. ตรวจสอบความพร้อมของ Dynamometer (ปิดวาล์วน้ำเข้า – ออก)

4. สตาร์ทเครื่องยนต์ให้เครื่องยนต์ที่รอบเดินเบา ประมาณ 5 นาที ก่อนการ

ทดลอง

5. เพิ่มความเร็วรอบของเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบที่จะทำการทดลอง
 6. เปิดวาล์วน้ำเข้า Dynamoment ให้เต็มระบบ
 7. อ่านค่าที่ได้จากตาชั่งสปริงและความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 4 สุ่มบันทึกผลการ

ทดลอง

8. ทำการชอร์ตหัวเทียนสูบที่ 1
 9. ปิดวาล์วน้ำเข้าและปล่อยน้ำออกเพื่อลดภาระให้ความเร็วรอบของ เครื่อง

ยนต์เพิ่มขึ้นเท่ากับความเร็วรอบในขั้นตอนการทดลองที่ 7 และปิดน้ำออกเพื่อให้ความเร็วรอบ
 คงที่

10. อ่านค่าที่ได้จากตาชั่งสปริง บันทึกผลการทดลอง
 11. ทำการทดลองชอร์ตหัวเทียนสูบที่ 2, 3 และ 4 ตามขั้นตอนที่ 8 ถึง 10
 12. ทำการทดลองที่ความเร็วรอบ อื่นๆ ตามขั้นตอนการทดลองที่ 5 ถึง 11

ตัวอย่างการคำนวณหาแรงบิด กำลังที่เพลา กำลังที่หัวสูบและประสิทธิภาพเชิงกล

จากตารางที่ 4.1 ได้ผลการทดลองดังนี้

- ความเร็วรอบ 1000 rpm
- น้ำหนักตาชั่งก่อนชอร์ตหัวเทียน 8 kg
- น้ำหนักตาชั่งหลังชอร์ตหัวเทียนสูบ 1-4 ได้ 5, 5, 5 และ 5 kg ตามลำดับ
- อุณหภูมิน้ำเข้า 33°C
- อุณหภูมิน้ำออก 41°C
- ความยาวแขน 0.363 m
- อัตราการไหลของน้ำเข้าและออก 0.0438 kg/s
- ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำที่ $33^{\circ}\text{C} = 4.18 \text{ kg/kg}^{\circ}\text{C}$

การหาแรงบิด

$$\begin{aligned}
 T_{total} &= mgl \\
 &= 8 \times 9.81 \times 0.363 \\
 &= 28.49 \text{ Nm} \\
 T_{\text{ชอร์ต 1สูบ}} &= 5 \times 9.81 \times 0.363 \\
 &= 17.81 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

การหาค่ากำลังที่เพลลา

$$B_s = \frac{2\pi Tn}{60 \times 746}$$

$$= \frac{2 \times \pi \times 28.49 \times 1000}{60 \times 746}$$

$$= 4 \quad \text{HP}$$

$$B_1 = \frac{2\pi Tn}{60 \times 746}$$

$$= \frac{2 \times \pi \times 17.81 \times 1000}{60 \times 746}$$

$$= 2.5 \quad \text{HP}$$

หาค่ากำลังที่อยู่ในรูปของ Heat

$$B_h = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{746}$$

$$= \frac{0.0438 \times 4.18 \times 1000 \times (41 - 33)}{746}$$

$$= 1.96 \quad \text{HP}$$

$$B = B_s + B_h$$

$$= 4 + 1.96$$

$$= 5.96 \quad \text{HP}$$

$$I_1 = B - B_1$$

$$= 5.96 - 2.5$$

$$= 3.46 \quad \text{HP}$$

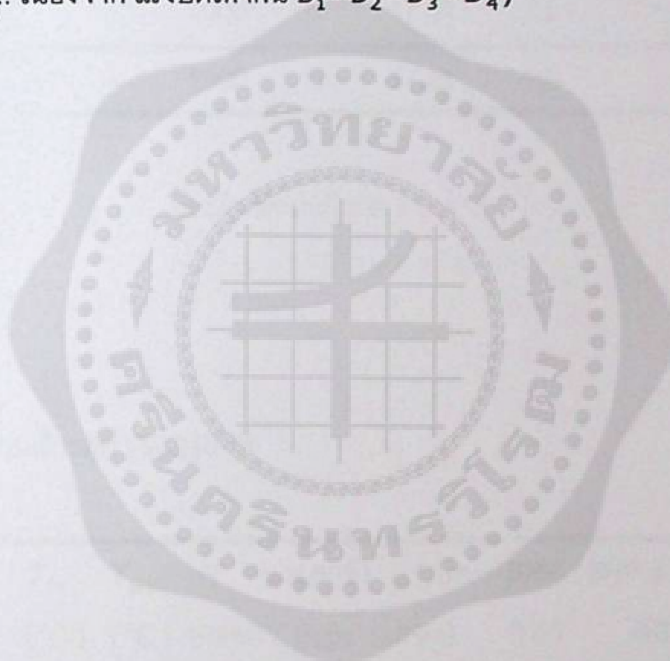
$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4$$

$$= 3.46 + 3.46 + 3.46 + 3.46$$

$$= 13.84 \quad \text{HP}$$

$$\begin{aligned}\eta_m &= \frac{B}{I} \times 100 \\ &= \frac{5.96}{13.84} \times 100 \\ &= 43.06 \%\end{aligned}$$

(หมายเหตุ.. เนื่องจาก แรงบิดเท่ากัน $B_1=B_2=B_3=B_4$)



ตารางที่ 4.1 ที่ความเร็วรอบ 2000 RPM

จำนวนสูบทำงาน	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	N (RPM)	น.น.ต.ข้าง (kg)	แรงบิด (Nm)	BHP (HP)	BHP + heat (HP)	Ihp (HP)
4 สูบ	33	41	1000	8	28.49	4	5.96	13.84
ชอร์ต สูบ 1	-	-	1000	5	17.81	2.5	-	10.38
ชอร์ต สูบ 2	-	-	1000	5	17.81	2.5	-	10.38
ชอร์ต สูบ 3	-	-	1000	5	17.81	2.5	-	10.38
ชอร์ต สูบ 4	-	-	1000	5	17.81	2.5	-	10.38

ประสิทธิภาพเชิงกล = 0.413

ตารางที่ 4.2 ที่ความเร็วรอบ 2500 RPM

จำนวนสูบทำงาน	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	N (RPM)	น.น.ต.ข้าง (kg)	แรงบิด (Nm)	BHP (HP)	BHP + heat (HP)	Ihp (HP)
4 สูบ	33	45	1200	7	40.95	6.9	9.85	22.36
ชอร์ต สูบ 1	-	-	1200	7	25.28	4.26	-	16.77
ชอร์ต สูบ 2	-	-	1200	7	25.28	4.26	-	16.77
ชอร์ต สูบ 3	-	-	1200	7	25.28	4.26	-	16.77
ชอร์ต สูบ 4	-	-	1200	7	25.28	4.26	-	16.77

ประสิทธิภาพเชิงกล = 0.441

ตารางที่ 4.3 ที่ความเร็วรอบ 3500 RPM

จำนวนสูบทำงาน	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	N (RPM)	น.น.ตาซัง (kg)	แรงบิด (Nm)	BHP (HP)	BHP + heat (HP)	I_{hp} (HP)
4 สูบ	33	50	1400	15	53.42	10.5	14.67	30.68
ชอร์ต สูบ 1	-	-	1400	10	35.61	7	-	23.01
ชอร์ต สูบ 2	-	-	1400	10	36.61	7	-	23.01
ชอร์ต สูบ 3	-	-	1400	10	36.61	7	-	23.01
ชอร์ต สูบ 4	-	-	1400	10	36.61	7	-	23.01

ประสิทธิภาพเชิงกล = 0.478

ตารางที่ 4.4 ที่ความเร็วรอบ 4500 RPM

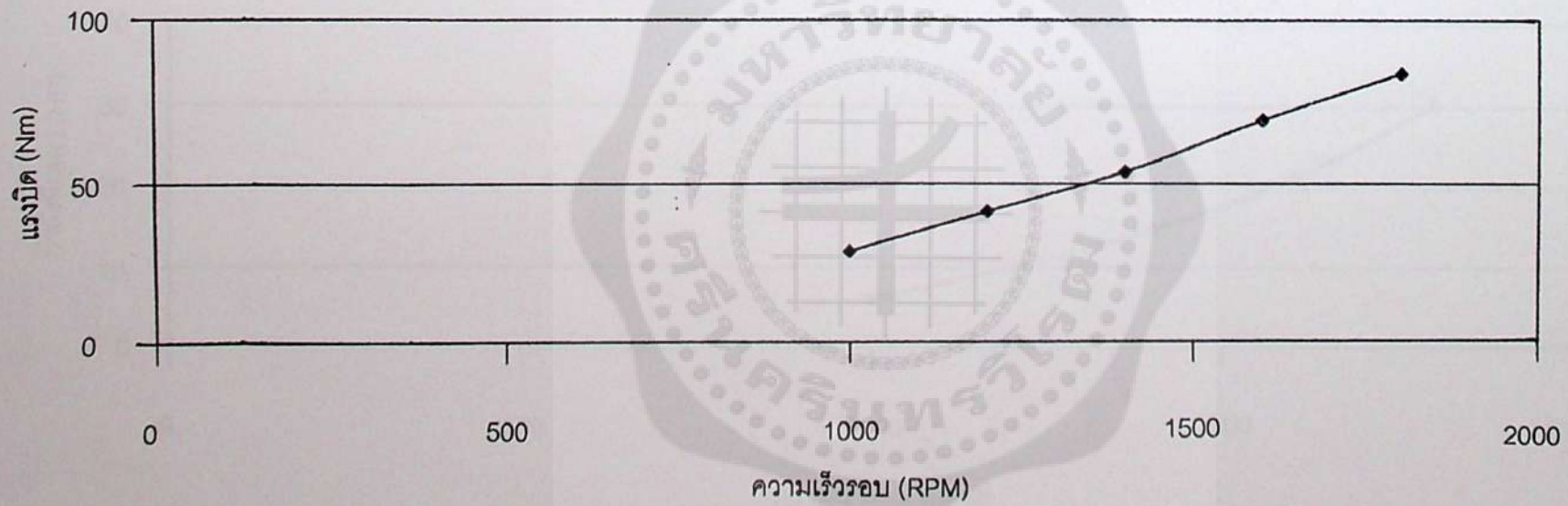
จำนวนสูบทำงาน	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	N (RPM)	น.น.ตาซัง (kg)	แรงบิด (Nm)	BHP (HP)	BHP + heat (HP)	I_{hp} (HP)
4 สูบ	33	55	1600	19.5	69.44	15.6	21	40.8
ชอร์ต สูบ 1	-	-	1600	13.5	48.1	10.8	-	30.6
ชอร์ต สูบ 2	-	-	1600	13.5	48.1	10.8	-	30.6
ชอร์ต สูบ 3	-	-	1600	13.5	48.1	10.8	-	30.6
ชอร์ต สูบ 4	-	-	1600	13.5	48.1	10.8	-	30.6

ประสิทธิภาพเชิงกล = 0.5147

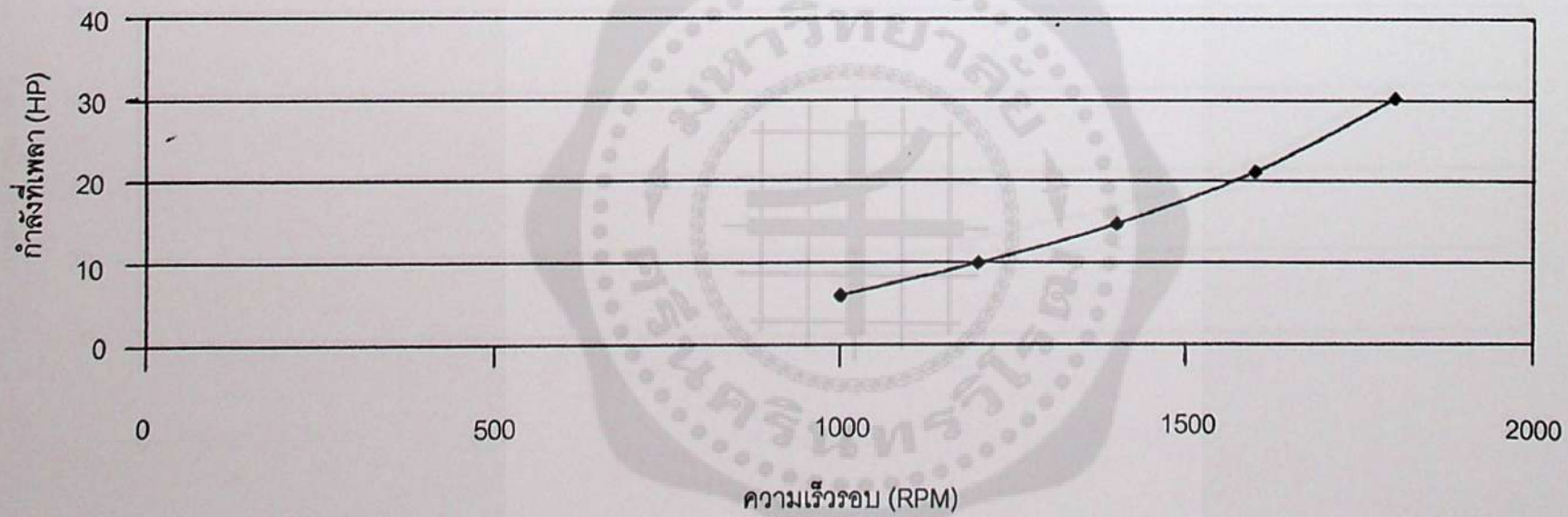
ตารางที่ 4.5 ที่ความเร็วรอบ 6000 RPM

จำนวนสูบทำงาน	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	N (RPM)	น.น.ต.ข้าง (kg)	แรงบิด (Nm)	BHP (HP)	BHP + heat (HP)	Ihp (HP)
4 สูบ	33	70	1800	23.5	83.68	21.14	30.22	59.68
ชอร์ต สูบ 1	-	-	1800	17	60.54	15.3	-	44.76
ชอร์ต สูบ 2	-	-	1800	17	60.54	15.3	-	44.76
ชอร์ต สูบ 3	-	-	1800	17	60.54	15.3	-	44.67
ชอร์ต สูบ 4	-	-	1800	17	60.54	15.3	-	44.67

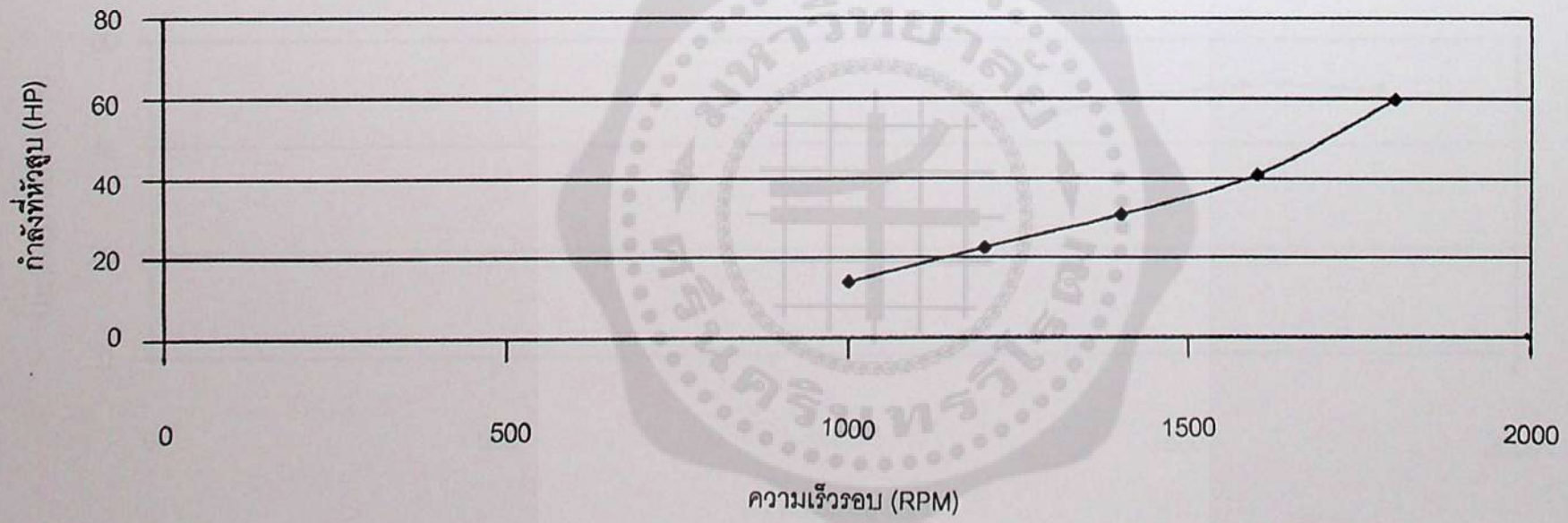
ประสิทธิภาพเชิงกล = 0.5064



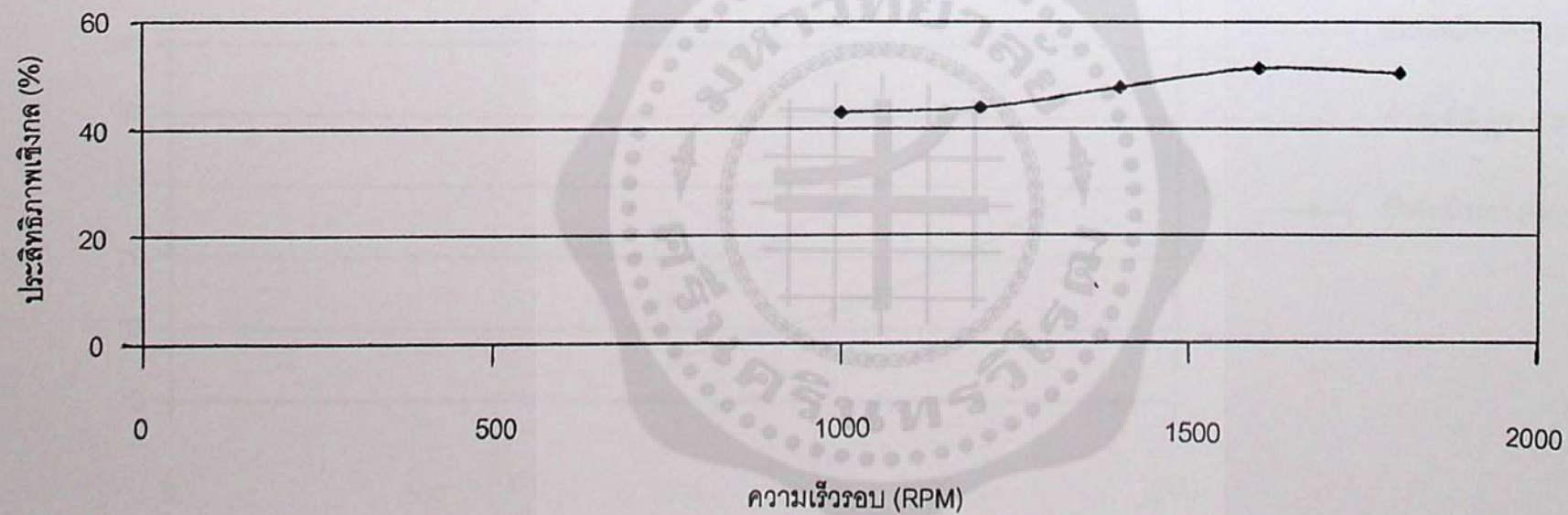
รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับแรงบิด



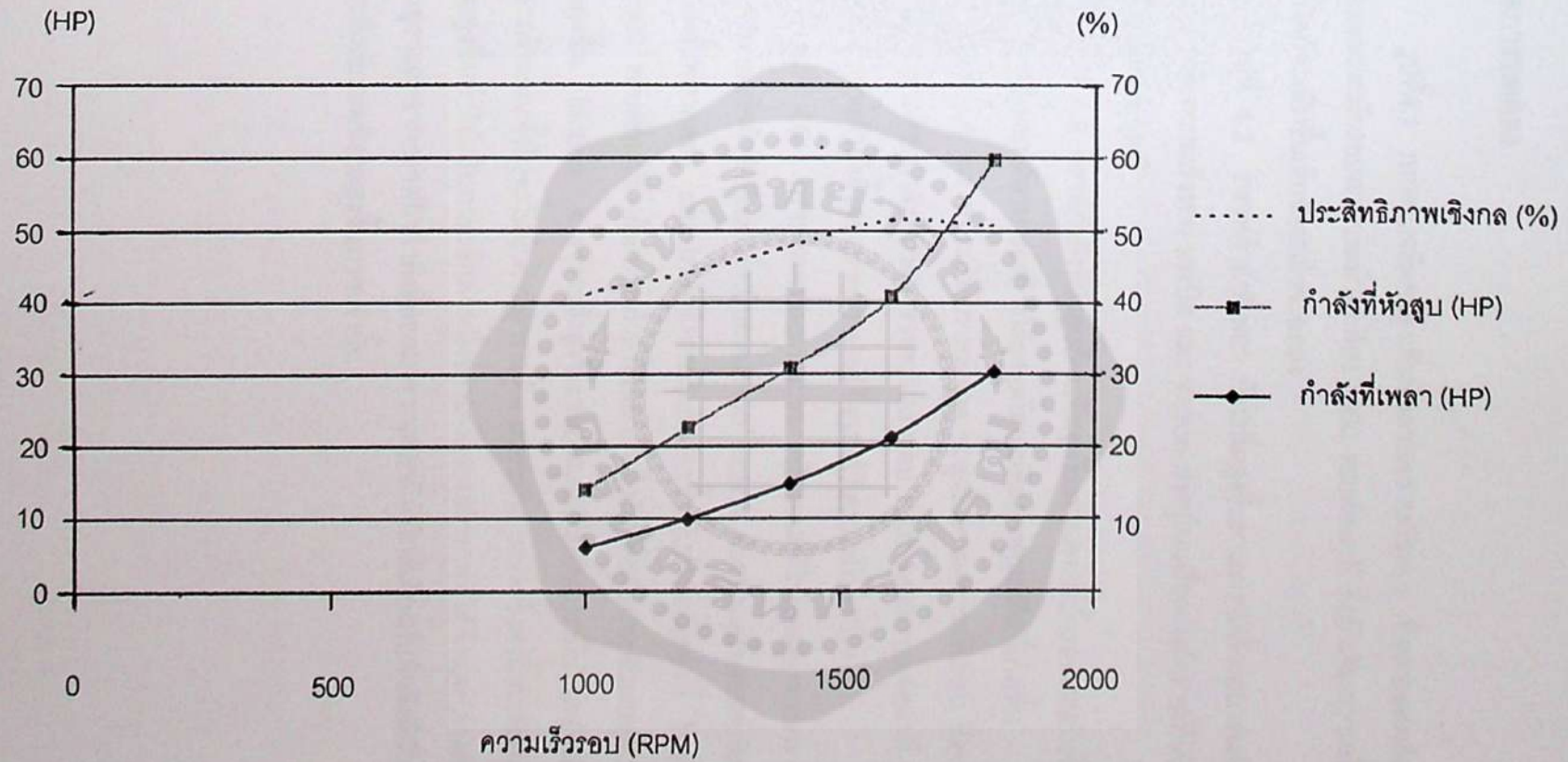
รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับกำลังที่เพลา



รูปที่ 4.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับกำลังที่หัวสูบ



รูปที่ 4.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วรอบกับประสิทธิภาพเชิงกล



รูปที่ 4.5 กราฟแสดงสมรรถนะรวมของเครื่องยนต์ TOYOTA-4K

วิเคราะห์ผลการทดลอง

รูปที่ 4.1 กราฟแรงบิดจะสูงเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ ซึ่งจะสอดคล้องกับทฤษฎีจากการทดลองความเร็วรอบสามารถทำได้เพียง 1800 รอบต่อนาที ซึ่งถ้าเพิ่มความเร็วรอบต่อไปอีกกราฟแรงบิดก็จะเพิ่มขึ้นเล็กน้อยแล้วจะลดลง

รูปที่ 4.2 กราฟกำลังที่เพลาก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามความเร็วรอบเช่นกันซึ่งกำลังที่เพลานี้จะมีตัวแปรคือความเร็วรอบ แรงบิด และ friction ต่างๆในเครื่องยนต์กราฟที่ได้ก็มีแนวโน้มสูงขึ้นซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎี

รูปที่ 4.3 กราฟกำลังที่หัวสูบก็จะเพิ่มสูงขึ้นตามความเร็วรอบเช่นกันซึ่งกำลังที่หัวสูบนี้อาจจะเป็นกำลังที่เครื่องยนต์สามารถสร้างได้สูงสุดโดยไม่คิดการสูญเสียที่เกิดขึ้น

รูปที่ 4.4 กราฟประสิทธิภาพเชิงกล จะสูงขึ้นตามความเร็วรอบ ซึ่งจะหามาจากการนำกำลังที่เพลหารด้วยกำลังที่หัวสูบ ช่วงความเร็วรอบ 1600-1800 รอบต่อนาที กราฟจะตกลงเพราะผลต่างระหว่างกำลังทั้งสองมากกว่าปกติ ซึ่งจะได้วิเคราะห์ในรูปที่ 4.5

รูปที่ 4.5 กราฟแสดงสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ทดสอบจากกราฟจะเห็นว่ากำลังที่หัวสูบจะมากกว่ากำลังที่เพลานี้ซึ่งเป็นผลมาจาก friction ต่างๆในเครื่องยนต์ก่อนออกมาถึงเพลานี้ทำให้กำลังที่เพลาลดลง และประสิทธิภาพเชิงกลก็จะขึ้นกับกำลังทั้งสองนี้ ในช่วงความเร็วรอบ 1600-1800 รอบต่อนาที เส้นกราฟกำลังที่เพลากับกำลังที่หัวสูบต่างกันมากซึ่งเกิดจากเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้น friction ต่างๆก็จะยิ่งสูงขึ้นเช่นกันและยังมีตัวแปรที่ไม่ได้กล่าวถึงในทฤษฎีเนื่องจากในการคำนวณทั่วไปจะไม่นำค่านี้มารวมคือ pumping work ซึ่งค่านี้จะเพิ่มมากขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นทำให้เป็นภาระอีกค่าหนึ่งของเครื่องยนต์กราฟที่ได้จึงแตกต่างกันมากขึ้นที่ความเร็วรอบสูงๆและจากกราฟถ้ากำลังที่ออกมาจากเพลามีค่าใกล้เคียงกับกำลังที่หัวสูบมากเท่าใดจะทำให้ประสิทธิภาพเชิงกลสูงขึ้นมากเท่านั้น

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและหัวข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองจะเป็นการทดลองแบบควบคุมภาระคงที่ (Fix load) จากรูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดกับความเร็วยกจะพบว่าแรงบิดจะแปรผันกับความเร็วยกถ้าความเร็วยกเพิ่มขึ้นแรงบิดก็จะมากขึ้น แต่ถ้าความเร็วยกน้อยลงแรงบิดก็จะน้อยตาม

จากรูปที่ 4.5 กราฟแสดงสมรรถนะรวมของเครื่องยนต์ TOYOTA-4K จะเห็นว่าความเร็วยกยิ่งสูง แรงม้าเบรคและแรงม้าอินดิเครตจะสูงขึ้นและแรงม้าอินดิเครตจะตั้งสูงกว่าแรงม้าเบรคเสมอ เนื่องจาก friction ต่างๆ ในเครื่องยนต์

สำหรับประสิทธิภาพเชิงกลกับความเร็วยก โดยประสิทธิภาพเชิงกลจะขึ้นอยู่กับแรงม้าเบรคและแรงม้าอินดิเครต ถ้าความแตกต่างของแรงม้าเบรค และแรงม้าอินดิเครตมีมาก จะทำให้ประสิทธิภาพน้อยลงถ้ามีความแตกต่างน้อยจะทำให้ประสิทธิภาพสูงขึ้น โดยจะพบว่าที่ความเร็วยกต่ำจะมีประสิทธิภาพน้อย และจะเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วยกสูงขึ้น และจะลดลงเล็กน้อยเมื่อมีความเร็วยกสูงสุด

ข้อเสนอแนะ

1. ในการทดลองต้องทำการทดลองในการชอร์ตหัวเทียนให้เร็วที่สุด
2. สามารถทดลองกับเครื่องยนต์รุ่นอื่นได้โดยเปลี่ยนแผ่นยึดที่ต่อกับ Fly wheel
3. ควรติดตั้งระบบระบายความร้อนใน Dynamometer ให้ดีเพราะอุณหภูมิขณะทดลองจะสูงขึ้นเร็วมาก

หมายเหตุ ในผลการทดลองจะพบว่าประสิทธิภาพเชิงกลที่ได้จะน้อย เนื่องจากระหว่างการชอร์ตหัวเทียนจะไม่สามารถวัดอุณหภูมิได้ทำให้กำลังส่วนที่สูญเสียไปกับการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำส่วนนี้ไม่ได้นำมาคิดรวม

บรรณานุกรม

1. ดร.วิฑูรย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน, การออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 1, กรุงเทพมหานคร : บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น , 2537
2. ดร.วิฑูรย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน, การออกแบบเครื่องจักรกลเล่ม 2, กรุงเทพมหานคร : บริษัท ซีเอ็ดดูเคชั่น , 2537
3. Ferdinand P, Beer and E, Russell Johnston, Jr. Mechanics of Manterials, London : Mcgraw – hill book Company , 1992
4. J.F. Douglas. J.M. Gasiorek . J.A. Swaffield Fluid Mechanics Third edition. By Logman Singapore : Publishrers (Pte) Ltd. Printer in Singapore 1995
5. Joseph A. Schetz and Allen E. Fuhs. Handbook of Fluid Dynamics and Fulid Machinery. New Yourk : John wiley & Sons, INC , 1996
6. Plint, Michael and Martyr, Anthony. Engine Testing theory and Pracffice 2 ed. Butter worth Heingeman : Oxford . 1999
7. PP Bcnham, RJ Crawford & CG Armstrogn, Mechanics of Engineering Materials, London, 1996



ตารางภาคผนวกที่ 1.1 คุณสมบัติทางกลของวัสดุชนิดต่าง ๆ

Material	Yield or 0.1% proof stress (MN/m ²)	Tensile Strength (MN/m ²)	Young's modulus (GN/m ²)	Shear modulus (GN/m ²)	% Elongation on 50 mm	Endurance or fatigue limit at 10 ⁷ cycles (MN/m ²)	Coeff. Of thermal expansion (X10 ⁻⁶ /°C)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio
Acrylic	-	50-80	2.7-3.2	-	2-8	-	0.6	1200	0.4
Aluminium (pure)	40	200	70	26	60	-	23	2710	0.33
Aluminium Alloy	250-450	320-550	70-72	26-28	8-17	120-140	23	2626-270	0.33
Brass	259	427	104	38	40	133	18.5	8430	0.34
Bronze	280	546	122	47	35	210	17.5	7601	0.34
Carbon Steel	370	602	208	82	30	287	12	7850	0.27-0.3
Cast iron (flake)	-	280	175	-	0.6	119	12	7352	0.2-0.3
Cast iron (malleable)	-	343	175	330	3.0	315	12.1	7300	0.2-0.3
Concrete	40	43	18.5	-	0.45	-	10.8	2400	0.1-0.2
Copper (pure)	60	400	110-120	40-46	50	-	17	8900	0.33-0.36
Douglas fir (dry)	56	125	14	-	-	-	-	560	-
Douglas fir (wet)	32	77	11	-	-	-	-	608	-
Glass	-	30-1000	50-80	20-35	-	-	5-11	2400-2800	0.2-0.27
Magnesium alloy	245	343	45	16.5	12	133	12	1825	0.35
Mild steel	280	462	270	81	45	224	12	7850	0.24-0.3
Nickel steel	1000	1250	207	82.5	14	595	12	7850	0.27-0.3
Ni-Cr-Mo steel	924	1085	203	77	19	525	12.5	7822	0.27-0.6
Nylon	-	65-86	2.0-2.8	-	60-300	-	0.8-1.0	1150	0.4
Polycarbonate	-	56-66	2.0-3.0	-	100-130	-	0.40.7	1100-1250	0.4
Polythene	-	8-35	0.2-1.4	-	100-1200	-	1.3-2.5	914-960	0.4-0.45
u.P.V.C.	-	30-70	1.0-3.5	-	10-300	-	0.5-1.0	1300-1500	0.41
Red oak (dry)	59	132	12.5	-	-	-	-	691	-
Rubber (hard)	-	5-32	0.004	-	150-700	-	130-200	860-2000	0.45-0.5
Stainless steel	1120	1295	196	87	9	616	17.3	7905	0.57-0.3
Titanium (pure)	400	500	110	40	25	-	8-10	4500	0.33
Titanium alloy	750-910	900-1040	106	40	10-12	490	8-10	4470-4500	0.33
Tungsten	1000	1510	360	150	0-4	-	4.3	1900	0.2

ตารางภาคผนวกที่ 1.3 มิติมาตรฐานและแรงประเมนของโรลลิ่งแบร์ริง (C_0 , C เป็น KN)

ขนาด d ท	อนุกรมเส้นผ่านศูนย์กลาง 0												
	O.D. D Mm	รัศมี ทิลเลต สูงสุด mm	อนุกรมมิติ 10						ความ หนา B mm	อนุกรมมิติ 30			
			ความ หนา B mm	Single-Row Deep-Groove Ball Bearing		Angular Contact Small-Angle Ball Bearing		Double-Row Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing			
				C_0	C	C_0	C	C_0		C	C_0	C	
4													
5													
6													
7	19	0.30	6	-	1.51								
8	22	0.30	7	-	2.51								
9	24	0.30	7	-	2.60								
10	26	0.30	8	1.96	3.51								
12	28	0.30	8	2.22	3.92								
15	32	0.30	9	2.51	4.29								
17	35	0.30	10	2.78	4.63								
20	42	0.60	12	4.45	7.21								
25	47	0.60	12	4.94	7.74	-	-	16	10.86	16.42			
30	55	1	13	6.90	10.19	-	-	19	14.06	20.51			
35	62	1	14	8.50	12.28	10.90	14.46	20	19.62	27.01			
40	68	1	15	9.30	12.90	12.37	15.53	21	24.07	32.31			
45	75	1	16	12.15	16.15	14.95	18.42	23	28.97	37.96			
50	80	1	17	13.08	16.78	16.73	19.62	23	31.86	40.27			
55	90	1	18	17.00	21.76	22.12	25.81	26	42.45	52.51			
60	95	1	18	18.29	22.65	23.36	26.43	26	46.28	55.62			
65	100	1	18	19.62	23.50	25.81	27.99	26	50.28	58.74			
70	110	1	20	24.39	29.28	31.06	34.18	30	66.75	75.65			
75	115	1	20	26.12	30.39	34.35	36.22	30	66.75	75.20			
80	125	1	22	31.28	36.67	42.01	44.28	34	82.77	92.56			
85	130	1	22	33.55	39.09	44.10	45.39	34	89.44	97.01			
90	140	1.50	24	39.11	44.50	52.51	54.29	37	103.68	113.03			
95	145	1.50	24	41.87	46.72	55.18	55.62	37	111.28	118.81			
100	150	1.50	24	41.87	46.28	57.85	56.96	37	119.26	124.15			

ตารางภาคผนวกที่ 1.4 ค่าตัวประกอบความด้า

ชนิดของแรง	C_m	C_t
<u>เพลาอยู่นิ่ง :</u>		
แรงสมน้ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ	1.0	1.0
แรงกระตุก	1.5-2.0	1.5-2.0
<u>เพลาหมุน :</u>		
แรงสมน้ำเสมอหรือเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ	1.5	1.0
แรงกระตุกอย่างเบา ๆ	1.5-2.0	1.0-1.5
แรงกระตุกอย่างแรง	2.0-3.0	1.5-3.0

ตารางภาคผนวกที่ 1.5 ค่าความปลอดภัย

ชนิดของแรง	เหล็กเหนียวและ โลหะเหนียว		เหล็กหล่อและ โลหะเปราะ
	N_y	N_u	N_u
แรงอยู่นิ่ง	1.5-2	3-4	5-6
แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือแรงกระแทก เล็กน้อย	3	6	7-8
แรงซ้ำสองทิศทางหรือแรงกระแทก เล็กน้อย	4	8	10-12
แรงกระแทกอย่างหนัก	5-7	10-15	15-20

ตารางภาคผนวกที่ 1.6 เกณฑ์เทคนิคแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ เกลียวธรรมชาติ

ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ		ระยะพิตช์ P	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ d_2, D_2	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย		พื้นที่รับความเค้น (A') mm^2
ช่องที่ 1	ช่องที่ 2			d_1	D_1	
1.00		0.25	0.838	0.696	0.729	0.456
1.20		0.25	1.038	0.893	0.929	0.730
1.60		0.35	1.373	1.170	1.221	1.270
2.00		0.40	1.740	1.509	1.567	2.070
1.50		0.45	2.208	1.948	2.013	3.390
3.00		0.50	2.675	2.387	2.459	5.030
4.00	3.50	0.60	3.110	2.764	2.850	6.780
		0.70	3.545	3.41	3.242	8.780
	4.50	0.75	4.013	3.580	3.688	11.300
5.00		0.80	4.480	4.019	4.134	14.200
6.00		1.00	5.350	4.773	4.914	20.100
8.00		1.25	7.183	6.466	6.647	36.600
1.00	(9)	1.25	8.188	7.466	7.647	48.100
		1.50	9.026	8.160	8.376	58.000
	(11)	1.50	10.025	9.160	9.376	72.300
12.00		1.75	10.863	9.853	10.106	84.300
16.00	14.00	2.00	12.701	11.456	11.835	115.000
		2.00	14.701	13.546	13.835	157.000
20.00	18.00	2.50	16.376	14.933	15.294	192.000
		2.50	18.376	16.933	17.294	245.000
	22.00	2.50	20.376	18.933	17.294	303.000
24.00		3.00	22.051	20.319	20.752	353.000
30.00	27.00	3.00	25.051	23.319	23.752	459.000
		3.50	27.727	25.706	26.221	561.000
36.00	33.00	3.50	30.727	28.706	29.211	694.000
		4.00	33.402	31.093	31.670	817.000
	39.00	4.00	36.402	34.093	34.670	976.000
42.00		4.50	39.077	36.479	37.129	1120.000
48.00	45.00	4.50	42.077	39.479	40.129	1300.000
		5.00	44.752	41.866	42.587	1470.000
56.00	53.00	5.00	48.752	45.866	46.587	1760.000
		5.50	52.428	49.252	50.046	2030.000
	60.00	5.50	56.428	53.252	54.046	2360.000
64.00		6.00	60.103	56.639	57.505	5680.000
	68.00	6.00	64.103	60.639	61.505	3060.000

ตารางภาคผนวกที่ 1.7 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้า

ผสม (ชิ้นทดสอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 25 mm)

AISI Type	Condition	Tensile Strength ksi	Yield Strength, Ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR&turned	72	44	31	63	140	-
	CD	84	76	16	57	177	65
1040	A	67	50	31	58	126	-
	N	76	51	32	31	149	-
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	-
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	-
	HR	105	67	15	-	-	-
	CD	114	104	9	-	-	54
1118	A	92	43	24	40	187	-
	N	109	62	20	39	217	-
	HR	142	83	18	38	295	-
2330	A	95	38	13	21	192	-
	N	147	73	10	14	293	-
	HR	75	50	35	55	140	-
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	95	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	-
4140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	-
4340	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50
4340	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	-
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	-

หมายเหตุ

HR รีดร้อน
HRA รีดร้อนและแอนนีส
CD รีดเย็น
CDA รีดเย็นและแอนนีส

HRN รีดร้อนและนอร์มัลไล
A แอนนีส
N นอร์มัลไล

ตารางภาคผนวกที่ 1.8 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด

คุณสมบัติ	ชั้นคุณสมบัติ											
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
ความต้านแรงดึงต่ำสุด (N/mm ²)	340	400		500			600		800	1000	1200	1400
สูงสุด (N/mm ²)	490	550		700			800		1000	1200	1400	1600
ความต้านแรงดึงครากต่ำสุด (N/mm ²)	200	240	320	300	400	360	480	-	-	-	-	-
ความเค้นพิสูจน์ 0.2% ต่ำสุด (N/mm ²)	-	-	-	-	-	-	-	540	640	900	1080	1260
การยืดหลังจากขาด %	25	25	14	20	10	16	8	12	12	9	8	7

ตารางภาคผนวกที่ 1.9 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการชันสูงสุดและโมเมนต์บิดที่ใช้ในการชัน
สลักเกลียวปกติและแบบคอดสลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา

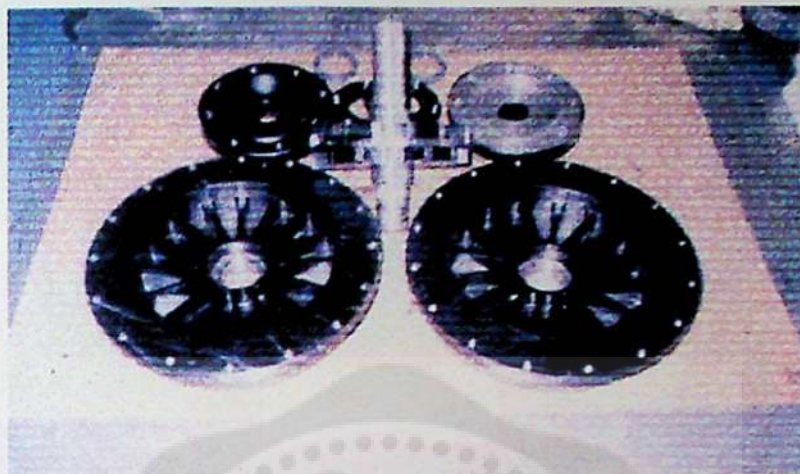
เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน Fi เป็น kN						โมเมนต์บิดที่ใช้ในการชัน T เป็น Nm					
		ตามรั้นคุณสมบัติต่าง ๆ						ตามรั้นคุณสมบัติต่าง ๆ					
		4.6	5.6	6.9	8.8	10.9	12.9	4.6	5.6	6.9	8.8	10.9	12.9
M5	1	2.40	3.00	5.35	6.35	8.95	10.70	2.2	2.8	5.0	6.0	8.5	10.0
	2	-	-	-	3.50	4.95	5.90	-	-	-	3.3	4.6	5.5
	3	-	-	-	6.55	9.20	11.10	-	-	-	5.5	8.0	9.5
M6	1	3.35	4.20	7.55	9.00	12.60	15.10	3.8	4.7	8.5	10.0	14.0	17.0
	2	-	-	-	5.00	7.05	8.45	-	-	-	8.5	8.0	9.5
	3	-	-	-	9.25	13.00	15.60	-	-	-	9.5	13.0	16.0
M8	1	6.20	7.70	13.90	16.50	23.20	27.90	9.3	12.0	21.0	25.0	35.0	41.0
	2	-	-	-	9.70	13.70	16.40	-	-	-	14.0	20.0	24.0
	3	-	-	-	17.00	23.90	28.70	-	-	-	23.0	32.0	39.0
M10	1	9.90	12.30	22.10	26.20	36.90	44.30	18.0	23.0	41.0	49.0	69.0	83.0
	2	-	-	-	15.70	22.10	26.50	-	-	-	29.0	41.0	50.0
	3	-	-	-	27.10	38.00	45.70	-	-	-	46.0	64.0	77.0
M12	1	14.40	18.00	32.40	38.30	54.00	64.50	32.0	40.0	72.0	86.0	120.0	145.0
	2	-	-	-	23.40	33.00	39.50	-	-	-	52.0	74.0	88.0
	3	-	-	-	39.50	55.50	66.70	-	-	-	80.0	110.0	135.0
M14	1	19.70	24.60	44.30	52.50	74.00	88.50	51.0	64.0	115.0	135.0	190.0	230.0
	2	-	-	-	32.30	45.50	54.50	-	-	-	84.0	120.0	140.0
	3	-	-	-	54.00	76.00	91.30	-	-	-	125.0	180.0	215.0
M16	1	28.30	34.00	61.50	73.00	102.00	123.00	80.0	100.0	180.0	210.0	295.0	355.0
	2	-	-	-	46.20	65.00	78.00	-	-	-	135.0	190.0	225.0
	3	-	-	-	75.00	105.00	126.00	-	-	-	195.0	275.0	330.0
M18	1	33.00	41.00	74.00	88.00	124.00	148.00	153.0	135.0	245.0	290.0	405.0	485.0
	2	-	-	-	55.00	78.00	93.50	-	-	-	180.0	255.0	305.0
	3	-	-	-	90.50	127.00	153.00	-	-	-	270.0	390.0	455.0
M20	1	42.50	55.00	96.00	114.00	160.00	192.00	109.0	190.0	345.0	410.0	580.0	690.0
	2	-	-	-	73.50	103.00	124.00	-	-	-	265.0	375.0	450.0
	3	-	-	-	117.00	164.00	197.00	-	-	-	385.0	540.0	650.0

ตารางภาคผนวกที่ 1.10 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ

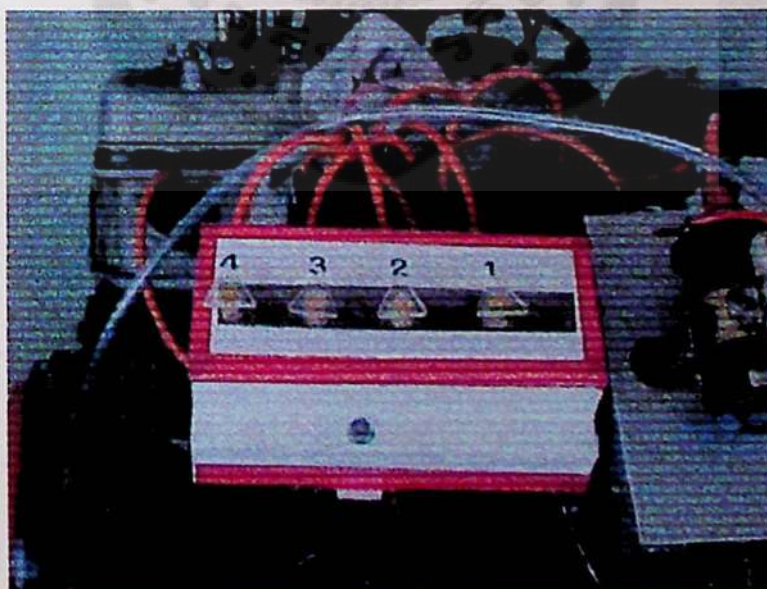
Temperature (°C)	Density, ρ (kg m ⁻³)	Viscosity, μ (kg m ⁻¹ s ⁻¹)	Kinematic viscosity, ν (m ² s ⁻¹)	Surface tension, σ (N .m ⁻¹)	Vapour pressure head, $P/\rho g$ (m)	Bulk modulus of elasticity, K (MN.m ⁻²)
0	999.9	1.792 (x 10 ⁻³)	1.792 (x 10 ⁻⁶)	7.62 (x 10 ⁻²)	0.06	2040
5	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.09	2060
10	999.7	1.308	1.308	7.48	0.12	2110
15	999.1	1.140	1.141	7.41	0.17	2140
20	998.2	1.005	1.007	7.36	0.25	2200
25	997.1	0.894	0.897	7.26	0.33	2220
30	995.7	0.801	0.804	7.18	0.44	2230
35	994.1	0.723	0.727	7.10	0.58	2240
40	992.2	0.656	0.661	7.01	0.76	2270
45	990.2	0.599	0.605	6.92	0.98	2290
50	988.1	0.549	0.556	6.82	1.26	2300
55	985.7	0.506	0.513	6.74	1.61	2310
60	983.2	0.469	0.477	6.68	2.03	2280
65	980.6	0.436	0.444	6.58	2.56	2260
70	977.8	0.406	0.415	6.50	3.20	2250
75	974.9	0.380	0.390	6.40	3.96	2230
80	971.8	0.357	0.367	6.30	4.86	2210
85	968.6	0.336	0.347	6.20	5.93	2170
90	965.3	0.317	0.338	6.12	7.18	2160
95	961.9	0.299	0.311	6.02	8.62	2110
100	958.4	0.284	0.296	5.94	10.33	2070



ภาคผนวกที่ 2



ภาคผนวกที่ 2.1 ส่วนประกอบของ Dynamometer



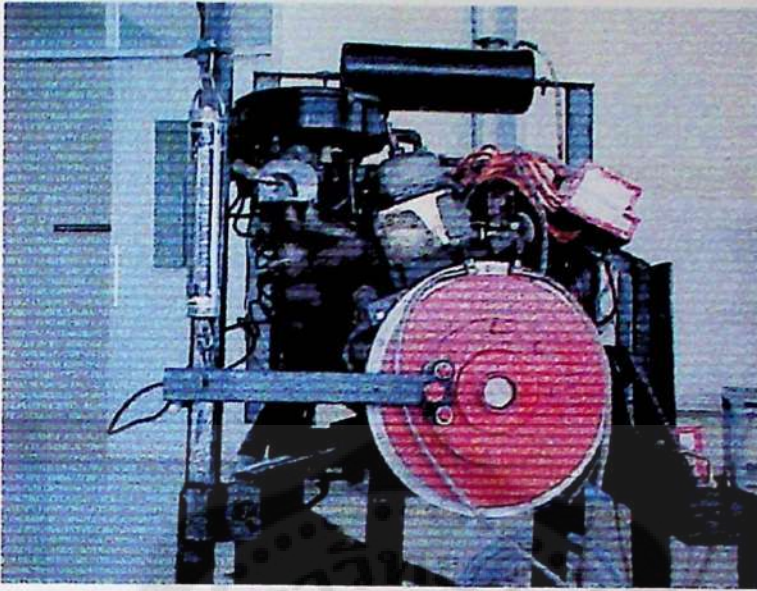
ภาคผนวกที่ 2.2 ชุดขอร์ดหัวเทียน



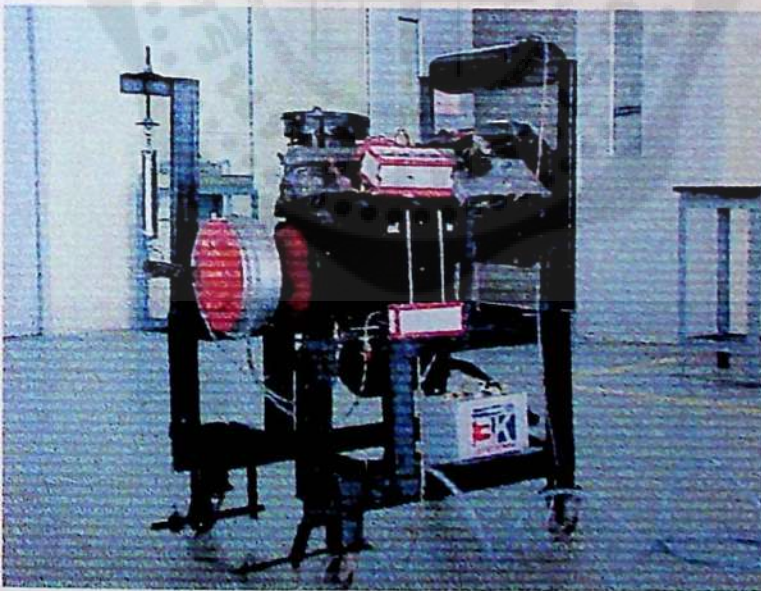
ภาคผนวกที่ 2.3 ชุดวัดอุณหภูมิน้ำเข้า-ออก



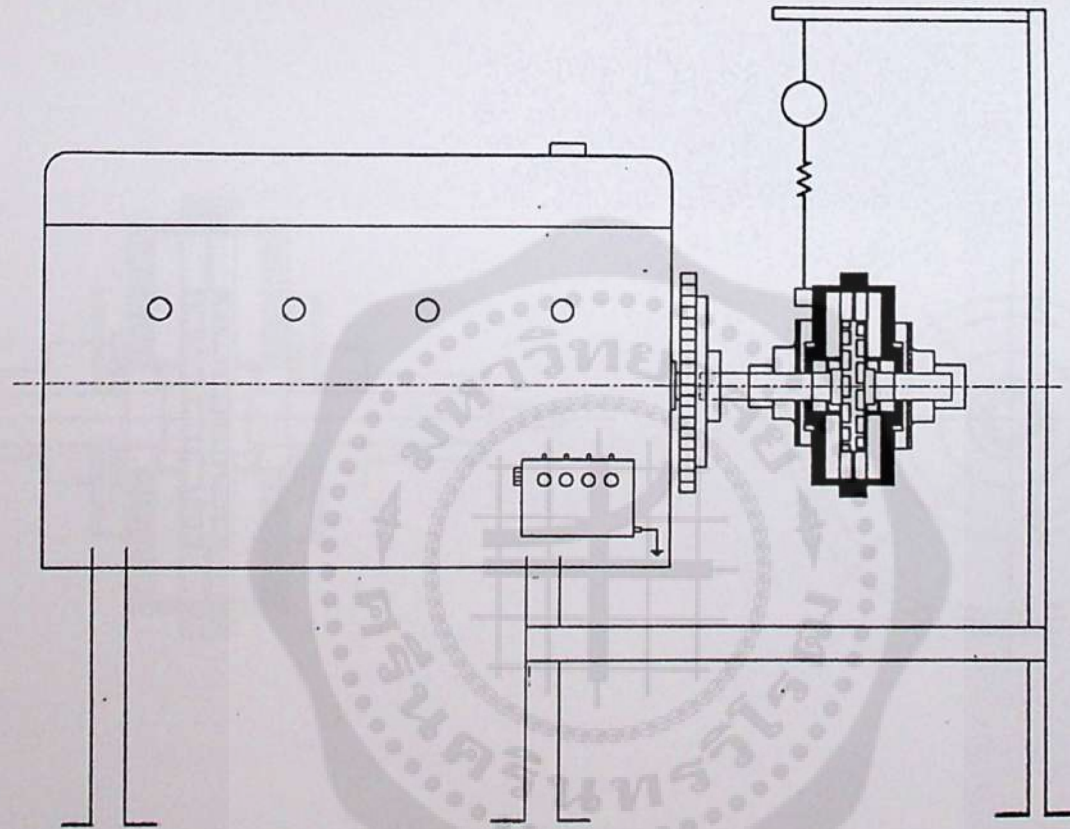
ภาคผนวกที่ 2.4 เครื่องมือวัดความเร็วรอบ



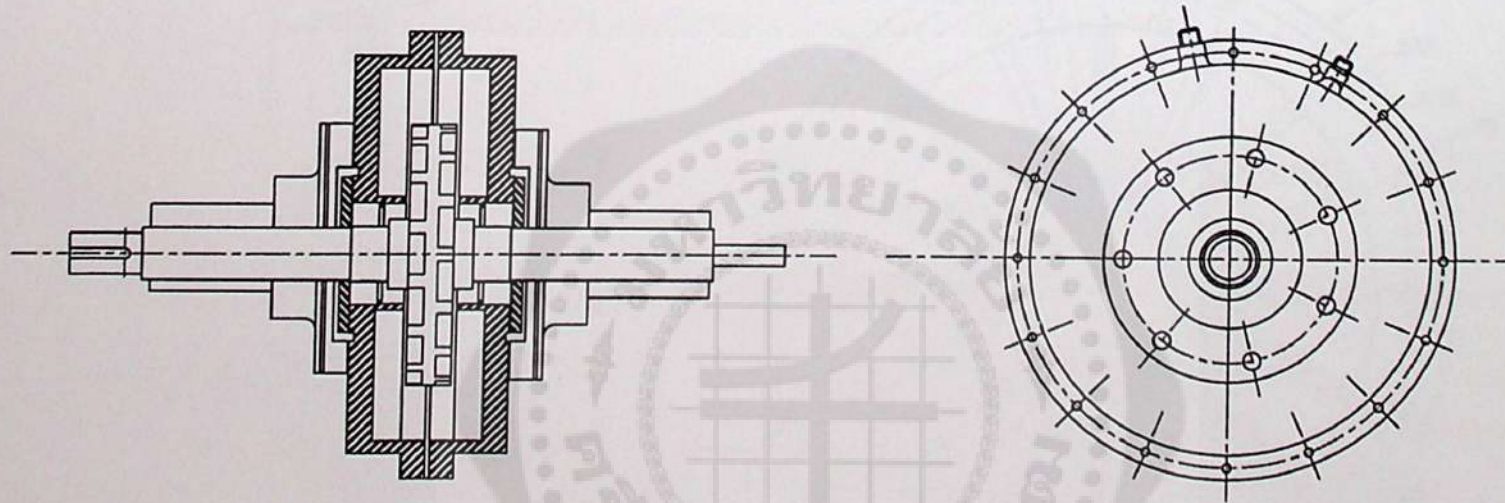
ภาคผนวกที่ 2.5 รูปด้านหน้า Dynamometer และตาชั่งสปริง



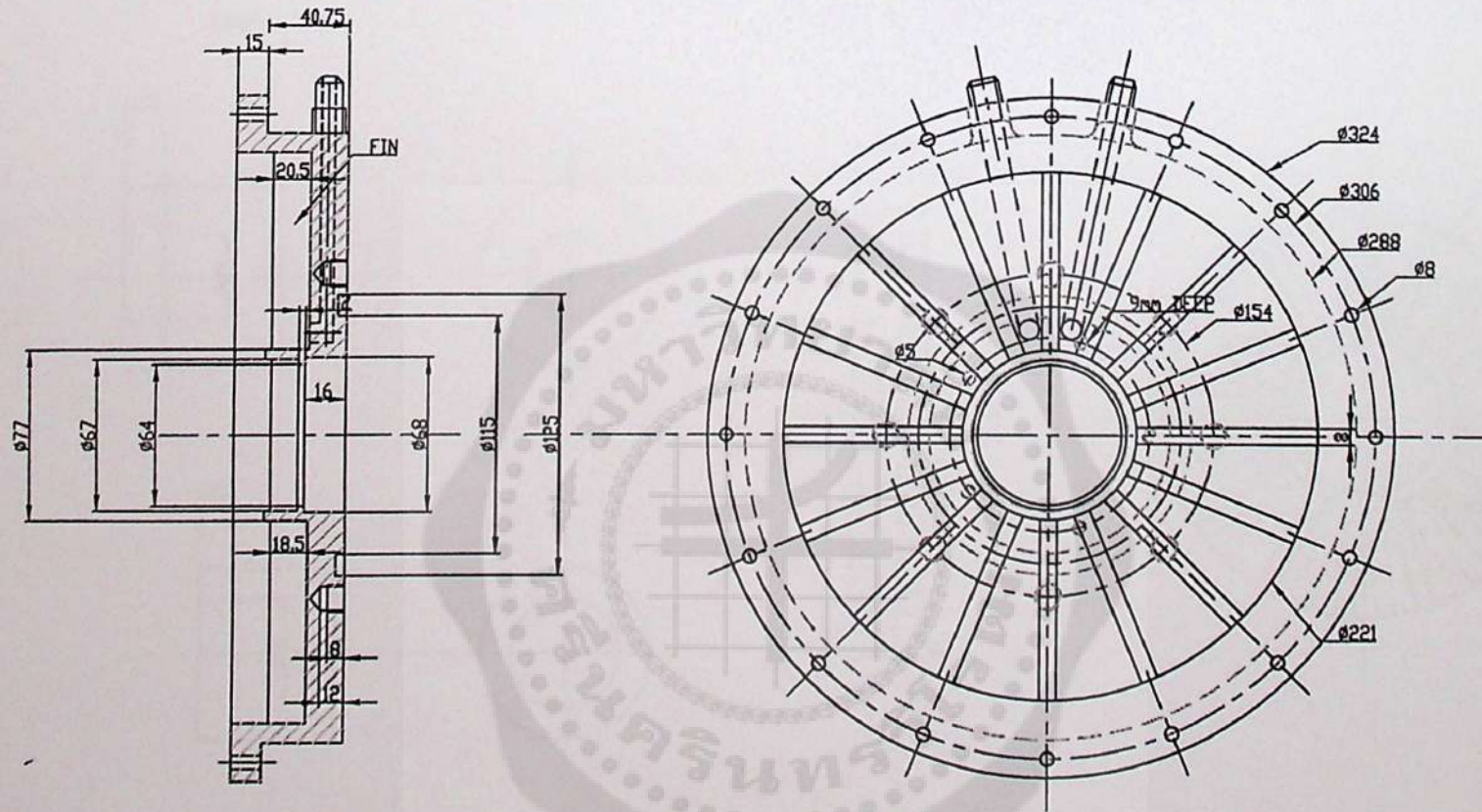
ภาคผนวกที่ 2.6 ภาพรวมชุดทดสอบเครื่องยนต์



1	1	สแตนด์, เหล็กหล่อ			mm	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ,วัสดุ,ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้ออกแบบ	ชื่อแฟ้ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเสกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประสานดี ไตรยสุทธิ์		17/10/2543	1:1	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปรวมชุดทดสอบ			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-1			

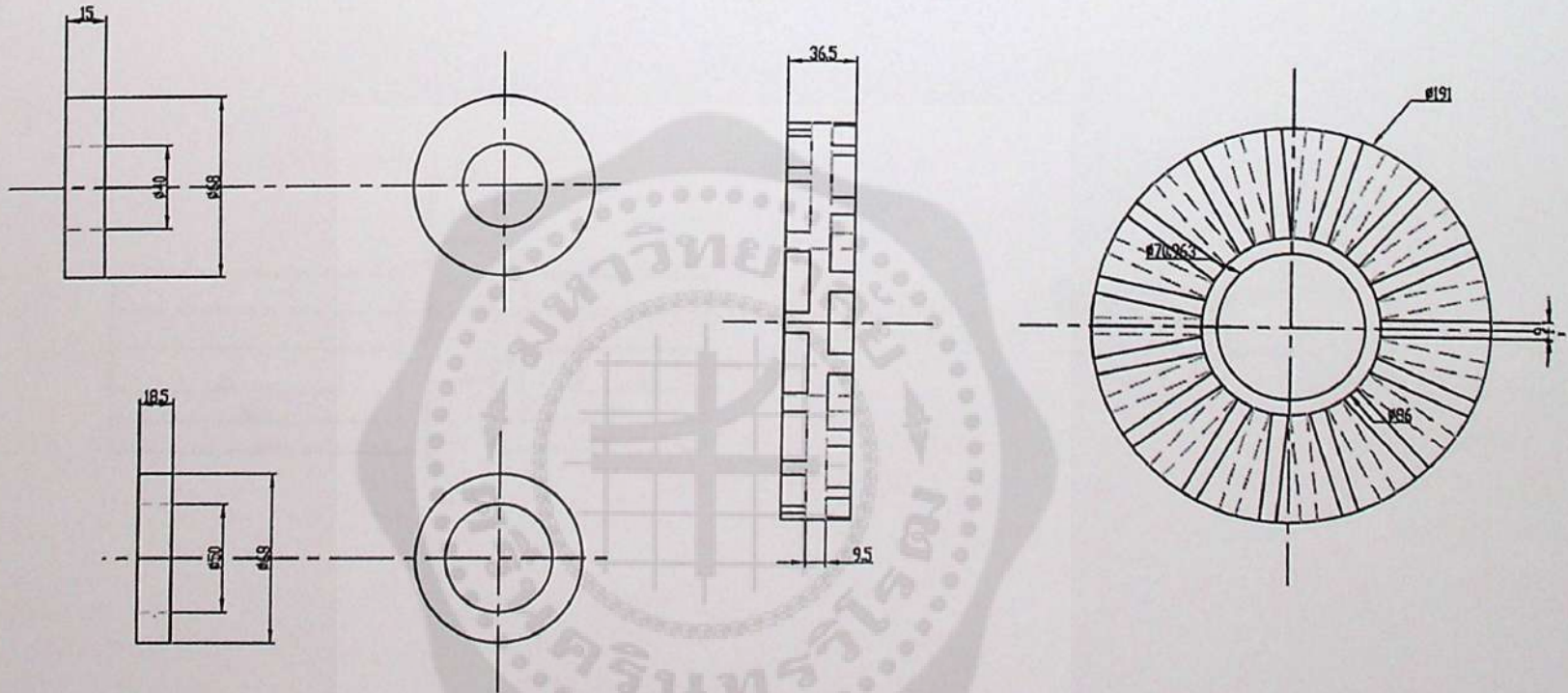


2	1	ลดแทนลด , เหล็กหล่อ เหนียว			SI	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ,วัสดุ,ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อแฟ้ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเศกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประชาสันติ ไตรยฤทธิ์		17/10/2543	1:1	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปรวม Dynamometer			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-2			

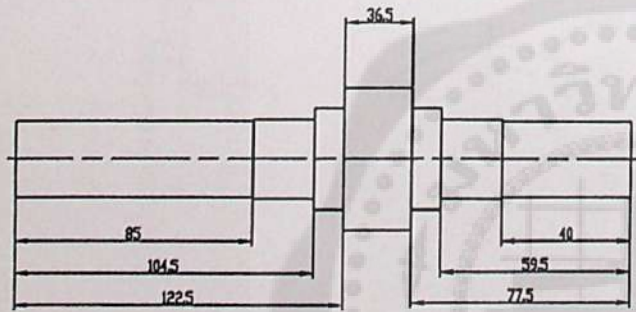


3	1	เหล็กหล่อเหนียว			mm	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ,วัสดุ,ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อเพิ่ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเสกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประชาสันติ ไทรยฤทธิ์		17/10/2543	1:35	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปฝาครอบ Dynamometer			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-3			

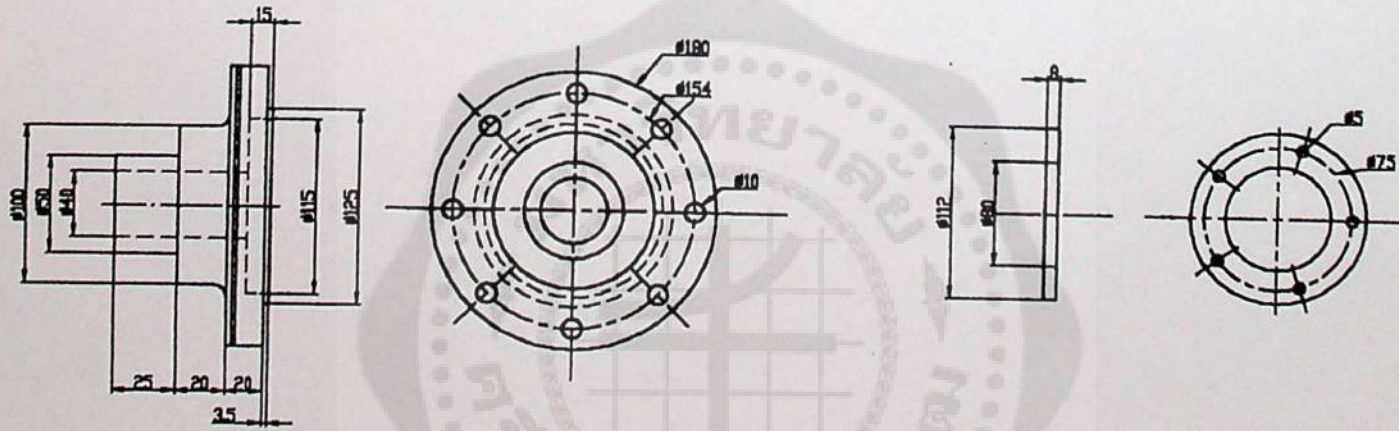
BEARING



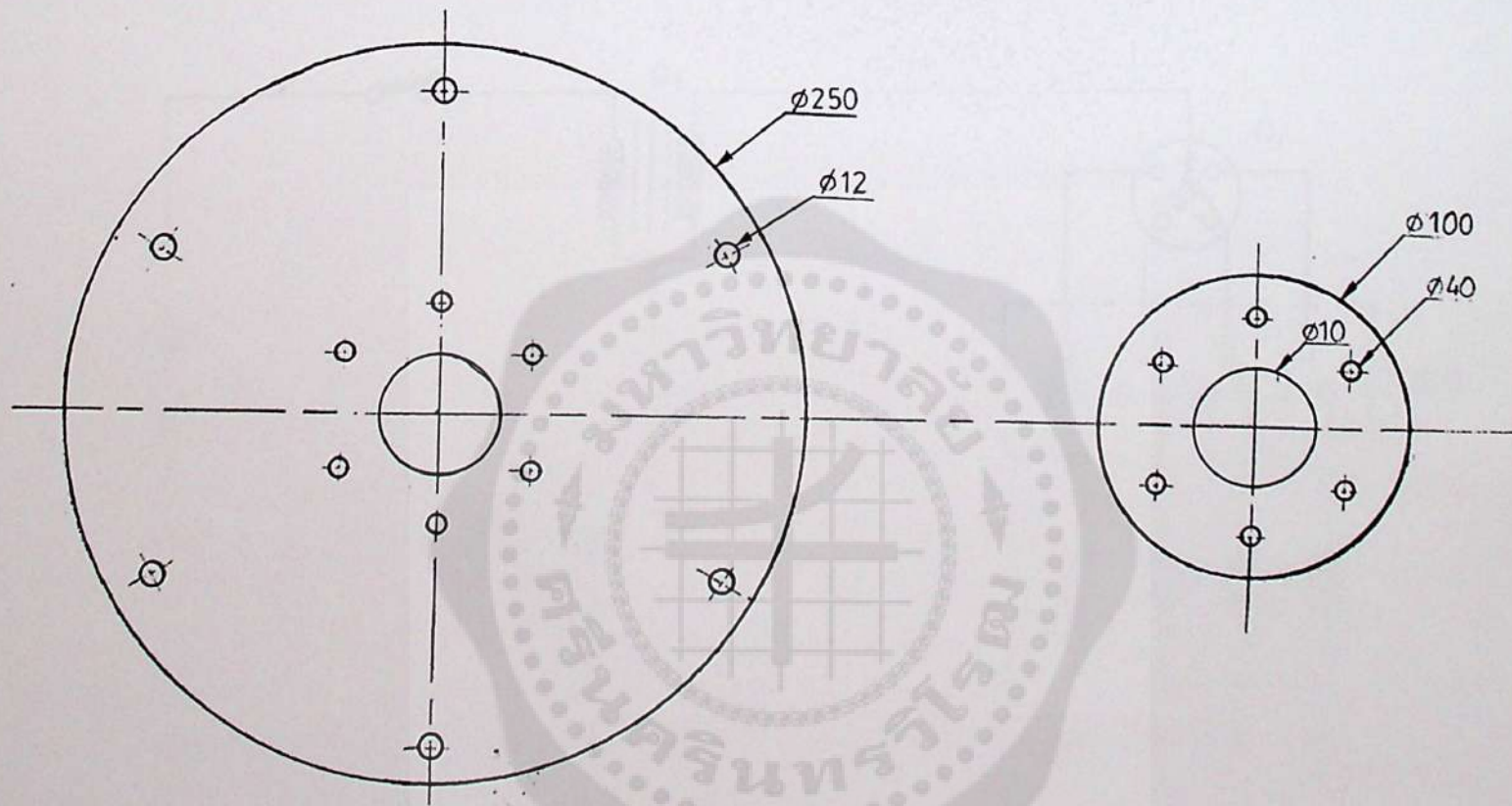
4	3	เหล็กหล่อเหนียว			mm	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อแท้ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเศกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประชาสันติ ไตรยฤทธิ์		17/10/2543	1:35	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปแผ่นดิสก์และครีป, ซึลยาง, แบร้ง			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ		แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่
			M-4			



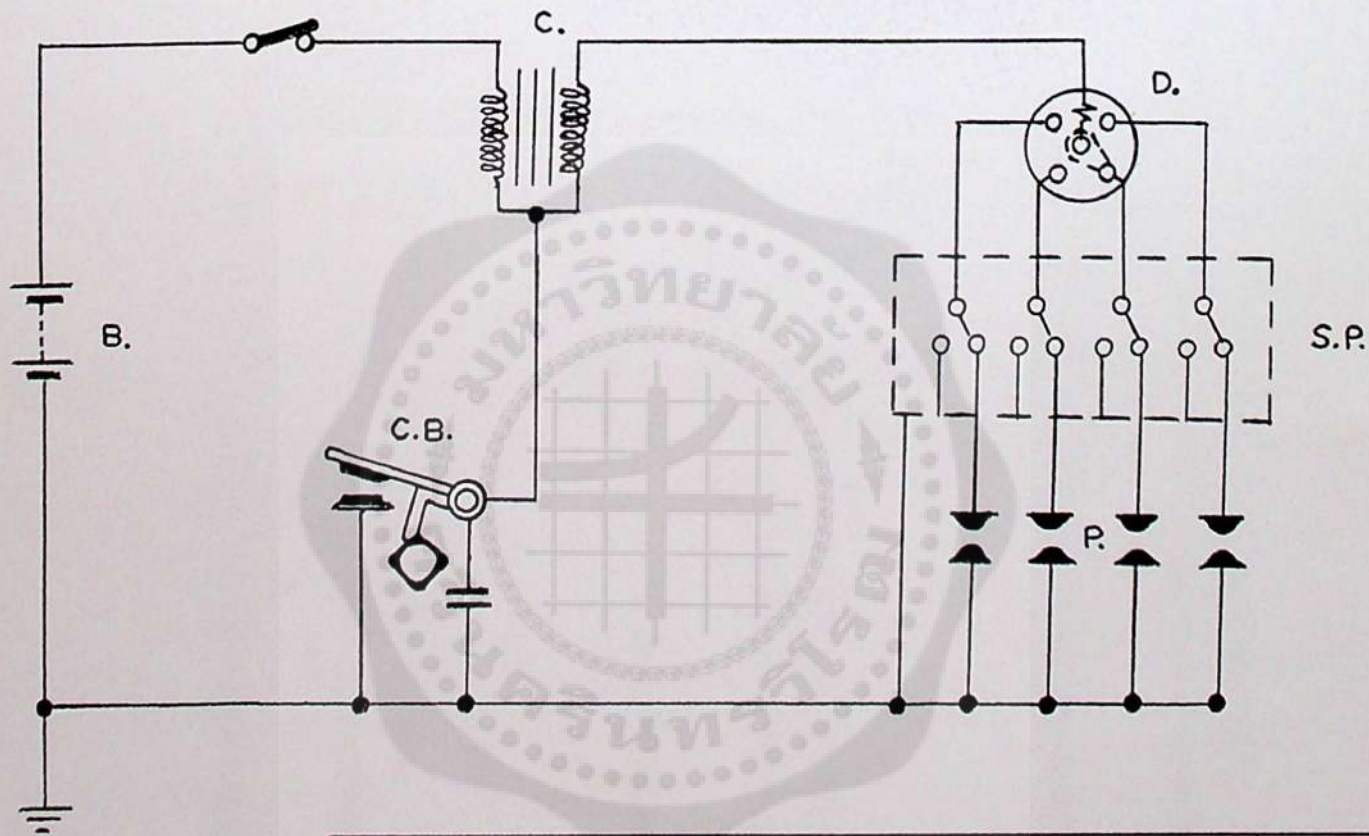
5	1	ดแทนเลข			mm	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อแก้ไข	วันที่	มาตราส่วน	
นายเสกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประจักษ์ดิ ไตรยสุทธิ		17/10/2543	1:37	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปแปล			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-5			



6	2	เหล็กหล่อเหนียว			mm	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ,วัสดุ,ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อแท้ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเศกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประสานดี ไตรยฤทธิ์		17/10/2543	1:47	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปฝาปิดท้าย,ตัวกันแบริง			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-6			



7	2	เหล็กหล่อเหนียว			mm	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อแท้ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเสกสรรค์ มีเครือรอด		อาจารย์ประชาสันติ ไตรยฤทธิ์		17/10/2543	1:25	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปแผ่นยึดล้อช่วยแรงและDynamometer			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-7			



8	1	สายไฟแรงสูง			SI	
ลำดับ	จำนวน	ชื่อ, วัสดุ, ขนาด			หน่วย	
ผู้เขียน	ผู้ตรวจ	ผู้อนุมัติ	ชื่อแฟ้ม	วันที่	มาตราส่วน	
นายเศกสรรค์ วิเคราะห์รอด		อาจารย์ประสานติ ไตรยสุทธิ์		17/10/2543	1:1	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์			รูปวงจรขอรับเห็น			
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			หมายเลขแบบ	แก้ไขครั้งที่	แผ่นที่	
			M-8			

ประวัติผู้จัดทำ

นาย ไพฑูรย์ พันธพุมมี

ที่อยู่ 40/1 หมู่ 2 ต.พรหมณี อ.เมือง จ.นครนายก 26000

ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ วิทยาลัยเทคนิคนครนายก สำเร็จการศึกษาปี 2538

ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง วิทยาลัยเทคนิคนครนายก สำเร็จการศึกษาปี 2540

นาย เสกสรรค์ มีเครือรอด

ที่อยู่ 117/2/9 หมู่ 10 ต.เวียงพางคำ อ.แม่สาย จ.เชียงราย 57130

ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ โรงเรียนกองทัพบกอุปถัมภ์ ช่างกลขนส่งทหารบก สำเร็จการศึกษาปี พ.ศ.2539

ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตนนทบุรี สำเร็จการศึกษาปี พ.ศ.2541

นาย สรศักดิ์ พวงจำปา

ที่อยู่ 50/683 แขวงลาดยาว เขตจตุจักร กรุงเทพฯ 10900

ประวัติการศึกษา ประกาศนียบัตรวิชาชีพ โรงเรียนกองทัพบกอุปถัมภ์ ช่างกลขนส่งทหารบก สำเร็จการศึกษาปี พ.ศ.2538

ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง โรงเรียนช่างฝีมือทหาร สำเร็จการศึกษาปี พ.ศ.2541