

ปั๊มตะบันน้ำ
HYDRAULIC RAM PUMP

นายณรงค์ชัย ไชยชมภู
นายสมเจตน์ เกตุนิล
นายอาทร รอดพันธ์
นายอุทิศ ทองสุขใส

โครงการวิศวกรรมนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
ปีการศึกษา ๒๕๔๓

หัวข้อโครงการวิศวกรรม

โดย

ภาควิชา

อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีมตะบันน้ำ

นาย ณรงค์ชัย

นาย สมเจตน์

นาย อาหาร

นาย อุทิศ

ไชยชมภู

เกตุนิล

รอดพ้น

ทองสุขใส

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ ประชา บุญขวานิชกุล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ อนุมัติให้นับโครงการ
วิศวกรรมศาสตร์เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต

_____ คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(รองศาสตราจารย์ศักดิ์ กองสุวรรณ)

คณะกรรมการสอน โครงการวิศวกรรมศาสตร์

ประธานกรรมการ

(อาจารย์ประชา บุญขวานิชกุล)

กรรมการ

(อาจารย์กัมจักษ์วิรัชญ์ พลูปราชนุญ)

_____ กรรมการ

(อาจารย์ภาคภูมิ ศรีธรรมรัตน์)

ปั๊มตะบันน้ำ
ปีการศึกษา 2543

โดย

นาย ณรงค์ชัย ไชยชมภู
นาย สมเจตน์ เกตุนิล
นาย อาทร รอดพัน
นาย อุทิศ ทองสุขใส

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ ประชา บุญวานิชกุล

บทคัดย่อ

โครงการวิศวกรรมนี้กล่าวถึงการศึกษาออกแบบสร้างปั๊มตะบันน้ำ(Hydraulic Ram Pump) ซึ่งเป็นการสร้างปั๊มเพื่อสูบน้ำขึ้นไปในระดับความสูง 12-17 m โดยไม่มีการสิ้นเปลืองพลังงานอื่น เช่น พลังงานไฟฟ้า พลังงานกล เป็นต้น โดยจากการทดลองนั้นได้ผลการทดลองดังนี้ ที่ระดับความสูง 12 m ได้อัตราการไหลประมาณ 23 L/min และที่ระดับความสูง 17 m ได้อัตราการไหลประมาณ 16 L/min สำหรับโครงการวิศวกรรมนี้เป็นการศึกษาการทำงานของปั๊มตะบันน้ำ (Hydraulic Ram Pump) และนำผลการทดลองมาวิเคราะห์เพื่อปรับปรุงแก้ไขและใช้งานจริงต่อไป

HYDRAULIC RAM PUMP

Academic Year 2000

By

Mr. Narongchai Chaichompoo

Mr. Somchet Ketnin

Mr. Arton Rodphon

Mr. Utis Tongsungsai

Project Report Advisor.

Mr. Pracha Boonyawanitkul

ABSTRACT

For this bachelor life rary work, it is study and build hydraulic ram pump for pumping water to at head 12-17 m. high level by it is not lost the energy such as electrical and mechanical energy. By experimental at head 12 m. high level have flow rate by estimate is 23 L/min and at head 17 m. high level have flow rate by estimate is 16 L/min. For this engineering project is study of the principle of hydraulic ram pump and leading experimental to analyse for adjust and to useful.

กิตติกรรมประกาศ

โครงการฉบับนี้ สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ก็เนื่องด้วยได้รับความอนุเคราะห์และให้คำปรึกษาจาก อาจารย์ ประชา บุญขวานิชกุล ซึ่งท่านเป็นอาจารย์ที่ปรึกษา รวมทั้งคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่กรุณาให้คำปรึกษาแนะนำเพื่อเป็นแนวทางในการแก้ไขปัญหาต่าง ๆ ที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่ง ทำให้โครงการฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากขึ้น

คณะผู้จัดทำหวังเป็นอย่างยิ่งว่า โครงการนี้จะเป็นประโยชน์ต่อนักศึกษาและผู้ให้ความสนใจ อีกทั้งจะเป็นแนวทางในการพัฒนาเครื่องมือนี้ ให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น คณะผู้จัดทำขอขอบคุณไว้ ณ. ที่นี้ด้วย



คณะผู้จัดทำ

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ค
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ง
กิตติกรรมประกาศ	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญตาราง	ซ
สารบัญภาพ	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฎ
บทที่	
1. บทนำ	
ความสำคัญและที่มาของโครงการ	1
วัตถุประสงค์ของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	1
ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการวิศวกรรมศาสตร์	2
2. ทฤษฎีโครงการ	
การไหลในท่อปิด	3
การทำงานของ Hydraulic Ram pump	10
การกำหนดขนาดของ Hydraulic Ram pump	18
ค่าความปลอดภัย	19
การขีดด้วยสลักเกลียว	21
ประสิทธิภาพและกำลัง	45
การสั่นขึ้นลงของคาน	48
3. การคำนวณและออกแบบ	
การคำนวณการสูญเสียในระบบ และ Head ของระบบ	49
การคำนวณหาความดันเนื่องจาก Water Hammer	57
การคำนวณและออกแบบ	61

สารบัญ (ต่อ)

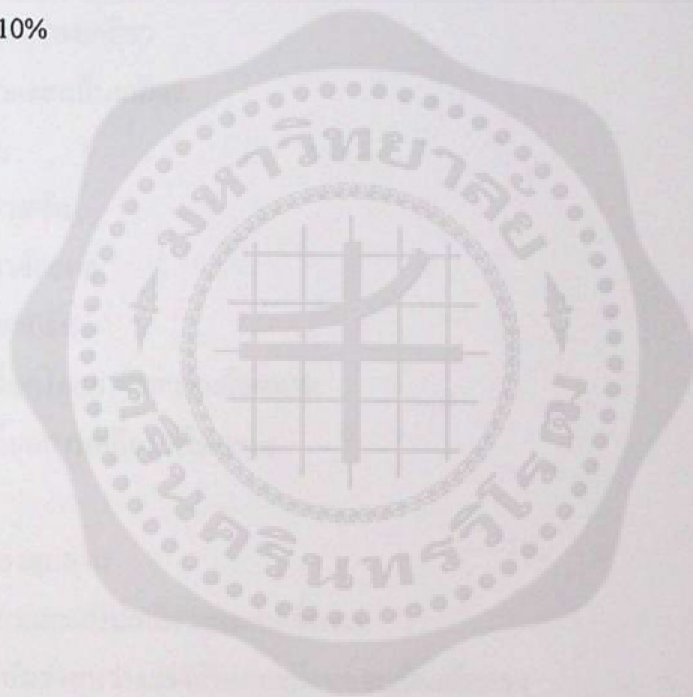
บทที่	หน้า
4. ผลการทดลอง	
ตะบันน้ำ (Hydraulic Ram Pump)	70
อุปกรณ์	70
วิธีการทดลอง	73
การคำนวณหาค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการทดลอง	78
5. สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	
สรุปผลการทดลอง	85
ปัญหาที่พบและแนวทางการแก้ไข	85
ข้อเสนอแนะ	86
เอกสารอ้างอิง	88
ภาคผนวกที่ 1 ตารางที่ใช้ในการคำนวณขึ้นส่วนของปั้มตะบันน้ำ	89
ภาคผนวกที่ 2 แสดงรูปภาพ	125
ภาคผนวกที่ 3 แบบประกอบและแยกชิ้นส่วน ปั้มตะบันน้ำ	136
ประวัติผู้จัดทำ	166

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ด้านทางเข้า	51
3.2 ด้านทางออก	54
3.3 จำนวนครั้งของการเกิด Water Hammer ที่ส่งน้ำได้ 17 m	59
4.1 ค่าที่ได้จากการทดลอง	75
4.2 ค่าคำนวณที่ได้จากการทดลอง	76
4.3 เปรียบเทียบ Electric Pump กับ Hydraulic Ram Pump ที่ระดับความสูงเดียวกัน	80
4.4 การเปรียบเทียบมูลค่าเทียบเท่ารายปีระหว่างปั๊มตะบันน้ำกับปั๊มไฟฟ้า	83
5.1 การเปรียบเทียบคุณลักษณะระหว่างปั๊มน้ำกับปั๊มไฟฟ้า	87
ตารางภาคผนวกที่	
1.1 การเสียดทานในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กเหนียวใหม่	90
1.2 การเสียดทานในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย	95
1.3 การเสียดทานในอุปกรณ์ของระบบท่อ เทียบให้เป็นความยาวของท่อตรง	98
1.4 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด	100
1.5 ค่าคงที่ทางกายภาพของวัสดุวิศวกรรมบางชนิด	103
1.6 ความถี่ธรรมชาติของการสั่นแกว่งของระบบที่ควรทราบ	104
1.7 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าไร้สนิมเหนียวบางชนิด	108
1.8 ความขรุขระเฉลี่ยของผนังท่อใหม่	109
1.9 ค่าสัมประสิทธิ์ C ของสูตร Hazen-Williams สำหรับท่อชนิดต่าง ๆ	110
1.10 ตัวอย่างตารางแสดงค่าการเสียดทานสำหรับการไหลในท่อเหล็กเหนียวขนาด 6 นิ้ว	111
1.11 ตัวคูณสำหรับปรับแก้ค่าเสียดทาน	112
1.12 อัตราส่วน K/E สำหรับการไหลของน้ำในท่อที่ทำด้วยวัสดุต่าง ๆ	113
1.13 ค่าความปลอดภัย	114
1.14 คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียวหมุดเกลียว และสตั๊ด	115
1.15 ความเค้นพิสูจน์ของแป้นเกลียว	116
1.16 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับเกลียว K_f	116

สารบัญตาราง (ต่อ)

ตารางภาคผนวกที่	หน้า
1.17 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายโดยประมาณ	117
1.18 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับเกลียว K_f	118
1.19 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายโดยประมาณ	119
1.20 ความยาวของเกลียวในชิ้นงาน l_e	121
1.21 ระยะโก่งตัวและสภาพสปริงตัวได้ของคานขึ้นและคานรองรับอย่างง่าย	122
1.22 อัตราดอกเบี้ย 10%	124



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงการหยุดขบวนรถพ่วง	12
2.2 แสดงการส่งผ่านคลื่นความดันเนื่องจากการปิดลิ้นอย่างรวดเร็ว	13
2.3 แสดงองค์ประกอบและลักษณะการทำงานของ Hydraulic Ram	18
2.4 แสดง Hydraulic Ram ที่ประกอบขึ้น โดยใช้อุปกรณ์ท่อที่มีขายในท้องตลาด	18
2.5 แสดงแบบรากบานของเกลียว	22
2.6 แสดงสลักเกลียวและแป้นเกลียว	24
2.7 แสดงหมุดเกลียว	25
2.8 แสดงสลักเกลียวสดัด	25
2.9 แสดงหมุดเกลียวจักรกล	26
2.10 แสดงหมุดเกลียวปรับ	26
2.11 แสดงอุปกรณ์ล็อกโดยอาศัยความเสียดทาน	27
2.12 แสดงอุปกรณ์ล็อกการเคลื่อนที่โดยตรง	28
2.13 แสดงขอกี่ว	30
2.14 แสดงรอยต่อของคุมคาน	31
2.15 แสดงสลักเกลียวและแป้นเกลียวขณะกดขึ้นงาน	32
2.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะขีดหกดจะเป็นเส้นตรง	34
2.17 แสดงการกระจายความเค้นบนชิ้นงาน	36
2.18 แสดงรอยต่อด้วยสลักเกลียว	36
2.19 แสดงแรงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว	37
2.20 แสดงสลักเกลียวแบบคอด ใช้รับแรงเปลี่ยนแปลง	40
2.21 แสดงการเพิ่มความแข็งแรงให้กับสลักเกลียว	40
2.22 แสดงแรงเปลี่ยนแปลงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว	40
2.23 แสดงรอยต่อด้วยสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเฉือน	43
2.24 แสดงวิธีการลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว	44
2.25 แสดงขนาดต่าง ๆ ของรอยต่อด้วยเกลียว	45
2.26 แสดงระบบ Hydraulic Ram Pump ทั้งระบบ	46

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.27 แสดงการสั่นขึ้นลงของคานอื่น	48
3.1 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ f , hf , hm , Hf , TDH (ด้านทางเข้า)	55
3.2 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ f , hf , hm , Hf , TDH (ด้านทางออก)	56
3.3 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับจำนวนครั้งการเกิด Water Hammer	60
3.4 แสดง Vessel	61
3.5 แสดง Vessel	63
3.6 แสดงตัวเรือนปั๊ม	65
3.7 แสดงลักษณะการรับแรงของสปริง	70
3.8 แสดง Free body แรงที่กระทำกับสปริง	70
4.1 แสดงปั๊มตะบันน้ำขณะปกติ	71
4.2 แสดงถึงน้ำแหล่งจ่าย	72
4.3 แสดงถึง Caribate ที่ระดับ 12 และ 17 เมตร	72
4.4 แสดงปั๊มตะบันน้ำขณะทำงาน (ด้านหน้า)	74
4.5 แสดงปั๊มตะบันน้ำขณะทำงาน (ด้านหลัง)	74
4.6 แสดงกราฟความสัมพันธ์ของอัตราการไหล, ความสูงและประสิทธิภาพของปั๊ม	77
4.7 แสดงความสัมพันธ์การเปรียบเทียบอัตราการไหล, ระดับความสูงระหว่างปั๊มไฟฟ้ากับปั๊มตะบันน้ำ	82
 รูปภาพภาคผนวกที่	
2.1 แสดง Moody Diagram สำหรับหาค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด	126
2.2 แสดง Moody Diagram คัดแปลงของ Wen-Hsiung Li สำหรับหาขนาดของท่อ	127
2.3 แสดง Diagram สำหรับหาขนาดของท่อซึ่งพัฒนาขึ้น โดย K.C. Asthana	128
2.4 แสดงชาร์ตสำหรับคำนวณสูตร Hazen-Williams	129
2.5 แสดงสัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล	130
2.6 แสดงสัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล	132

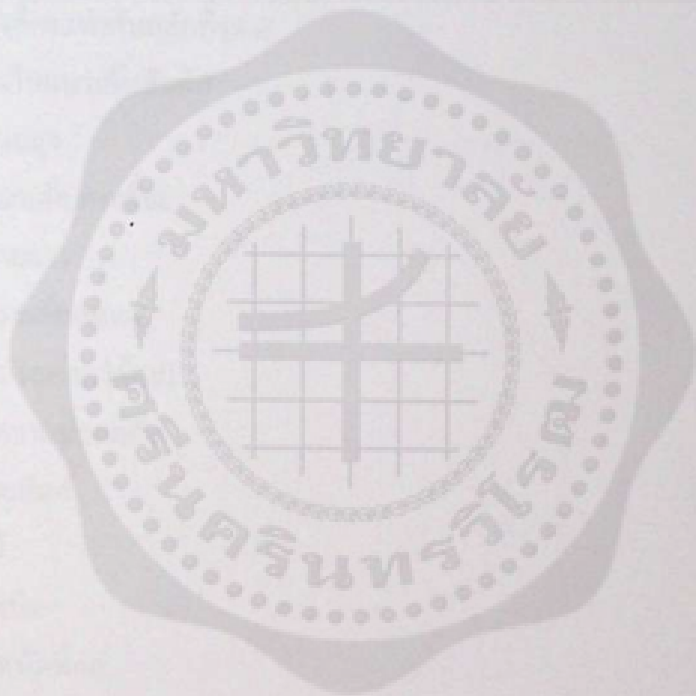
สารบัญรูป (ต่อ)

รูปภาคผนวกที่

หน้า

2.7 แสดงกราฟอัตราการไหลของปั๊มไฟฟ้า

134



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่รับแรง	m ²
d	เส้นผ่าศูนย์กลาง	m
E	โมดูลัสความยืดหยุ่น	m
F	แรงที่กระทำกับพื้นที่	m
F _A	แรงที่กระทำกับสลักที่จุด A	N/mm ²
F _B	แรงที่กระทำกับสลักที่จุด B	N
F _t	แรงในแนวเส้นสัมผัส	N
h	ความสูง	m
I	โมเมนต์ความเฉื่อย	m ⁴
L	ความยาว	m
M	โมเมนต์ของแรง	N•m
N _s	ตัวประกอบใช้งาน	-
N	ค่าความปลอดภัย	-
P	ระยะพิตช์	m
r	รัศมี	m
T	แรงบิด	N•m
W	น้ำหนักที่กด	kg
σ	ความเค้น	N/mm ²
σ _u	ความเค้นสูงสุด	N/mm ²
σ _y	ความต้านทานแรงดึงคราก	N/mm ²
τ	ความเค้นเฉือน	N/mm ²
η	ประสิทธิภาพ	%
Re	Reynolds Number	-
ρ	ความหนาแน่นของของเหลว	kg/m ³
V	ความเร็วของการไหล	m/s
D	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ	m
μ	Dynamic viscosity ของของเหลว	N•s/m ²

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
ν	Kinematic viscosity	m^2/s
h_f	การเสียดเสดเนื่องจากความฝืด	m
f	สัมประสิทธิ์ของความฝืด	-
L	ความยาว	m
g	ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก	m/s^2
ϵ	ความขรุขระของท่อ	-
α	สัมประสิทธิ์ที่ได้จากการทดลอง	-
s	อัตราส่วนระหว่างการเสียดเสดต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ	-
C	สัมประสิทธิ์ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของท่อ	-
R	Hydraulic Radius	mm
K	สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล	-
Q_1	อัตราการไหลที่จุด 1	L/min
Q_2	อัตราการไหลที่จุด 2	L/min
h_n	เสดความฝืดสำหรับอัตราการไหล	m
h_f	เสดความฝืดสำหรับอัตราการไหล	m
P_i	แรงเนื่องจากความเฉื่อย	P.a
V_o	ความเร็วของคลื่นเสียงที่เดินผ่านของเหลว	m/s^2
P	ความดันสูงสุดที่เกิดขึ้น มีสาเหตุมาจากวอเตอร์แฮมเมอร์	N.m
k	โมดูลัสของความยืดหยุ่นของน้ำ	N/m^2
d	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ	mm
E	โมดูลัสของความยืดหยุ่นของวัสดุที่ใช้นำท่อ	N/m^2
t	ความหนาของท่อ	mm
T_c	เวลาวิกฤติ	Sec
V_w	ความเร็วของคลื่นความดัน	m/s
P_a	ความดันในการเกิด Water Hammer	N/m^2

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
T_a	เวลาในการเกิด Water Hammer	Sec
N_u	ค่าความปลอดภัยเมื่อถือความต้านแรงดึงเป็นหลัก	-
N_y	ค่าความปลอดภัยเมื่อถือความต้านแรงดึงครากเป็นหลัก	-
N	ค่าของความปลอดภัย	-
H	ความสูงของเกลียว	mm
σ_{id}	ค่าความเค้นใช้งาน	N/mm ²
A_s	พื้นที่รับความเค้น	mm ²
A_c	พื้นที่หน้าตัดของทรงกระบอกกลาง	mm ²
d_c	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตสุดของหัวเรือนเป็นเกลียว	mm
I_c	ความหนาของชิ้นงานที่นำมาขึ้น	mm
D_B	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะชิ้นงาน	mm
F_t	แรงรวมบนสลักเกลียว	N
F_{ic}	แรงรวมบนสลักชิ้นงาน	N
F_i	แรงดึงขึ้นต้น	N
F_c	แรงภายนอกในแนวแกน	N
σ_i	ความเค้นดึง	N/mm ²
σ_τ	ความเค้นเฉือน	N/mm ²
P	กำลังของ Hydraulic Ram Pump	Watt
q_{out}	อัตราการไหลด้านทางออก	L/min
Q	อัตราการไหล	L/min
Q_{in}	อัตราการไหลเข้า	L/min
Q_{loss}	อัตราการไหลที่สูญเสีย	L/min
H	Head ทางเข้า	m
h	Head ทางออก	m
F_h	แรงปฏิกิริยาดังฉากกับผิวสัมผัส	N
F_r	แรงเสียดทานที่ผิวสัมผัส	N
F_s	แรงเฉือนจากภายนอก	N

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Z	จำนวนสลักเกลียว	mm
h_m	การสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์	m
H_f	Friction Head Loss	m
H_s	Static head	m
TDH	Head รวมของระบบ	m
T	เวลาที่ใช้ในการทดลอง	Sec
σ_u	ความเค้นแรงดึงเป็นหลัก	N/mm ²
σ_y	ความเค้นแรงดึงที่จุดคราก	N/mm ²
n	จำนวนสกรู	ตัว
A_1	พื้นที่รับแรงจุดที่ 1	mm ²
A_2	พื้นที่รับแรงจุดที่ 2	mm ²
A_3	พื้นที่รับแรงจุดที่ 3	mm ²
A_4	พื้นที่รับแรงจุดที่ 4	mm ²
A_5	พื้นที่รับแรงจุดที่ 5	mm ²
F_{11}	แรงที่กระทำด้านล่างของ Delivery Valve	N
F_{12}	แรงที่กระทำด้านบนของ Delivery Valve	N
P_{11}	ความดันที่กระทำด้านล่างของ Delivery Valve	N/mm ²
P_{12}	ความดันที่กระทำด้านบนของ Delivery Valve	N/mm ²
F_h	แรงที่กระทำบนผนัง Drive pipe	N

บทที่ 1

บทนำ

ความสำคัญและที่มาของโครงการงานวิศวกรรมศาสตร์

ในปัจจุบันเราต้องเสียค่าใช้จ่ายในการสูบน้ำขึ้นที่สูงเป็นจำนวนมาก โดยเฉพาะในอาคารสูงที่ระบบประปาไม่สามารถส่งน้ำขึ้นถึงได้ จะต้องมีอุปกรณ์ที่ใช้สูบน้ำคือ Pump เพื่อสูบน้ำขึ้นไปเก็บไว้บนถังเก็บที่อยู่ชั้นบนสุดของตัวอาคาร แล้วจึงปล่อยลงมาจ่ายให้กับส่วนต่าง ๆ ของตัวอาคารที่ต้องใช้น้ำ

Ram Pump เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการสูบน้ำขึ้นที่สูง ที่ใช้กับงานทางด้านการเกษตร และหมู่บ้านที่อยู่บนเขาที่มีลำธารไหลผ่าน โดยอาศัยความต่างระดับกันของน้ำเป็นตัวดันกำลังเพื่อรับ Ram Pump จากหลักการความต่างระดับกันของน้ำเป็นตัวดันกำลังเพื่อขับ Ram Pump เราก็จะนำมาประยุกต์ใช้ให้เข้ากับตัวอาคารสูง เราจะพบว่าน้ำที่จ่ายมาจากประปาจะสามารถส่งถึงแค่ชั้น 2 หรือชั้น 3 ของตัวอาคารเท่านั้น หรือไม่ก็ อาจจะไม่ถึงในเวลาที่มีการใช้น้ำมาก เราจึงได้ปรับปรุงการทำงานของ Ram Pump โดยการอาศัยแรงดันของน้ำโดยให้น้ำประปาเป็นตัวดันกำลังเพื่อให้ Ram Pump ทำงานส่งน้ำขึ้นไปบนอาคารสูงแทนการใช้ปั๊มไฟฟ้า (Electrical Pump) เพื่อจ่ายน้ำให้กับอาคารชั้นที่การประปาไม่สามารถส่งถึงได้

วัตถุประสงค์ของโครงการงานวิศวกรรมศาสตร์

1. การออกแบบสร้าง Hydraulic Ram Pump ตามทฤษฎี
2. ติดตั้งและทดสอบ เพื่อหาประสิทธิภาพของระบบ Hydraulic Ram Pump
3. ศึกษาเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายระหว่างระบบสูบน้ำด้วยไฟฟ้า และสูบน้ำด้วย Ram Pump ที่ระดับความสูงเดียวกัน

ขอบเขตของโครงการวิศวกรรมศาสตร์

1. Hydraulic Ram Pump ส่งน้ำสูงประมาณ 12-17 เมตร อัตราการไหล 1119.18 – 3928.20 L/hr
2. ความจุถังจ่ายน้ำประมาณ 1000 ลิตร
3. Hydraulic Ram Pump ขนาดโดยประมาณท่อทางเข้า 7.62 cm (3 นิ้ว) ขนาดท่อทางออก 2.54 cm (1 นิ้ว , Head ทางเข้า 4.20 m)

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการวิศวกรรมศาสตร์

Hydraulic Ram Pump เป็นอุปกรณ์ที่ใช้กำลังจาก น้ำหนัก , ความเร่งและความเร็ว ของน้ำเอง โดยไม่ต้องใช้พลังงานจากที่อื่นเข้ามาเกี่ยวข้องหรือแม้แต่สารหล่อลื่นก็ไม่จำเป็น เพราะใช้น้ำเป็นตัวหล่อลื่นในท่อ ดังนั้นประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับคือ

1. ไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายเกี่ยวกับเชื้อเพลิง
2. เมื่อต้องการปริมาณน้ำมากสามารถต่อขนาน เพื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำได้
3. ใช้ได้ดีในพื้นที่ห่างไกลที่ไม่มีไฟฟ้า เช่น ตามชนบทที่มีพื้นที่เป็นเขา
4. เหมาะสำหรับการเกษตรบนพื้นที่สูง
5. ทำงานได้ตลอด 24 ชั่วโมง

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

การไหลในท่อปิด

1. นิยามของการไหล

ในงานที่มีการใช้ปั๊มขนส่งของเหลวจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง ท่อเป็นอุปกรณ์ที่ใช้กันมากที่สุดจนอาจกล่าวได้ว่า ท่อเป็นส่วนหนึ่งของปั๊ม การไหลของของเหลวในท่อเมื่อใช้ร่วมกับปั๊มนี้ส่วนมากจะเป็นการไหลเต็มท่อซึ่งมีกฎเกณฑ์ในการคำนวณแตกต่างไปจากการไหลในทางน้ำเปิด ลักษณะการไหลในท่ออาจจะจำแนกออกได้โดยพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลเมื่อเทียบกับเวลา สถานที่ และแรงเฉื่อย (Forces of Inertia) ซึ่งขึ้นอยู่กับความหนาแน่นของของเหลวเมื่อเทียบกับแรงหนืด (Forces of Viscosity)

ถ้าความเร็วของการไหลในขณะใดขณะหนึ่งไม่เปลี่ยนทั้งขนาดและทิศทางตลอดระยะทางตามเส้นสายน้ำ (Streamline) การไหลนั้นเรียกว่าเป็น Uniform Flow

สำหรับการเปรียบเทียบแรงเฉื่อยกับแรงหนืดนั้นก็เพื่อจะดูว่ามวลของของเหลวที่ไหลอยู่ในท่อนั้นมีการไหลวนและกระแทกกระทั้นกันมากน้อยอย่างไร ถ้าหากแรงหนืดมีค่าสูงเมื่อเทียบกับแรงเฉื่อย การไหลของของเหลวก็จะมีลักษณะคล้ายเป็นแผ่นขนานกันไป การไหลในลักษณะดังกล่าวก็เรียกว่าเป็น Lamina Flow แต่ถ้าหากแรงหนืดมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับแรงเฉื่อย การไหลก็จะปั่นป่วน มวลของของเหลวจะมีการไหลวน การไหลในลักษณะนี้เรียกว่า Turbulent Flow

การที่จะบอกว่าการไหลในท่อใด ๆ เป็น Lamina หรือ Turbulent ก็ให้พิจารณาจาก Reynolds Number, R_e คือ

$$R_e = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (2.1)$$

ในเมื่อ

ρ = ความหนาแน่นของของเหลว

v = ความเร็วของการไหล

D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ

μ = Dynamic Viscosity ของของเหลว

V = Kinematics Viscosity ของของเหลว

ในทางปฏิบัติเราถือว่า ถ้า R_c มีค่าไม่เกิน 2,000 การไหลเป็นแบบ Lamina ถ้ามากกว่านี้ เป็น Turbulent

การบอกลักษณะการไหลของของเหลวในท่อที่สมบูรณ์จะต้องบอกครบทั้งสามมิติ เช่น การไหลเป็นแบบ Steady, Uniform และ Lamina หรือ Unsteady, Uniform และ Turbulent เป็นต้น การหาการสูญเสียพลังงานในการไหลโดยทั่ว ๆ ไปแล้วเราถือว่าการไหลเป็นแบบ Steady และ Uniform แต่จะเป็น Lamina หรือ Turbulent จะต้องดูจาก R_c

2. การเสียดทานความฝืด

เป็นที่ยอมรับกันแล้วว่าการเสียดทานหรือพลังงานเนื่องจากความฝืด (Friction head loss) ในเส้นท่อนตรง ไม่ว่าการไหลนั้นจะเป็นแบบ Lamina หรือ Turbulent คำนวณได้จากสูตรของ Darcy-Weisbach คือ

$$h_f = f \times \left[\frac{LV^2}{D2g} \right] \quad (2.2)$$

โดย h_f = การเสียดทานเนื่องจากความฝืด บอกเป็นความสูงของของเหลว

f = สัมประสิทธิ์ของความฝืด

L = ความยาวของท่อ

D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ

V = ความเร็วของการไหลในท่อ

g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก

ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f ขึ้นอยู่กับทั้งคุณสมบัติของท่อและลักษณะการไหลว่าเป็นแบบ Lamina หรือ Turbulent ในกรณีที่การไหลเป็นแบบ Lamina ค่าสัมประสิทธิ์ดังกล่าวอาจจะหาได้จากสูตร

$$f = \frac{64}{R_c} \quad (\text{Lamina flow, } R_c \leq 2,000) \quad (2.3)$$

ขอให้สังเกตว่าในกรณีที่การไหลเป็นแบบ Lamina การเสียดทานจะขึ้นอยู่กับ Reynolds Number เพียงอย่างเดียว ไม่ขึ้นอยู่กับความขรุขระ (Roughness) ของผนังท่อ

เมื่อ Reynolds Number มีค่ามากกว่าประมาณ 3,000 การไหลจะเป็นแบบ Turbulent เสมอไม่ว่าผนังท่อจะเรียบสม่ำเสมอเท่าใดก็ตาม ในกรณีนี้สัมประสิทธิ์ของความฝืดจะขึ้นอยู่กับทั้ง R_e และอัตราส่วนระหว่างความขรุขระของผนังท่อต่อความยาวของเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (ϵ/D)

จากการทดลองให้น้ำไหลผ่านท่อพบว่า ถึงแม้ว่าการไหลจะเป็นแบบ Turbulent ก็ตาม แต่จะมีชั้นบาง ๆ ติดกับผนังท่อที่การไหลเป็นแบบ Lamina ความหนาของชั้นนี้จะลดลงเมื่อ Reynolds Number เพิ่มขึ้น ถ้าหากว่าความสูงของความขรุขระที่ยื่นออกมาจากผนังท่อน้อยกว่าชั้นความหนาที่การไหลเป็นแบบ Lamina อัตราส่วน ϵ/D ก็จะไม่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f และถือว่าท่อนั้นเป็นท่อเรียบทางชลศาสตร์ (Hydraulically Smooth Pipe)

ในทางตรงกันข้าม ถ้าความสูงของความขรุขระที่ผนังท่อกว่าชั้นที่การไหลเป็นแบบ Lamina ส่วนที่สูงกว่าก็จะก่อให้เกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้น และจะมีผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดเพิ่มขึ้นโดยตรง และถ้าผนังท่อขรุขระมากค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดก็จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วน ϵ/D เพียงอย่างเดียว ไม่ขึ้นกับ R_e

ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f ของทั้งสองกรณีนี้คำนวณได้จากสูตรเมื่อผนังท่อเรียบ (Hydraulically Smooth)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right) \quad (2.4)$$

เมื่อผนังท่อขรุขระมากจนทำให้การไหลเป็น Turbulent อย่างแท้จริง

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(3.7 \frac{D}{\epsilon} \right) \quad (2.5)$$

ในกรณีที่การไหลเป็นแบบ Turbulent แต่ความขรุขระของผนังท่ออยู่ระหว่างสองกรณีที่กล่าวข้างต้นค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f จะขึ้นอยู่กับทั้ง R_e และอัตราส่วน ϵ/D คือ

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.1 D} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad (2.6)$$

จะเห็นได้ว่า ในกรณีที่มีการไหลเป็นแบบ Turbulent จะต้องมีสมการสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดถึงสามสมการ คือ ในกรณีที่ผนังท่อเรียบ ผนังท่อบริเวณมาก และเมื่อผนังท่ออยู่ระหว่างสองกรณีข้างต้น นอกจากนั้นสมการที่ใช้คำนวณ เช่น สมการ (2.4) และ (2.6) ก็ค่อนข้างยุ่งยาก ในทางปฏิบัติแล้วนิยมนำค่าจาก Moody Diagram ซึ่งแสดงค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดของทุกกรณีที่กำลังกล่าวมาแล้วข้างต้นโดยจะแทนที่ค่าที่แสดงไว้ในรูปภาคผนวกที่ 2.1

ค่าความขรุขระของผนังท่อใหม่ซึ่งจำเป็นต้องใช้ร่วมกับ Moody Diagram ให้ไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.8

เมื่อท่อมีอายุใช้งานมากขึ้น ผนังท่ออาจจะสกปรกหรือมีสนิมทำให้ความขรุขระสูงขึ้น สำหรับท่อที่ทำด้วยเหล็ก ความขรุขระเมื่อมีอายุใช้งานเพิ่มขึ้นอาจประมาณได้จาก

$$\epsilon = \epsilon_0 + \alpha t \quad (2.7)$$

ในเมื่อ ϵ เป็นความขรุขระเมื่อท่อมีอายุใช้งาน t ปี

ϵ_0 เป็นความขรุขระเมื่อเริ่มใช้งาน

α เป็นสัมประสิทธิ์ที่ได้จากการทดลองซึ่งจะมีค่าอยู่ระหว่าง

0.0002 ถึง 0.007

3. การเสียเขตในท่อไม่กลม

Moody Diagram ในรูปภาคผนวกที่ 2.1 สามารถใช้ได้กับท่อที่ไม่กลม เช่น สี่เหลี่ยม ห้าเหลี่ยม หรือวงรี ที่ไม่ต่างจากวงกลมมากนัก โดยการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ D ให้มาอยู่ในรูป Hydraulic Radius, R แทน

$$\begin{aligned} \text{โดย } R &= \frac{\text{พื้นที่หน้าตัดของท่อ}}{\text{ความยาวของเส้นรอบวง}} \\ &= \frac{(\pi D^2 / 4)}{\pi D} \\ &= \frac{D}{4} \end{aligned}$$

หรือ

$D = 4R$ ซึ่งเมื่อแทนค่า D ลงในสมการ 2.1 และ 2.2 จะได้

$$Re = \frac{4\rho R V}{\mu} \quad (2.8)$$

และ

$$hf = f \times \left[\frac{LV^2}{4R2g} \right] \quad (2.9)$$

ในกรณีนี้ถ้าการไหลเป็นแบบ Turbulent การใช้สมการข้างบนจะให้ค่าถูกต้องดีพอสมควร แต่ถ้าการไหลเป็นแบบ Lamina ความถูกต้องจะลดลงเมื่อรูปหน้าตัดของท่อต่างจากวงกลมมากขึ้น

4. การกำหนดขนาดของท่อ

จากตัวอย่างในหัวข้อที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่า การหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกลมโดยกำหนดอัตราการไหลและการเสียดทานเนื่องจากความฝืดหรือความเสียดทานให้นั้น จำเป็นต้องใช้วิธีทดลองสมมุติค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f ขึ้น แล้วคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง จากนั้นก็ใช้ค่าที่คำนวณได้ย้อนกลับมาหาค่า f อีกครั้ง ถ้าค่าที่ได้ครั้งหลังนี้ไม่ตรงกับที่สมมุติไว้ครั้งแรกก็ต้องสมมุติค่า f ใหม่จนกว่าจะได้ค่าที่ตรงกันจึงถือว่าได้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ต้องการ วิธีการดังกล่าวนี้ค่อนข้างยุ่งยากและเสียเวลามาก

ปัจจุบันได้มีการดัดแปลง Moody Diagram ขึ้นใหม่ให้สามารถคำนวณขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางได้โดยตรง Diagram ดังกล่าวนี้นี้แสดงไว้ในรูปภาคผนวกที่ 2.2 การหาขนาดของท่อโดยวิธีนี้จำเป็นต้องคำนวณค่าคงที่ค่าหนึ่ง คือ

$$\left(\frac{gs}{Q^2} \right)^{1/5} \quad (2.10)$$

ในเมื่อ

$$g = \text{ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก} = 32.2 \text{ ฟุต/วินาที}^2$$

$$s = \frac{h_f}{L} = \text{อัตราส่วนระหว่างการเสียดทานต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ}$$

$$Q = \text{อัตราการไหลผ่านท่อ เป็น ลบ. ฟุต/วินาที}$$

นอกจาก Moody Diagram ดัดแปลงซึ่งเป็นผลงานของ Wen – Hsiung Li แล้ว ก็ยังมี Diagram ที่ทำหน้าที่อย่างเดียวกันแต่พัฒนาขึ้นโดย K.C. Asthana ดังแสดงไว้ในรูปภาคผนวกที่ 2.3

5. สูตรของ Hazen – Williams

การคำนวณอัตราการไหลและการเสียดทานในท่อโดยใช้สูตรของ Darcy–Weisbach ร่วมกับ Moody Diagram นั้นถือว่าเป็นวิธีที่ดีและเชื่อถือได้มากที่สุด แต่ก็ยังมีผู้โต้แย้งว่าค่าความขรุขระของผนังท่อที่แท้จริงนั้นหาได้ยาก นอกจากนั้นค่าดังกล่าวยังเปลี่ยนไปตามอายุใช้งานด้วย ดังนั้น ในงานบางอย่างโดยเฉพาะอย่างยิ่งงานระบบท่อประปา วิศวกรส่วนใหญ่จึงเลือกใช้สูตรของ Hazen – Williams ซึ่งเป็นสูตรเอมไพริคอลแทน เพราะว่าสูตรนี้มีชาร์พที่สามารถนำมาใช้งานได้สะดวกไม่ยุ่งยากเหมือนสูตรแรกและให้ค่าถูกต้องพอสมควร

สูตรของ Hazen – Williams ใช้กับของเหลวที่เป็นน้ำเท่านั้น สามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการ

$$V = (0.1090) \times C \times R^{0.63} \times S^{0.54} \quad (2.11)$$

ในเมื่อ

V = ความเร็วของการไหลในท่อ เป็นเมตร/วินาที

C = สัมประสิทธิ์ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของท่อ

R = Hydraulic Radius เป็น มม.

S = การเสียดทานเนื่องจากความฝืดต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ

$$= \frac{h_f}{L}$$

ค่าของ C ในสูตรของ Hazen – Williams ได้ให้ไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.9 ตารางดังกล่าวนี้ใช้สำหรับท่อใหม่ เมื่อท่อมีอายุใช้งานเพิ่มขึ้นค่า C จะลดลง ในการออกแบบทั่ว ๆ ไป หรือเมื่อต้องการหาอัตราการไหลของน้ำในท่อเก่ามักนิยมใช้ $C = 100$ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่เป็นท่อเหล็กหล่อ ถ้าเป็นท่อขนาดเล็กหรือมีการผุกร่อนมากก็อาจจะลดลงเหลือเพียง 80 ถึง 60 เป็นต้น แต่ถ้าเป็นท่อซีเมนต์ไยหิน (Asbestos Cement) ค่า C จะไม่ลดลงมากเหมือนท่อเหล็กหล่อ

เมื่ออัตราการไหลผ่านท่อ (Q) มีหน่วยเป็นลิตรต่อวินาที และขนาดของท่อ (D) เป็นมิลลิเมตรสูตรของ Hazen – Williams จะอยู่ในรูป

$$Q = (3.587 \times 10^{-6}) \times C \times D^{2.63} \times S^{0.54} \quad (2.12)$$

ชาร์ตสำหรับคำนวณสมการที่ (2.12) ในกรณีที่อัตราการไหลมีหน่วยเป็นแกลลอนต่อนาที และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเป็นนิ้ว ขอกล่าวซ้ำในที่นี้อีกครั้งว่า สูตรของ

Williams นั้นใช้สำหรับการไหลของน้ำที่อุณหภูมิปกติ (70° F หรือ 20 °C) เท่านั้น และขอให้สังเกตว่าในสูตรดังกล่าวไม่ได้รวมเอาคุณสมบัติของของเหลวไว้ด้วย

6. การเสียดทานเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ

การสูญเสียพลังงานเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ เช่น ข้องอ ประตูน้ำ ซึ่งถือว่าเป็นการสูญเสียส่วนน้อย (Minor Loss) อาจจะสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ

$$h_L = K \times \left[\frac{V^2}{2g} \right] \quad (2.13)$$

โดย

h_L = การเสียดทานเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ

K = สัมประสิทธิ์ความต้านทานการไหลขึ้นกับชนิดและขนาดของอุปกรณ์

V = ความเร็วของการไหล

g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก

สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหลของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่มีการต่อทั้งแบบเกลียว (Screw) และแบบหน้าจาน (Flange) ดูได้จากรูปภาคผนวกที่ 2.5 ขอให้สังเกตว่าในรูปนี้มีสัมประสิทธิ์สำหรับทางไหลเข้าและการเพิ่มขนาดทันที (Sudden Enlargement) ด้วย ส่วนสัมประสิทธิ์ของความเสียดทานในกรณีอื่น ๆ ดูได้จากรูปภาคผนวกที่ 2.6

7. การคำนวณการเสียดทานในท่อโดยใช้ตาราง

จากการแสดงวิธีการคำนวณการเสียดทานในท่อตามตัวอย่างที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่าการคำนวณเหล่านั้นค่อนข้างยุ่งยาก ใช้เวลา และมีโอกาสผิดพลาดได้ง่าย เพื่อให้สะดวกต่อการใช้งาน จึงได้มีการจัดทำตารางแสดงค่าการเสียดทาน เสียดความเร็ว และความเร็วของการไหล สำหรับอัตราการไหล และท่อขนาดต่าง ๆ ขึ้นดังเช่นที่แสดงไว้ในตารางที่ 1.1 และ 1.2 ของภาคผนวก และได้นำบางส่วนของตารางภาคผนวกที่ 1.1 สำหรับท่อขนาด 6 นิ้ว ตารางภาคผนวกที่ 1.1 และ 1.2 นี้จัดทำโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา รายละเอียดที่ใช้ในการคำนวณตารางดังกล่าวมีดังนี้ คือ

7.1 ท่อที่กำหนดสำหรับตารางภาคผนวกที่ 1.1 เป็นท่อเหล็กเหนียวใหม่ (Wrought Iron หรือ Schedule 40 Steel Pipe) ซึ่งมีค่าความขรุขระ ϵ ประมาณ 0.00015 ฟุต ส่วน

ตารางผนวกที่ 1.2 เป็นค่าสำหรับท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย (Asphalt-Dipped Cast Iron Pipe) ที่มีค่าความขรุขระประมาณ 0.0004 ฟุต

7.2 อุณหภูมิของน้ำที่ไหลผ่านท่อเท่ากับ 60°F ซึ่งมี $v = 0.0001216$ ฟุต²/วินาที ดังนั้นตารางทั้งสองนี้สามารถใช้ได้กับของเหลวอื่นที่มีค่าความข้นเหนียวเท่ากับค่าดังกล่าวนี้ด้วย

7.3 อัตราการไหลผ่านท่อ ที่ให้ไว้มีหน่วยเป็นอเมริกันแกลลอนต่อนาที (U.S. gpm) ความเร็วของการไหลมีหน่วยเป็นฟุตต่อวินาที และการสูญเสียเสดความฝืด (h_f) มีหน่วยเป็นฟุตต่อความยาวของท่อ 100 ฟุต

7.4 ในกรณีที่ใช้ตารางผนวกที่ 1.1 กับท่อที่มีความขรุขระ นอกเหนือจากที่กำหนดไว้ ให้ปรับแก้ค่า h_f ที่อ่านได้จากตารางผนวกที่ 1.1 ด้วยตัวคูณปรับแก้ซึ่งแสดงไว้ในตารางผนวกที่ 1.11

7.5 ค่าเสดความฝืด h_f ในตารางดังกล่าวนี้ไม่ได้คิดเผื่อไว้สำหรับความฝืดที่มีค่าเพิ่มขึ้นตามอายุ การใช้งาน ความไม่แน่นอนของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน หรือความผิดปกติอย่างอื่นจากท่อที่ได้มาตรฐาน

ในการใช้ตารางเพื่อคำนวณค่าการเสดนั้น ถ้าหากอัตราการไหลที่ต้องการคำนวณไม่ตรงกับค่าที่กำหนดไว้ในตาราง ก็จำเป็นต้องใช้วิธีประมาณค่าโดยใช้สมการ

$$h_n = h_2 \times \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad (2.14)$$

ในเมื่อ

h_n = เสดความฝืดสำหรับอัตราการไหล Q_1 ที่ต้องการคำนวณ

h_2 = เสดความฝืดที่อ่านได้จากตารางเมื่ออัตราการไหลเท่ากับ Q_2 โดย

ค่า Q_2 จากตารางมีค่าใกล้เคียงกับ Q_1 มากที่สุด

การทำงานของ Hydraulic Ram Pump

1. การเกิดค้อนน้ำ (Water Hammers) ในท่อ

ในขณะที่น้ำกำลังไหลในท่อยาว ถ้าเราปิดลิ้นอย่างทันทีทันใดจะทำให้หน้าที่กำลังไหลอยู่หยุดอย่างทันทีทันใด ซึ่งจะทำให้เกิดความดันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วอันเนื่องมาจากโมเมนตัมของน้ำที่กำลังไหลอยู่ถูกทำลาย และจะเกิดเสียงดังเนื่องมาจากแรงกระแทก ปรากฏการณ์เช่นนี้เรียกว่า ค้อนน้ำ (Water Hammer) ความดันที่เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว บางครั้งมีค่ามากจนอาจทำให้ท่อแตกได้ ดังนั้นจึงควรคำนึงถึงการเกิดค้อนน้ำเมื่อต้องการออกแบบท่อน้ำ ขนาดของความดันที่เพิ่มขึ้นจะ

ขึ้นอยู่กับความเร็วในการปิดลิ้น ความเร็วในการไหล ความยาวของท่อ และคุณสมบัติในการยืดหยุ่นตัวของวัสดุที่ใช้ทำท่อและของของไหลเอง

การปิดลิ้นอาจกระทำอย่างรวดเร็วหรือค่อย ๆ ปิดก็ได้ ซึ่งสูตรที่ใช้ในการคำนวณหาเฮดของค้อนน้ำในกรณีทั้งสองก็ต่างกันดังต่อไปนี้

1.2 เมื่อค่อย ๆ ปิดลิ้น พิจารณาท่อยาว L มีขนาดพื้นที่หน้าตัด a มีของเหลวไหลในท่อด้วยความเร็ว V ถ้าค่อย ๆ ปิดลิ้นโดยใช้เวลาดังแต่เริ่มปิดจนลิ้นปิดสนิทเท่ากับ t

$$\text{วินาที มวลของของเหลวที่อยู่ในท่อทั้งหมด} = \left[\frac{\gamma}{g} \right] \times (a \times L)$$

เมื่อเริ่มปิดลิ้นความเร็วของของไหลเป็น V และจะค่อย ๆ ลดลงจนเป็น 0 เมื่อลิ้นปิดสนิท โดยใช้เวลา t วินาที

$$\therefore \text{อัตราการหน่วง} = \frac{V}{t}$$

$$\begin{aligned} \text{แรงตามแนวแกนที่ทำให้เกิดการหน่วง} &= \text{แรงดันเนื่องจากความเฉื่อย} \times \text{พื้นที่หน้าตัด} \\ &= (P_i \times a) \end{aligned}$$

$$\text{แรง} = \text{มวล} \times \text{อัตราเร่ง (หรืออัตราหน่วง)}$$

$$\therefore (P_i \times a) = \frac{\gamma a L}{g} \times \frac{V}{t}$$

$$\text{หรือ} \quad P_i = \frac{\gamma L V}{g t} \quad (2.15)$$

$$\text{และเฮดความเฉื่อย} = \frac{P_i}{\gamma} = \frac{L V}{g t} \quad (2.16)$$

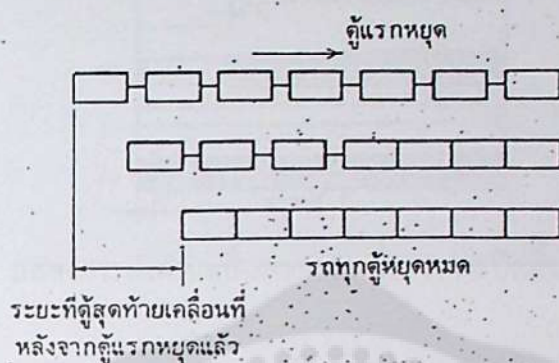
1.2 เมื่อปิดลิ้นอย่างรวดเร็ว จากสมการที่ 2.16 จะเห็นได้ว่าถ้าเวลาที่ใช้ในการปิดลิ้น (t) เท่ากับ 0 จะทำให้เฮดความเฉื่อย (Inertia Head) เพิ่มขึ้นเป็นอนันต์ (Infinity) แต่จากการทดลองพบว่าแม้จะปิดลิ้นอย่างรวดเร็วเพียงใดก็ตาม ค่าเฮดความเฉื่อยก็ยังไม่มากจนเกินไปและสามารถวัดค่าได้ จึงสรุปได้ว่าตามสมการที่ 2.16 นั้นจะต้องมีองค์ประกอบอื่น ๆ ที่สำคัญและยังไม่ได้นำมาพิจารณาองค์ประกอบเหล่านี้ได้แก่

1.3 ความสามารถในการอัดตัวของของเหลว

1.4 ความยืดหยุ่นของวัสดุที่ใช้ทำท่อ

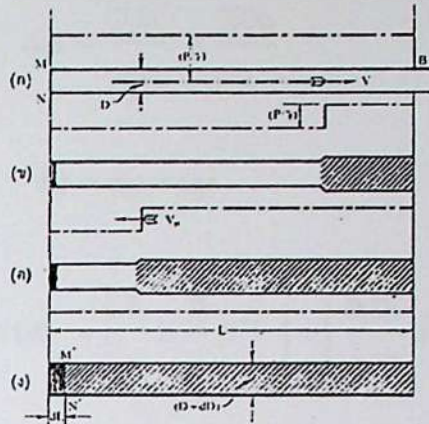
และจากองค์ประกอบ 2 ข้อนี้นี้ทำให้ไม่สามารถหยุดการเคลื่อนที่ของของเหลวในท่อได้ทันทีทันใด แม้ว่าเราจะปิดลิ้นอย่างรวดเร็วแล้วก็ตาม ความจริงข้อนี้อาจแสดงได้จากตัวอย่างดังรูปที่ 2.1 จากรูปดังกล่าวแสดงรพ่วงซึ่งประกอบด้วยคู่หลาย ๆ คู่ต่อกันอย่างหลวม ๆ ถ้า

เราหยุดตู้หัวขบวนจะทำให้ตู้ต่อ ๆ มาเคลื่อนที่เข้าหาตู้ข้างหน้าและหยุดเมื่อชนตู้ข้างหน้าแล้ว นั่นคือรถตู้สุดท้ายจะเคลื่อนที่ไปได้ระยะทางหนึ่งหลังจากรถตู้แรกหยุดการเคลื่อนที่แล้ว



รูปที่ 2.1 แสดงการหยุดขบวนรถพ่วง

จากตัวอย่างดังกล่าวอาจเปรียบเทียบได้กับขั้นตอนที่เกิดขึ้นเมื่อปิดลิ้นทางด้านออกอย่างรวดเร็วรูปที่ 2.2 (ก) แสดงการไหลในท่อนก่อนที่จะปิดลิ้น ของเหลวจะไหลด้วยความเร็ว V และความดันปกติ P ในกรณีนี้ค่าเสียดทาน (Friction Head) มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับค่าเสียดทานเฉื่อยจึงไม่ต้องนำมาคิด รูปที่ 2.2 (ข) แสดงสถานะเมื่อปิดลิ้นที่ B อย่างรวดเร็ว จะเห็นได้ว่าคลื่นของแรงดันเนื่องจากความเฉื่อยซึ่งจะเห็นเป็นชั้นบนเส้นไฮดรอลิกส์เกรเดียนต์จะเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว V_0 ส่วนทางกับการไหล ซึ่งจะมีผลทำให้เกิดการอัดตัวของน้ำและท่อจะขยายออก ในขณะเดียวกันด้านซ้ายของคลื่นดังกล่าวจะเคลื่อนที่ตามปกติเหมือนไม่มีอะไรเกิดขึ้น รูปที่ 2.2 (ค) แสดงการเคลื่อนที่ของคลื่นเมื่อเวลาผ่านไปอีก รูปที่ 2.2 (ง) แสดงสถานะเมื่อของเหลวในท่อทั้งหมดอยู่ในสภาพหยุดนิ่งมีความดัน $(P + P_0)$ ท่อทุกส่วนจะอยู่ภายใต้ความดันดังกล่าว ถ้าต้องใช้เวลาในการหยุดการไหลของของเหลวเท่ากับ dt ในช่วงเวลาดังกล่าวระยะทาง MN ของของเหลวจะเคลื่อนที่ไปเป็นระยะ dL ไปยังตำแหน่งใหม่คือ $M'N'$ หรืออาจกล่าวได้ว่าจากการที่ของเหลวถูกอัดตัวประกอบกับการขยายตัวของท่อที่โตขึ้นจะทำให้เกิดช่องว่างสำหรับของของเหลวจำนวน dQ ได้ (ตามเส้นแรงเงา) หลังจากลิ้นถูกปิด



รูปที่ 2.2 แสดงการส่งผ่านคลื่นความดันเนื่องจากการปิดลิ้นอย่างรวดเร็ว

เมื่อ

dq_c คือปริมาตรที่ของเหลวถูกอัดเนื่องจากความดัน P_i

dq_c คือปริมาตรที่เพิ่มขึ้นอันเนื่องมาจากการยืดตัวของผนังท่อเกิดความดัน P_i

dD คือการเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

dt คือเวลาในการเดินทางของคลื่นความดัน

T คือความหนาของผนังท่อ

E คือค่ายัง โมดูลัส (Young's Modulus) ของวัสดุที่ใช้ทำท่อ

f_t คือค่าความเค้นแบบดึง (Tensile Hoop Stress) ที่ผนังท่ออันเนื่องมาจากความดัน P_i

จาก

$$dQ = \frac{\pi D^2}{4} \times dL$$

และ

$$dq_c = \frac{P_i}{K} \times \frac{\pi}{4} D^2 L$$

และ

$$dq_c = \left[\frac{\pi}{4} (D + dD)^2 - \frac{\pi}{4} D^2 \right] \times L \approx \pi D \times \frac{dD}{2} \times L$$

แต่

$$\text{hoop stress} = \frac{P_i D}{2T}$$

และ

$$f_t = \frac{dD}{D} \times E$$

ดังนั้น

$$dD = \frac{P_i D}{2T} \times \frac{D}{E}$$

และ

$$dq_c = \frac{P_i D^2}{2TE} \times \frac{\pi DL}{2}$$

แต่

$$dQ = dq_c + dq_e$$

$$\frac{\pi}{4} D^2 \times (dl) = \left[\frac{P_i}{K} \times \frac{\pi}{4} D^2 L \right] + \left[\frac{P_i D^2}{2TE} \times \frac{\pi DL}{2} \right]$$

หรือ

$$dL = P_i L \times \left[\frac{1}{K} + \frac{D}{TE} \right]$$

แต่

$$dL = V \times dt$$

$$P_i = \frac{V \times dt}{L \times \left[\frac{1}{K} + \frac{D}{TE} \right]} \quad (2.17)$$

สมการนี้มีตัวไม่รู้ค่าคือ dt ซึ่งเราสามารถกำจัดได้โดยใช้สมการที่ 2.15 ซึ่งนำมาใช้ได้
ในกรณีนี้ โดย dt คือเวลาที่ใช้ในการทำให้ของเหลวหยุดอยู่กับที่

ดังนั้น

$$P_i = \frac{\gamma LV}{gdt}$$

หรือ

$$dt = \frac{\gamma LV}{P_i g} \quad (2.18)$$

$$P = \frac{\gamma V^2}{g P_i \times \left[\frac{1}{K} + \frac{D}{TE} \right]}$$

หรือแรงดันเนื่องจากความเฉื่อย; $P_i = \frac{V}{\sqrt{\frac{g}{\gamma} \times \left[\frac{1}{K} + \frac{D}{TE} \right]}}$ (2.19)

เนื่องจากเทอม $[D/(TE)]$ มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ $(1/K)$ ดังนั้นในการคำนวณค่าโดยประมาณจึงไม่ต้องนำมาคิด สมการก็จะกลายเป็น

$$P_i = V \sqrt{\frac{\gamma K}{g}} \quad (2.20)$$

สมการที่ 2.18 แสดงค่าความดันที่เพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อปิดลิ้นอย่างรวดเร็ว ขอให้สังเกตว่าค่าความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นจะไม่ขึ้นอยู่กับขนาดของท่อ แต่จะขึ้นอยู่กับความเร็วต้นและคุณสมบัติทางกายภาพของของเหลวเท่านั้น

ค่าเร็วของคลื่น ; V_0 หาได้จาก

$$V_0 = \frac{L}{dt} = \sqrt{\frac{g}{\gamma \times \left[\frac{1}{K} + \frac{D}{TE} \right]}} \quad (2.21)$$

และถ้าไม่นำค่า $D/(TE)$ มาคิดในการคำนวณก็จะได้

$$V_0 = \sqrt{\frac{gK}{\gamma}} = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$$

ซึ่งเท่ากับความเร็วของคลื่นเสียงที่เดินทางผ่านของเหลว ในสมการที่ 2.16 จะได้สมการของเฮดความเฉื่อยคือ

$$h_i = \frac{P_i}{\gamma} = \frac{V \times V_0}{g} \quad (2.22)$$

สมการที่ 2.19 จะเรียกว่าสมการ Allievi (Allievi Formula)

สาเหตุสำคัญที่ทำให้เกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ ก็คือมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลในท่ออย่างกะทันหัน เช่น ปิดประตูน้ำอย่างกะทันหัน เป็นต้น เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วในลักษณะดังกล่าวโมเมนตัมของเหลวจะถูกเปลี่ยนไปกลายเป็นแรงกระแทกบนประตุน้ำและผนังของท่อ แรงกระแทกที่เกิดขึ้นถ้าหากมากเกินไปความสามารถของท่อจะรับไว้ได้ก็จะทำ

ให้ท่อระเบิด หรือทำให้ระบบท่อและอุปกรณ์เสียหายอย่างรุนแรงขึ้นได้ ระดับความเสียหายเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์ขึ้นอยู่กับความแข็งแรงและความยืดหยุ่น (Elasticity) ของท่อ ความเร็วของการไหล อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วการไหล ลักษณะการปิดท่อให้อยู่กับที่ และระบบป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ที่ติดตั้งไว้ เป็นต้น

ในกรณีที่เป็ท่อเหล็กเหนียวหรือท่อเหล็กหล่อซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างความเค้น ความเครียด (Stress-Strain) เป็นเส้นตรงและของเหลวที่ไหลในท่อเป็นน้ำ ความดันในเส้นท่อสูงสุดที่เพิ่มขึ้นจากความดันเดิม โดยมีสาเหตุมาจากวอเตอร์แฮมเมอร์ คำนวณได้จากสูตร

$$P = (1485) (\rho v) \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd / Et)}} \quad (2.23)$$

โดย P = ความดันสูงสุดที่เพิ่มขึ้นจากระดับความดันเดิม โดยมีสาเหตุมาจากวอเตอร์แฮมเมอร์
เป็นนิวตันต่อตารางเมตร N/m^2

ρ = ความหนาแน่นของน้ำ เป็นกิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร

v = ความเร็วของการไหลในท่อ เป็นเมตร/วินาที

K = โมดูลัสของความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ของน้ำเป็น N/m^2

d = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อเป็น มม

E = โมดูลัสของความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ของวัสดุที่ใช้ทำท่อ N/m^2

T = ความหนาของผนังท่อ เป็น มม

ความเร็วของคลื่นความดัน (Pressure Wave) เป็นเมตรต่อวินาที ที่เกิดขึ้นภายในท่อคำนวณโดยสูตร

$$V_w = 1485 \times \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd / Et)}} \quad (2.24)$$

เนื่องจากความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียด (Stress-Strain) ของคอนกรีตมิได้เป็นเส้นตรง ดังนั้นการใช้สมการทั้งสองข้างบนกับท่อคอนกรีตจึงให้ค่าโดยประมาณเท่านั้น

อัตราส่วน K/E สำหรับการไหลของน้ำในท่อที่ทำด้วยวัสดุต่าง ๆ แสดงไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.12

ถ้าให้ L เป็นความยาวของท่อจากจุดที่ติดตั้งประตูน้ำไปถึงจุดจ่ายน้ำเข้าท่อเป็นเมตร ความดันที่เกิดขึ้นโดยวอเตอร์แฮมเมอร์ จะมีค่าสูงสุดเท่ากับที่คำนวณ

$$T_c = \frac{2L}{V_w} \quad (2.25)$$

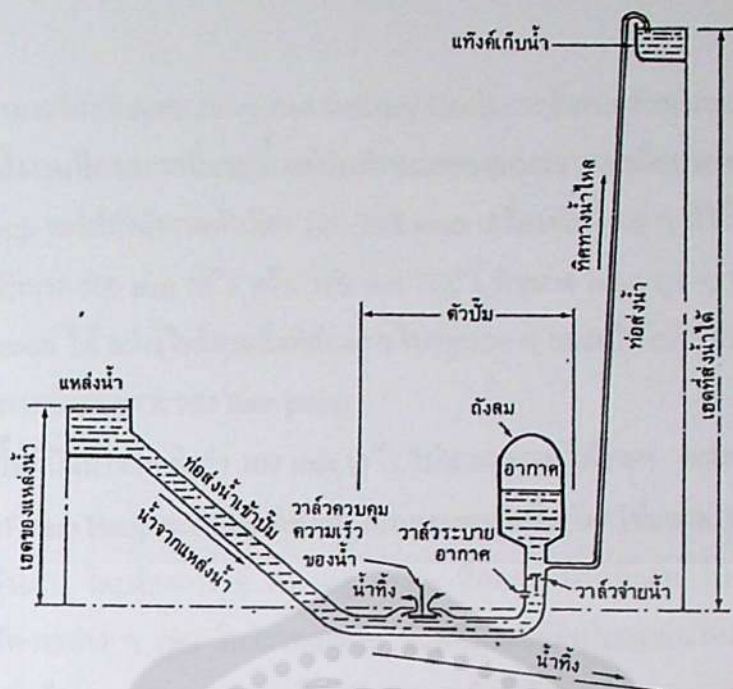
ในกรณีที่ปิดประตูน้ำโดยใช้เวลานานกว่า T_c ความดันเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์ที่เกิดขึ้นจะหาได้โดย

$$P_a = \frac{T_c}{T_a} \times P \quad (2.26)$$

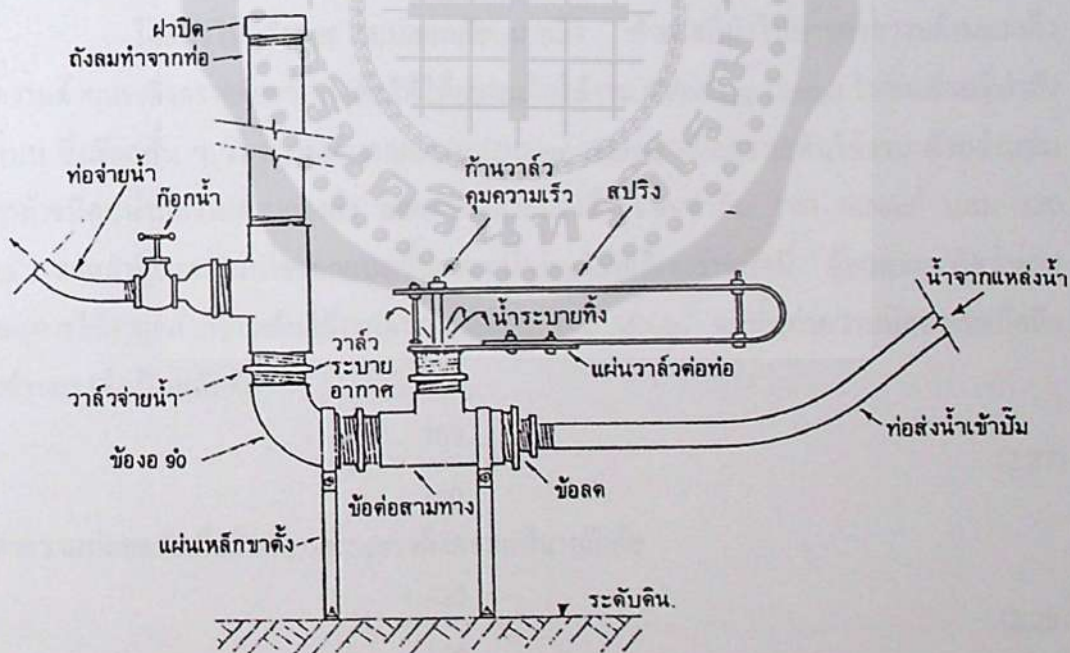
โดย P_a เป็นความดันในท่อเมื่อปิดประตูน้ำโดยใช้เวลาเท่ากับ T_a , P เป็นความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นเมื่อปิดประตูน้ำโดยใช้เวลาน้อยกว่าหรือเท่ากับเวลาวิกฤติ (Critical Time) T_c คำนวณโดยสมการ (2.20)

Hydraulic Ram หรือตะบันน้ำเป็นปั๊มที่ทำงานโดยอาศัยแรงกระแทกของน้ำในท่อที่ถูกให้หยุดไหลอย่างกะทันหัน (Water Hammer) รูปร่างลักษณะของ Hydraulic Ram แสดงไว้ในรูปที่ 2.3

การทำงานของ Hydraulic Ram เริ่มต้นโดยน้ำไหลจากแหล่งน้ำผ่านท่อส่งและไหลออกทางวาล์วควบคุมความเร็วของน้ำ (Impulse Valve) ถ้าความเร็วของการไหลผ่านวาล์วดังกล่าวสูงพอ ความเร็วและแรงดันน้ำจะทำให้วาล์วปิดทันทีทันใด การปิดนี้จะทำให้น้ำซึ่งกำลังไหลมาตามท่อกระแทกกับผนังท่อในบริเวณนั้นและทำให้ความดันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ความดันที่เพิ่มขึ้นนี้ทำให้วาล์วจ่ายน้ำ (Delivery Valve) ที่ถึงลมก็จะลดลงพร้อมกันนั้นแรงกระแทกของน้ำ (Water Hammer) ก็จะสะท้อนกลับ วาล์วจ่ายน้ำปิด และวาล์วควบคุมความเร็ว (Impulse Valve) ดกกลงตามเดิม น้ำจะไหลผ่านใหม่อีกครั้งและจะเวียนเป็นวงจรรู้อย่างนี้ตลอดไป



รูปที่ 2.3 แสดงองค์ประกอบและลักษณะการทำงานของ Hydraulic Ram



รูปที่ 2.4 แสดง Hydraulic Ram ที่ประกอบขึ้นโดยใช้อุปกรณ์ท่อที่มีขายในท้องตลาด

การกำหนดขนาดของ Hydraulic Ram Pump

การสร้าง Ram Pump จะสร้างในระบะขนาดที่เป็นขนาดปกติ โดยอ้างอิงผ่านศูนย์กลางของ Drive Pipe เป็นหลัก และบางครั้งก็อ้างอิงจากตัวของ Ram Pump เอง Pump ตัวเดียวอาจ

จะต้องการทั้งอัตราการไหลขับและ Drive And Delivery Heads การจำแนกลักษณะของ Ram Pump ไม่ง่าย โดยกำลังงานที่ออกจากปั๊มจะขึ้นอยู่กับลักษณะของแต่ละรายละเอียดของการติดตั้ง โดยทั่ว ๆ ไป Ram Pump จะให้กำลังงานต่ำเพียง 10 – 500 watts เครื่องจักรใหญ่ ๆ ที่ใช้กับ Drive Pipe ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 200 mm (8") หรือ 300 mm (12") ที่ขนาด head สูง ๆ สามารถที่จะส่งกำลังงานเป็น Kilowatt ได้ อย่างไรก็ตามสิ่งที่ต้องการในอุ้งบ่อ ๆ และเป็นไปได้ยาก ในการติดตั้ง Ram Pump คือ โครงสร้างจำเพาะของ Ram pump

ปั๊มที่มีขนาดใหญ่กว่า 100 mm (4") ไม่สามารถหาได้ง่ายๆ ตามปกติ ที่การไหลใหญ่ ๆ เราต้องการ Ram Pump ขนาดเล็กที่ทำงานลักษณะขนานกัน โดยใช้ขนาด 50 mm (2") ต่อ Ram Pump เข้าด้วยกัน โดยต้องการได้ Pumping Power ที่ออกมาต้องเพียงพอในหมู่บ้านใหญ่ ๆ หรือใช้น้ำในการจัดการต่าง ๆ เช่น ในโรงพยาบาล หรือที่นิยมใช้กันในชุมชนใหญ่ ๆ ในการชลประทานขนาดใหญ่แล้ว Ram Pump อาจจะไม่เหมาะสมเหมือนกับการใช้ Pump ชนิดอื่น ๆ Ram Pump เหมาะสมกับโครงการหรือแผนงานส่งน้ำขนาดเล็กเท่านั้น

ค่าความปลอดภัย

โดยทั่วไปแล้วค่าความปลอดภัยหมายถึง ตัวเลขที่นำไปหารค่าความต้านแรงดึง หรือความต้านแรงดึงครากของวัสดุ เพื่อให้ได้ความเค้นใช้งาน (Working Stress) ในชิ้นส่วนที่กำลังออกแบบ ซึ่งเรียกสั้น ๆ ว่า ความเค้นออกแบบ (Design Stress) หรือความเค้นใช้งาน ตัวอย่างเช่น เหล็กกล้าชนิดหนึ่งมีความต้านแรงดึง และความต้านแรงดึงครากเท่ากับ 700 MN/m² และ 420 MN/m² ตามลำดับและในการออกแบบชิ้นงานหนึ่งโดยใช้เหล็กกล้าชนิดนี้ ผู้ออกแบบคิดว่าตามลักษณะการใช้งานแล้วความเค้นใช้งานควรจะไม่เกิน 140 MN/m² ฉะนั้นค่าความปลอดภัยเมื่อถือความต้านแรงดึงเป็นหลักคือ

$$N_u = \frac{700}{140} = 5 \quad (2.27)$$

และค่าความปลอดภัยเมื่อถือความต้านแรงดึงครากเป็นหลักคือ

$$N_y = \frac{420}{140} = 3 \quad (2.28)$$

ในกรณีที่ได้มีการกำหนดขนาดของชิ้นงานมาแล้ว ค่าความปลอดภัยของชิ้นงานนั้นคือ

$$N_u = \frac{\text{ความต้านแรงดึง}}{\text{ความเค้นที่คำนวณได้}} \quad (2.29)$$

$$N_y = \frac{\text{ความต้านแรงดึงคราก}}{\text{ความเค้นที่คำนวณได้}} \quad (2.30)$$

สำหรับปัญหาที่ไม่เป็นแบบเชิงเส้น (Nonlinear) เช่น ท่อโลหะ หรือเสาที่อาจจะเสียบาย เนื่องมาจากการโก่งงอจะต้องใช้ค่าความปลอดภัยแรงที่มากระทำโดยตรงแทนที่จะใช้กับความเค้น ทั้งนี้เพราะในปัญหาแบบไม่เชิงเส้น ความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานอาจจะมีได้แปรผันโดยตรงกับแรง ในกรณี เช่นนี้

$$N = \frac{\text{แรงที่ทำให้แตกหัก}}{\text{แรงที่ใช้ออกแบบ}} \quad (2.31)$$

ค่าความปลอดภัยที่จะเลือกใช้ขึ้นอยู่กับตัวประกอบจำนวนมากดังนี้

- ชนิดของแรงที่มากระทำต่อชิ้นงาน ว่าเป็นแรงที่จัดอยู่ในประเภทอยู่นิ่ง หรือเปลี่ยนแปลงขนาดอยู่ตลอดเวลาขณะใช้งาน
- ลักษณะการใช้งานของชิ้นงานว่าเกี่ยวข้องกับการที่อาจจะสูญเสียชีวิตหรือทรัพย์สินจำนวนมากหรือไม่
- น้ำหนักของชิ้นงานว่ามีความจำเป็นที่จะต้องเบาที่สุดหรือไม่ เช่น ชิ้นส่วนสำหรับเครื่องบิน เป็นต้น ในกรณีเช่นนี้การใช้ค่าความปลอดภัยจะต้องพิจารณาอย่างละเอียดเป็นพิเศษ
- จำนวนของชิ้นงานที่จะผลิตออกมา ถ้าผลิตครั้งละมาก ๆ ควรระมัดระวังในการใช้ค่าความปลอดภัยที่ไม่สูงจนเกินไป ทั้งนี้เพื่อให้ประหยัดวัสดุได้มากที่สุด

สำหรับผู้ที่มีความชำนาญในการออกแบบน้อย ก็อาจจะใช้ค่าที่แนะนำไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.13 เป็นแนวทางในการคำนวณออกแบบได้

ค่าความปลอดภัยสำหรับแรงซ้ำทิศทางเดียว (Repeated, One Direction) หรือแรงซ้ำสองทิศทาง (Repeated and Reversed) ที่ให้ไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.13 หมายถึงค่าความปลอดภัยที่จะนำไปใช้เมื่อสมมติให้เป็นแรงนิ่ง (Dead Load) ในขณะออกแบบสำหรับการวิเคราะห์ปัญหาโดยคิดละเอียดลงไปถึงลักษณะการเปลี่ยนแปลงของแรง และความทนของวัสดุต่อแรงที่เปลี่ยนแปลงอยู่เสมอ นี่จะใช้ค่าความปลอดภัยแตกต่างกันไป วิธีการวิเคราะห์ปัญหาในลักษณะนี้จะได้กล่าวถึงต่อไป

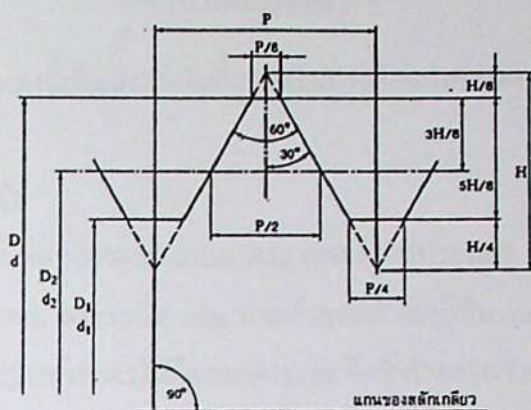
การยึดด้วยสลักเกลียว

เครื่องจักรกลประกอบด้วยชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากที่ยึดอยู่ด้วยกัน วิธีการยึดชิ้นส่วนมีอยู่หลายวิธี แต่ละวิธีก็มีข้อดีข้อเสียต่างกัน ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลบางชิ้นต้องการความสะดวกในการถอดประกอบโดยที่ชิ้นส่วนต้องไม่เกิดการเสียหาย ได้แก่ งานประเภทจับยึด ปรับแต่ง ตรวจสอบ ซ่อมแซม เปลี่ยนชิ้นส่วน ผิดหรือประกอบ เป็นต้น งานลักษณะนี้นิยมใช้ยึดด้วยสลักเกลียว บางครั้งยังอาจใช้สลักเกลียวในการปรับอย่างละเอียดของมาตรวัดต่าง ๆ ด้วย การยึดด้วยสลักเกลียวมีความไวใจได้มาในการใช้งาน และสะดวกในการถอดหรือประกอบ และใช้ได้กับงานชนิดต่าง ๆ นอกจากนี้ยังมีราคาถูก หามาใช้ได้ง่าย เนื่องจากมีขนาดเป็นมาตรฐานและมีกระบวนการผลิตที่มีประสิทธิภาพสูง แต่สลักเกลียวมีข้อเสียอยู่อย่างหนึ่งคือ จะมีความเค้นหนาแน่นมากที่บริเวณขอบเกลียวและโคนเกลียว ซึ่งเป็นจุดอ่อนเมื่อใช้ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง

การเลือกวิธีการยึดและตำแหน่งยึดมีความสำคัญมาก การยึดจะต้องมิให้อุปกรณ์ยึดอยู่ภายใต้แรงคด แต่ควรให้อยู่ภายใต้แรงดึงและแรงเฉือนหรือถ้าจำเป็นจะต้องอยู่ภายใต้แรงคดก็จะต้องพยายามทำให้มีแรงคดกระทำน้อยที่สุด โดยใช้อุปกรณ์อย่างอื่นมาช่วย

1. แบบของเกลียว

เพื่อความสะดวกในการเปลี่ยนชิ้นส่วนของรอยต่อด้วยสลักเกลียว องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศ (ISO) จึงได้กำหนดมาตรฐานของสลักเกลียวเป็นหน่วยระหว่างประเทศขึ้น ลักษณะเกลียวสำหรับใช้งานทั่วไปตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R 68-1969 (E) มีแบบรากฐานของเกลียวดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 แสดงแบบรากบานของเกิลว

เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ (D, d) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตที่สุดของเกิลว การบอกขนาดเกิลวมักจะบอกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่เป็นขนาดระบุ (Nominal Size) ของเกิลว สัญลักษณ์ที่ใช้อักษรตัวพิมพ์ใหญ่หมายถึงขนาดของเกิลวใน อักษรตัวพิมพ์เล็กหมายถึงขนาดของเกิลวนอก

เส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์ของเกิลว (D_2, d_2) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่อยู่กึ่งกลางระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่กับเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกิลว

เส้นผ่านศูนย์กลางน้อย (D_1, d_1) เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุดของเกิลว หรืออาจเรียกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางโคนเกิลว

ระยะพิตช์ (P) เป็นระยะที่วัดตามแนวแกนของเกิลวจากจุดจุดหนึ่งบนเกิลวหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งที่สมนัยกันบนอีกเกิลว

ความสูงของสามเหลี่ยมมูลฐาน (H) เป็นระยะที่วัดตั้งบนฉากกับแกนของเกิลว จากโคนเกิลวถึงยอดเกิลว ความสัมพันธ์ระหว่างความสูงของสามเหลี่ยมมูลฐานกับระยะพิตช์คือ

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} \times P = (0.866025404) \times P$$

$$\frac{5}{8} \times H = (0.541265877) \times P$$

$$\frac{3}{8} \times H = (0.324759526) \times P$$

$$\frac{H}{4} = (0.216506351) \times P$$

$$\frac{H}{8} = (0.108253175) \times P$$

ค่าต่าง ๆ เหล่านี้เป็นสิ่งสำคัญพื้นฐานในการกำหนดขนาด และสัดส่วนของเกลียว

2. การให้ชื่อ

การบอกขนาดเกลียวตามแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ บอกโดยใช้อักษรย่อแทนชนิดของเกลียวตามด้วยขนาดระบุเป็น mm ตามด้วยระยะพิตช์เป็น mm โดยมีเครื่องหมาย × คั่นอยู่ ในกรณีที่ เป็นเกลียวแบบธรรมดาไม่ต้องแสดงระยะพิตช์ ตัวอย่างเช่น

เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ แบบเกลียวธรรมดา ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 16 mm (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่) เรียกว่า M16]

เกลียวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ แบบเกลียวละเอียด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 20 mm ระยะพิตช์ 2 mm เรียกว่า M20 × 2

นอกจากนี้ยังมีการบอกลักษณะเกลียวที่เป็นพิเศษอีก เช่น ถ้าเป็นเกลียวซ้ายจะบอกเป็น M30-LH (LH = Left Hand เป็นชื่อย่อมาตรฐานของเกลียวซ้าย)

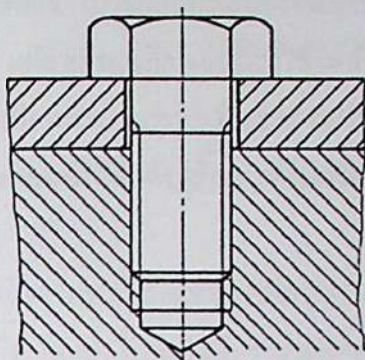
องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศได้กำหนดมาตรฐานของเกลียว สำหรับใช้งานทั่วไปในมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R 261-1969 (E) ดังในตารางภาคผนวกที่ 1.20 และตารางภาคผนวกที่ 1.21 โดยมีคำแนะนำว่า

- ควรเลือกใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุในช่องที่ 1 ก่อน ถ้ามีความจำเป็นมากจึงเลือกใช้ช่องที่ 2
- คำว่า “หยาบ” และ “ละเอียด” ที่กำหนดไว้มิได้หมายความว่าถึงคุณภาพของการผลิต แต่หมายถึงระยะพิตช์ของเกลียว
- พยายามหลีกเลี่ยงขนาดที่อยู่ในวงเล็บ

3. ชนิดของอุปกรณ์ยึดด้วยเกลียว

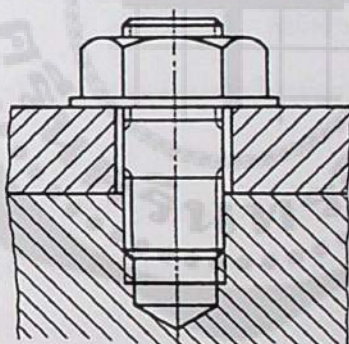
การแบ่งชนิดของอุปกรณ์ยึดด้วยเกลียวแบ่งตามวิธีการที่ใช้จับยึด มีใช้แบ่งตามลักษณะจำเพาะที่ใช้งาน และอาจจำแนกได้ดังนี้

- สลักเกลียวและแป้นเกลียว (Bolt and Nut)
- หมุดเกลียว (Cap Screw)
- สลักเกลียวสตัด (Stud Bolt)
- หมุดเกลียวจักรกล (Machine Screw)



รูปที่ 2.7 แสดงหมุดเกลียว

- สลักเกลียวสตั๊ด สลักเกลียวสตั๊ดมักเรียกย่อ ๆ ว่าสตั๊ด เป็นแท่งทรงกระบอก มีเกลียวที่ปลายทั้งสองข้าง การยึดด้วยสตั๊ดทำได้โดยขันสตั๊ดเข้าไปในชิ้นงานชิ้นหนึ่งซึ่งมีเกลียวขันที่ปลายอีกข้างหนึ่ง ดังรูปที่ 2.8



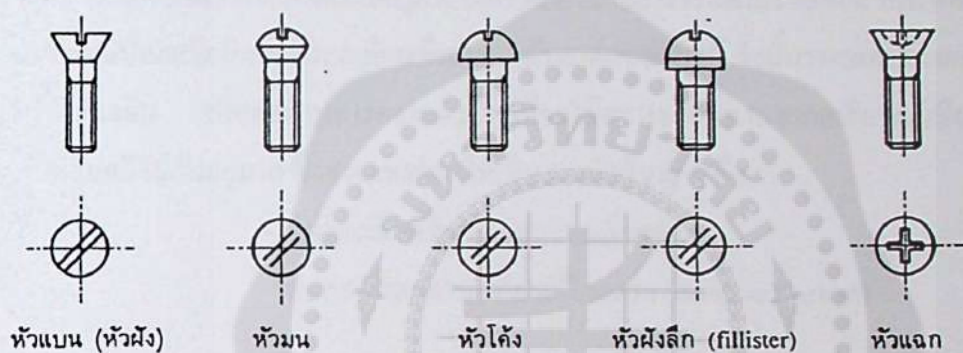
รูปที่ 2.8 แสดงสลักเกลียวสตั๊ด

การยึดด้วยสตั๊ดใช้แทนการยึดด้วยสลักเกลียว ในงานลักษณะดังต่อไปนี้

- เมื่อไม่สามารถสอดสลักเกลียวผ่านชิ้นงานได้ เนื่องจากชิ้นงานหนามาก หรือสลักเกลียวจะทะลุผ่านชิ้นงานอื่นที่ไม่ต้องการ
- เมื่อรอยต่อนั้นต้องมีการถอดบ่อย ๆ และถ้าหมุนเกลียวเข้าออกผ่านชิ้นงานที่ทำด้วยเหล็กหล่อหรือโลหะเบาผสม จะทำให้เกลียวเสียหาย
- ต้องการยึดรอยต่อหลาย ๆ จุด เมื่อใช้สตั๊ดจะทำให้ง่ายต่อการประกอบให้ตรงศูนย์ เช่น การยึดฝาสูบ เป็นต้น

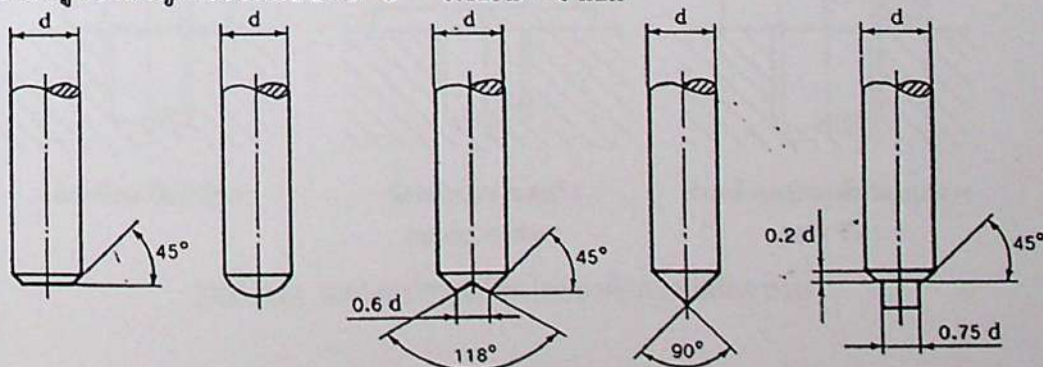
โดยปกติถ้าขันสัดเข้าไปในเหล็กกล้ามักจะขันให้ลึกไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระยะของเกลียว แต่ถ้าเป็นเหล็กหล่อก็ให้ใช้ไม่น้อยกว่าหนึ่งเท่าครึ่ง ทั้งนี้เพื่อป้องกันเกลียวขาดและทำให้มีความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสเพียงพอขณะหมุนเป็นเกลียวสัดเหมาะสำหรับใช้ขันฝาสูบของเครื่องยนต์ให้ติดกับเสื้อสูบของเครื่องยนต์

- หมุดเกลียวจักรกล เป็นหมุดเกลียวขนาดเล็กมีรูปร่างต่าง ๆ กัน ส่วนมากที่หัวมักจะมีร่องเพื่อใช้ไขควงขันได้ โดยทั่วไปจะใช้กับงานประกอบชิ้นงานขนาดเล็ก เช่น พิมพ์ดีด หมุดเกลียวจักรกลลักษณะต่าง ๆ ดังได้จากรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 แสดงหมุดเกลียวจักรกล

- หมุดเกลียวปรับ เป็นหมุดเกลียวชนิดกึ่งยึด ใช้ป้องกันการเกิดการเคลื่อนที่สัมผัสระหว่างผิวเลื่อนสองผิวที่อยู่ติดกันโดยใช้ผลจากความเสียดทาน เช่น ยึดหลอดเพลาให้ติดกับเพลา ยึดคัมล้อสายพานให้ติดกับเพลา เป็นต้น หมุดเกลียวปรับมีหัวและปลายต่าง ๆ กัน ดังรูปที่ 2.10 ปลายของหมุดเกลียวปรับจะต้องทำให้แข็ง เพื่อป้องกันการสึกหรอและมักใช้กับการส่งแรงน้อย ๆ ขนาดของหมุดเกลียวปรับ d ที่เหมาะสมกับเพลานขนาด D หาได้จากสมการที่ได้จากประสบการณ์ของผู้ที่ชำนาญการออกแบบคือ $d = 0.125D + 8 \text{ mm}$



รูปที่ 2.10 แสดงหมุดเกลียวปรับ

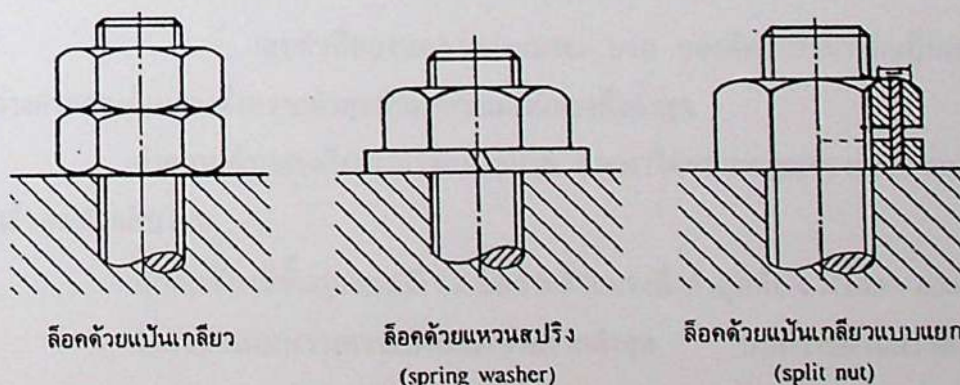
4. อุปกรณ์ล็อก

ในกรณีซึ่งงานให้ติดกันด้วยเกลียวทั่วไปจะต้องคิดถึงแรงสองชนิด ซึ่งรอยต่อมีผลตรงข้ามกันคือ

- - แรงที่ทำให้รอยต่อหลวม ซึ่งเกิดจากแรงในแนวแกน พยายามทำให้เกลียวคลายตัวหรือเกิดจากการสั่นสะเทือน
- แรงที่เกิดจากความเสียดทานซึ่งต้านทานการคลายตัวของเกลียว

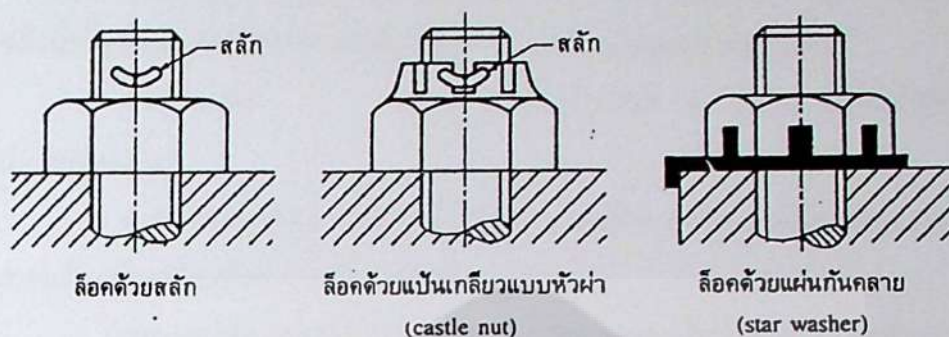
การออกแบบรอยต่อด้วยเกลียวจะออกแบบให้มีแรงเสียดทานเพื่อป้องกันเกลียวคลายตัว ปกติรอยต่อจะต้องแน่นเมื่ออยู่ภายใต้แรงนิ่ง แต่อย่างไรก็ตามรอยต่อส่วนมากจะอยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงหรือมีการสั่นสะเทือนซึ่งจะทำให้รอยต่อหลวมได้ ดังนั้นรอยต่อประเภทนี้จึงต้องมีอุปกรณ์เพิ่มเติม เพื่อต่อต้านการคลายตัวแทนที่จะใช้ความเสียดทานจากเกลียวแต่เพียงอย่างเดียว อุปกรณ์ล็อกมีใช้กันอยู่มาก ซึ่งอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดใหญ่ ๆ คือ

- อุปกรณ์ล็อกโดยอาศัยความเสียดทาน
- อุปกรณ์ล็อกการเคลื่อนที่โดยตรง (Positive Locked)
- อุปกรณ์ล็อกโดยอาศัยความเสียดทาน ใช้ป้องกันการคลายตัวของเป็นเกลียวจากสลักเกลียวหรือสตั๊ด โดยเพิ่มความเสียดทานที่เกลียวให้มากขึ้นดังรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 แสดงอุปกรณ์ล็อกโดยอาศัยความเสียดทาน

- อุปกรณ์ล็อกการเคลื่อนที่โดยตรง ใช้ป้องกันการคลายตัวของแป้นเกลียว โดยใช้สปลิตพิน (Split Pin) คอตเตอร์พิน (Cotter Pin) แหวนสปริง หรืออุปกรณ์ล็อกอย่างอื่น ๆ ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 แสดงอุปกรณ์ล็อกการเคลื่อนที่โดยตรง

5. คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว

กระทรวงอุตสาหกรรม โดยสำนักงานมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมได้กำหนดมาตรฐานคุณสมบัติของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด ใน มอก. 171-2519 ตามมาตรฐานระหว่างประเทศ ISO/R898/I-1968 (E) ซึ่งทำจากเหล็กกล้าคาร์บอนหรือเหล็กกล้าผสมโลหะอื่น โดยที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียวจะต้องไม่ต่ำกว่า 39 mm

การให้ชื่อของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ด บอกโดยใช้ตัวเลขสองตัว ซึ่งมีความหมายดังนี้

- เลขตัวแรกบอกค่า $1/100$ ของค่าความต้านแรงดึงต่ำสุด มีหน่วยเป็น N/mm^2

- เลขตัวที่สองบอกค่าประมาณ $1/10$ ของอัตราส่วนที่คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ระหว่างค่าความต้านแรงดึงครากต่ำสุดกับค่าความต้านแรงดึงต่ำสุด

ค่าความต้านแรงดึงครากโดยประมาณ อาจหาได้จากผลคูณของเลขตัวแรกกับตัวที่สองแล้วคูณด้วยสิบ เช่น

สลักเกลียวมีชั้นคุณสมบัติ 4.6 มีความต้านแรงดึงต่ำสุดคือ $4 \times 100 = 400 N/mm^2$

อัตราส่วนระหว่างความต้านแรงดึงครากต่ำสุด กับความต้านแรงดึงต่ำสุดคือ

$$6 \times 10 = 60\%$$

มีความต้านแรงดึงครากโดยประมาณ $4 \times 6 \times 10 = 240 \text{ N/mm}^2$ คุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว และสตั๊ดชั้นคุณสมบัติ (Property Class) ต่าง ๆ ดูได้ตารางภาคผนวกที่ 1.14

การระบุคุณสมบัติทางกลของแป้นเกลียวทำโดยใช้ตัวเลขหนึ่งตัว ซึ่งความหมายของเลขตัวนี้จะบอกค่า $1/100$ ของความเค้นพิสูจน์ (Proof Load Stress) เป็น N/mm^2

ตัวอย่างเช่น เป็นเกลียวชั้นคุณสมบัติ 4 มีค่าความเค้นพิสูจน์เท่ากับ $4 \times 100 = 400 \text{ N/mm}^2$

ค่าความเค้นพิสูจน์จะสอดคล้องกับค่าความต้านแรงดึงของสลักเกลียวและสตั๊ด ที่ใช้ประกอบกับแป้นเกลียวดังตารางภาคผนวกที่ 1.15

การแสดงคุณสมบัติทางกลของสลักเกลียว หมุดเกลียว สตั๊ด และแป้นเกลียว จะแสดงไว้ที่หัวข้อของสลักเกลียว หมุดเกลียว สตั๊ด และที่ตัวของแป้นเกลียว โดยบอกตัวเลขตามชั้นคุณสมบัติดังที่ได้อธิบายมาแล้ว

6. ความเค้นที่รอยต่อด้วยเกลียว

รอยต่อด้วยเกลียวจะเสียหายได้หลายประการ เช่น สลักเกลียวขาดด้วยแรงเฉือน เกลียวขาด เป็นต้น แต่การเสียหายส่วนมากเกิดขึ้นจากตัวของสลักเกลียวขาด ซึ่งมักจะขาดใกล้บริเวณหัวด้วยเหตุนี้เองการคำนวณออกแบบส่วนใหญ่จึงเป็นการหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว

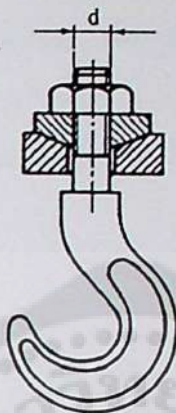
รอยต่อด้วยสลักเกลียวอาจแบ่งตามภาวะการประกอบและการรับแรง ออกเป็น

- ไม่มีความเครียดหรือไม่มีแรงดึงก่อนใช้งาน
- มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งาน โดยไม่มีแรงภายนอกในแนวแกน
- มีความเครียด รับแรงภายนอกในแนวแกน
- มีความเครียด รับแรงเฉือนจากภายนอก
- มีความเครียด รับแรงเยื้องศูนย์กลาง

การคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียวภายใต้ภาวะต่าง ๆ จะแตกต่างกันไปซึ่งจะได้กล่าวต่อไปดังนี้

- รอยต่อที่ไม่มีมีความเครียดหรือไม่มีแรงดึงก่อนใช้งาน ในงานปฏิบัติทางด้านวิศวกรรมเครื่องกลแล้วมักไม่นิยมใช้รอยต่อชนิดนี้ แต่ก็มีชิ้นงานบางอย่างที่ใช้รอยต่อในลักษณะนี้ เช่น เกลียวที่ปลายขอเกี่ยวของเครื่องยก ดังรูปที่ 2.13 เป็นตัวอย่างของรอยต่อที่ไม่มีแรง

ดึงในสลักเกลียวก่อนใช้งาน เป็นเกลียวหมุนสวมเข้ากับสลักเกลียวอย่างอิสระ แล้วยึดไว้ด้วยสลัก เพื่อป้องกันมิให้เกลียวคลายออก เมื่อมีแรงจากภายนอกมากระทำในแนวแกนจะทำให้สลักเกลียว อยู่ภายใต้แรงดึง การคำนวณในกรณีนี้ก็เพียงแต่หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของส่วนที่เป็นเกลียวก็ เพียงพอแล้ว



รูปที่ 2.13 แสดงขอเกี่ยว

แม้ว่าตามข้อเท็จจริงแล้วรอยต่อชนิดนี้มีใช้น้อยมาก แต่สิ่งที่น่าสนใจก็คือในด้านการปฏิบัติงานมีอยู่หลายกรณีที่มีมักจะลดความแน่นอนลงเพื่อให้คำนวณได้ง่าย แล้วเลือกใช้วิธีการเลือกแรงที่ใช้ในการออกแบบหรือหาค่าความเค้นใช้งานให้เหมาะสมกัน

ในการคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียวชนิดนี้จะใช้ข้อสมมติฐานดังนี้คือ

- ให้แรงกระทำในแนวแกนของสลักเกลียวเท่านั้น
- ความเค้นที่เกิดขึ้นกระจายอย่างสม่ำเสมอทั่วพื้นที่หน้าตัดของเกลียว

พื้นที่หน้าตัดที่วัดที่สุดของสลักเกลียวอยู่ที่บริเวณเกลียว ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่าของเกลียว แต่ในทางปฏิบัติมักนิยมคิดพื้นที่ที่รับความเค้นจริง ซึ่งเรียกว่าพื้นที่รับความเค้น (Stress Area) ซึ่งมีค่ามากกว่าพื้นที่ที่หาจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อยกว่าเล็กน้อย ทั้งนี้เพราะส่วนของเนื้อเกลียวก็ช่วยในการรับแรงด้วย การหาขนาดของสลักเกลียวในกรณีนี้หาได้จากสมการ

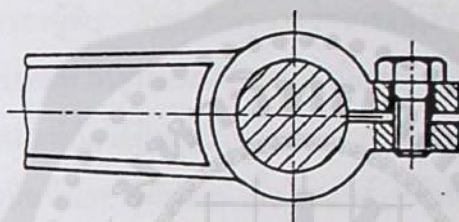
$$\sigma_{td} = \frac{F}{A_s} \quad (2.32)$$

โดยที่ σ_{td} คือค่าความเค้นใช้งาน

A_s คือพื้นที่รับความเค้น

เมื่อรู้ค่า A_s แล้วก็สามารถหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของเกลียวที่ควรจะใช้ จากตารางภาคผนวกที่ 1.20 หรือตารางภาคผนวกที่ 1.21

- รอยต่อที่มีความเครียดหรือแรงดึงก่อนใช้งาน โดยไม่มีแรงภายนอกในแนวแกน รอยต่อชนิดนี้ได้แก่ รอยต่อของคุมคาน ซึ่งเป็นสองชิ้น ดังรูปที่ 2.14 คุมทั้งสองชิ้นยึดติดกันได้ด้วยสลักเกลียว เพื่อให้คานบีบแน่นกับเพลลา ความดันระหว่างคุมกับเพลลาจะทำให้เกิดความเสียดทานป้องกันมิให้คุมคานหมุนหรือเลื่อนไปบนเพลลาได้



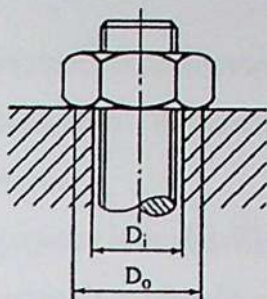
รูปที่ 2.14 แสดงรอยต่อของคุมคาน

เมื่อขันสลักเกลียวด้วยประแจขันจะทำให้เกิดแรงดึงขึ้นในสลักเกลียวก่อนใช้งาน และในขณะเดียวกันก็จะมีแรงบิดหรือ โมเมนต์บิด T_t เนื่องมาจากความเสียดทานระหว่างเกลียว

นอกจากโมเมนต์บิด T_t ในเกลียวแล้วยังมีโมเมนต์บิด T_r เกิดขึ้นที่หัวสลักเกลียว และเป็นเกลียว เนื่องมาจากความเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างเป็นเกลียวกับชิ้นงานที่ต้องการยึด ขณะที่ขันเป็นเกลียวลงบนสลักเกลียว เป็นเกลียวจะกดกับผิวหน้าของชิ้นงานที่ต้องการยึดหรือกดกับแหวนรองดังรูปที่ 2.15 เมื่อขันเป็นเกลียวให้แน่นขึ้นอีก แรงดันระหว่างเป็นเกลียวกับชิ้นงานจะเพิ่มมากขึ้นทำให้เกิดความเสียดทานบนผิวสัมผัสเพิ่มมากขึ้น

ดังนั้นโมเมนต์บิด T ที่ต้องใช้ในการขันเป็นเกลียวด้วยประแจ อย่างน้อยต้องมีค่าเท่ากับผลรวมของโมเมนต์บิดในเกลียว T_t และ โมเมนต์บิดเนื่องจากความเสียดทานที่ผิวสัมผัสระหว่างเป็นเกลียวกับชิ้นงาน นั่นคือ

$$T = T_t + T_r \quad (2.33)$$



รูปที่ 2.15 แสดงสลักเกลียวและแป้นเกลียวขณะกดขันงาน

โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันแป้นเกลียวนี้ ทำให้เกิดแรงดึงในแนวแกนของสลักเกลียว เรียกว่า แรงดึงขั้นต้น (Initial Tension) F_i ถ้าใช้ประแจขันด้วยมือ ความแน่นพอดีของรอยต่อจะขึ้นอยู่กับความชำนาญของผู้ขัน ในกรณีที่ขนาดของแรงดึงมีความสำคัญต่อการทำงานของรอยต่อมาก เช่น ฝาภาชนะความดัน ฝาสูบของเครื่องยนต์ เป็นต้น จะต้องใช้ประแจขันชนิดที่มีอุปกรณ์สำหรับบอกขนาดของโมเมนต์บิดได้คือประแจปอนด์ (Torque Wrench) การใช้ประแจลม (Pneumatic Wrench) ก็เป็นที่นิยมใช้กันมาก เมื่อโมเมนต์บิดถึงค่าที่ต้องการแล้ววาล์วลมก็จะปิดมิให้ลมผ่านมายังประแจที่ใช้ขัน

สูตรสำเร็จที่นิยมใช้ในการประมาณค่าโมเมนต์บิดสำหรับการขันสลักเกลียวทั่วไปคือ

$$T = CdFi \quad (2.34)$$

โดยที่ C คือสัมประสิทธิ์ของโมเมนต์บิด
 d คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของสลักเกลียว
 F_i คือแรงดึงขั้นต้น
 ค่าสัมประสิทธิ์ของโมเมนต์บิดนี้จะเปลี่ยนไปตามลักษณะและคุณภาพของเกลียว
 ค่าที่แนะนำให้ใช้คือ

$C = 0.15$ เมื่อมีการหล่อลื่น

$C = 0.20$ เมื่อไม่มีการหล่อลื่น

ในการขันสลักเกลียว โมเมนต์บิด T_r จะทำให้เกิดความเค้นเฉือนขึ้นในสลักเกลียว ความเค้นเฉือนนี้จะคงอยู่ในสลักเกลียวถึงแม้ว่าจะขันเสร็จแล้ว ทั้งนี้เนื่องมาจากความเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของแป้นเกลียวกับหน้าชิ้นงานที่อัดกันอยู่ดังที่ได้กล่าวมาแล้ว โมเมนต์บิดส่วนนี้จะประมาณได้จาก

$$T_r = 0.4T \quad (2.35)$$

โดยทั่วไปแล้วค่าความเค้นเฉือนที่เกิดจากโมเมนต์บิด นี้มีค่าไม่มากนัก จึงไม่ต้องนำมาใช้ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียว อีกประการหนึ่งความสั่นสะเทือนจากการใช้งานจะช่วยให้โมเมนต์บิดนี้ลดหายไปเกือบหมด

แรงดึงในชั้นต้นสูงสุดและโมเมนต์บิดที่ใช้ในการขันสลักเกลียว สำหรับวัสดุชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ ซึ่งอาจจะใช้เป็นแนวทางในการขันสลักเกลียวได้แสดงอยู่ในตารางภาคผนวก 1-4

แถวที่ 1 : สำหรับสลักเกลียวปกติที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวส่วนที่กดขึ้นงาน $d_u \approx 1.5$

เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระนาบของเกลียว และมีการหล่อลื่นที่เกลียว

แถวที่ 2 : สำหรับสลักเกลียวแบบคอด ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางส่วนที่คอด $\approx 0.9d_u$ และมีการหล่อลื่นที่เกลียว

แถวที่ 3 : สำหรับสลักเกลียวปกติแบบแถวที่ 1 แต่เกลียวมีสังกะสีเคลือบผิว

ในการออกแบบบางครั้งอาจต้องตัดสินใจเลือกค่าความเค้นที่เกิดจากการขันสลักเกลียวก่อนใช้งานหรือความเค้นชั้นต้น (Initial Stress) $\sigma_i \approx \sigma_y$ สำหรับงานทางด้านการออกแบบเครื่องจักรกลจะเลือกใช้ความเค้นชั้นต้นของสลักเกลียวให้มีค่าน้อยกว่า $\sigma_{0.2}$ หรือ σ_y ซึ่งอาจแปรผันอยู่ระหว่าง $0.75\sigma_y$ (สำหรับอุตสาหกรรมการผลิตรถยนต์บางแห่ง) ถึง $0.9\sigma_y$ หรือมากกว่านี้ สำหรับสลักเกลียวที่รับแรงดึงอาจใช้ค่าดังนี้คือ

$$\sigma_i \approx 0.90\sigma_{0.2} \text{ เมื่อมีค่าความเค้นพิสูจน์}$$

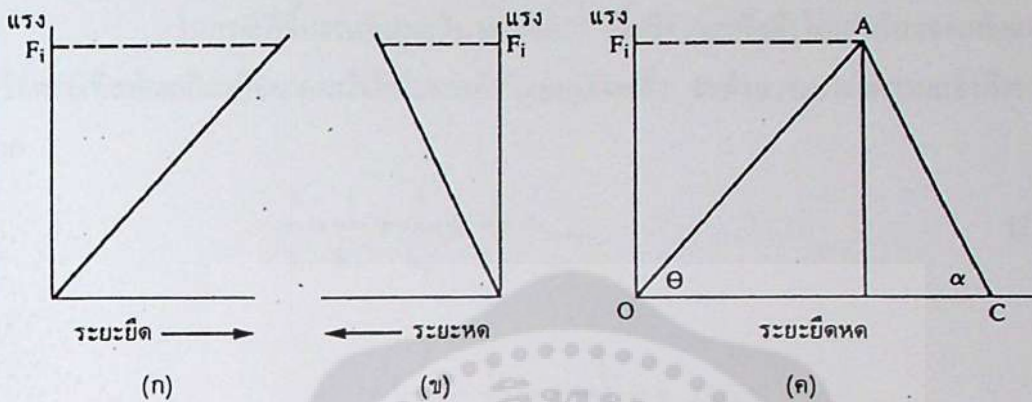
$$\sigma_i \approx 0.85\sigma_y \text{ เมื่อมีค่าความต้านแรงดึงคราก}$$

ซึ่งจะได้ผลเป็นที่น่าพอใจโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อไม่มีปะเก็นที่รอยต่อ เมื่อได้ตัดสินใจเลือกใช้ ที่เหมาะสมแล้ว จึงหาแรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันได้จาก $F_i = \sigma_i A_s$

- รอยต่อที่มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งาน โดยมีแรงภายนอกในแนวแกน รอยต่อชนิดนี้ใช้กับรอยต่อที่ต้องการความแน่นหนาหรือต้องการกันรั่ว เช่น รอยต่อของฝาปิด

ภาชนะความดัน หน้าแปลน ฝาสูบของเครื่องยนต์ เป็นต้น วิธีการคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียววิธีนี้นิยมใช้กับการคำนวณรอยต่อด้วยสลักเกลียวเป็นส่วนมาก รอยต่อจะต้องแน่นและไม่เปิดคือไม่แยกออกจากกันจนมีช่องว่างระหว่างชิ้นงานที่ต่อกันในขณะรับแรง ดังนั้นจึงมักจะถือเป็นกฎว่าจะต้องขันสลักเกลียวจนกระทั่งแรงดึงชั้นต้นมีค่ามากกว่าแรงที่จะ

ทำให้รอยต่อเปิดออกเพื่อให้รอยต่อปลอดภัย เพราะฉะนั้นจึงต้องทำการวิเคราะห์ว่าจะต้องขึ้นเป็นเกลียวให้เกิดแรงดึงในสลักเกลียวเท่าใด รอยต่อจึงจะไม่เปิดในขณะใช้งาน



รูปที่ 2.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยืดหดจะเป็นเส้นตรง

พิจารณาพฤติกรรมของวัสดุในช่วงยืดหยุ่นของวัสดุ เมื่อขึ้นเป็นเกลียวจะทำให้สลักเกลียวมีแรงดึงเพิ่มขึ้น สลักเกลียวจะยืดออก และในเวลาเดียวกันชิ้นงานที่อยู่ระหว่างหัวของสลักเกลียวกับเป็นเกลียวก็จะหดตัวลงดังรูปที่ 2.16(ก) และรูปที่ 2.16(ข) เส้นที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยืดหดจะเป็นเส้นตรง แต่ความชันของเส้นต่างกัน ถ้าชิ้นงานมีความแข็งดึง (Stiffness) มาก เส้นก็ชันมากเนื่องจากต้องใช้แรงในการทำให้ยืดหดมาก โดยปกติแล้วชิ้นงานที่ต้องการต่อมักมีความแข็งดึงมากกว่าสลักเกลียว ดังรูปที่ 2.16(ค) ฉะนั้นมุม α จึงมากกว่ามุม θ เสมอ ความชันของเส้น AC เป็นลบเนื่องจากการหดตัว

ถ้าให้ k_b และ k_c เป็นค่าความแข็งดึงของสลักเกลียวและชิ้นงานตามลำดับแล้วจากรูปที่ 2.16(ค) จะได้ว่า

สำหรับสลักเกลียว $\tan \theta = k_b = \frac{F_i}{\sigma_b}$

สำหรับชิ้นงาน $\tan \alpha = k_c = \frac{F_i}{\sigma_c}$

แรงดึงขั้นต้นคือ $F_i = \sigma_i A = E \epsilon A = E \times \left[\frac{\sigma}{i} \right] \times A$ (2.36)

ฉะนั้น $F_i = \left(\frac{EA}{l} \right) \times \sigma_b = k_b \times \sigma_b$ (2.37)

ซึ่งเป็นสมการเดียวกันกับการยืดหยุ่นของสปริง ดังนั้นความแข็งตึงคือ

$$k_b = \frac{EA}{l} \quad (2.38)$$

ในกรณีที่ชิ้นงานมีประเก็นรองรับ (ซึ่งมีความแข็งตึงไม่เท่ากับของสลักเกลียว) หรือกรณีที่สลักเกลียวมีขนาดหน้าตัดไม่เท่ากันโดยตลอดแล้ว จะคำนวณหาความแข็งตึงรวมได้จาก

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots \quad (2.39)$$

$$= \frac{l_1}{E_1 A_1} + \frac{l_2}{E_2 A_2} + \frac{l_3}{E_3 A_3} + \dots$$

โดยที่ $E_1, E_2, E_3, \dots$ เป็นค่าโมดูลัสความยืดหยุ่น

ในกรณีของชิ้นงานจะหาความแข็งตึง k_c ได้ยาก เนื่องจากไม่อาจหาค่าของพื้นที่ที่กดกันอยู่จริง ๆ ได้อย่างแน่นอน เพราะค่าความเค้นที่เกิดขึ้นบนชิ้นงานจะแผ่กระจาย ดังรูปที่ 2.17 ดังนั้น โดยทั่วไปมักจะคิดว่าส่วนที่รับแรงเป็นแท่งทรงกระบอกกลวง ดังรูปที่ 2.17 โดยถือว่าส่วนของชิ้นงานที่อยู่นอกวงกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $D_u \geq 3d_u$ จะไม่มีการยืดหด และถ้าความหนาของชิ้นงานที่นำมายึด $l_c \leq 20 d_u$ แล้ว สามารถคำนวณหาพื้นที่หน้าตัดของทรงกระบอกนี้ได้จากสมการ

$$A_c \simeq \frac{\pi}{4} \left(\left(d_a + \frac{l_c}{10} \right)^2 - D_B^2 \right) \quad (2.40)$$

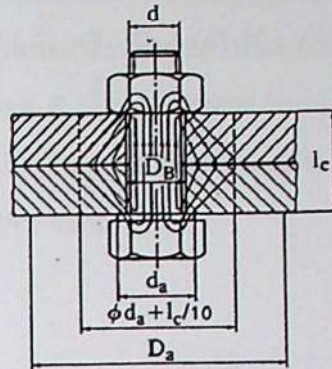
โดยที่

A_c คือพื้นที่หน้าตัดของทรงกระบอกกลวง

d_u คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตสุดของหัวหรือแป้นเกลียว ถ้าเป็นหัวหกเหลี่ยมก็มีขนาดเท่ากับขนาดของบ่า หรือความกว้างของด้านขนานของหัว ถ้าเป็นแบบหัวกลมก็ให้ใช้เท่ากับขนาดของหัว แต่โดยทั่วไปอาจใช้ $d_u \simeq 1.5d$

l_c คือความหนาของชิ้นงานที่นำมายึด

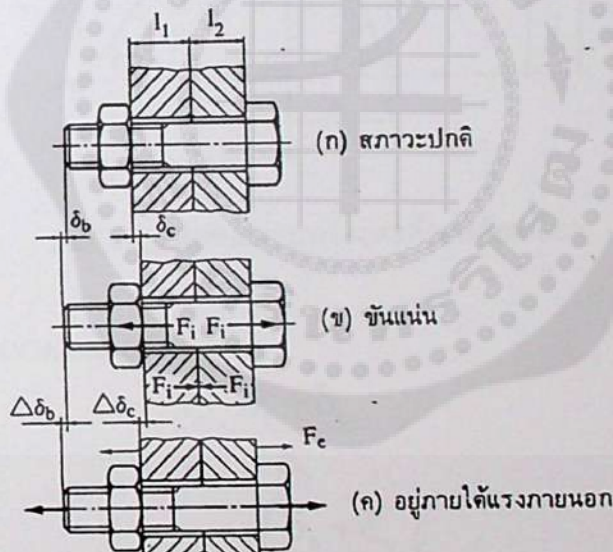
D_B คือขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะชิ้นงาน โดยทั่วไปมักใช้ $D_B \simeq 1.14d$ แต่ถ้าเป็นชิ้นงานที่ผลิตโดยการหล่อจะใช้ $D_B \simeq 1.25d$



รูปที่ 2.17 แสดงการกระจายความเค้นบนชิ้นงาน

ดังนั้นจึงหาค่าความแข็งดิ่งของชิ้นงานได้จากสมการ

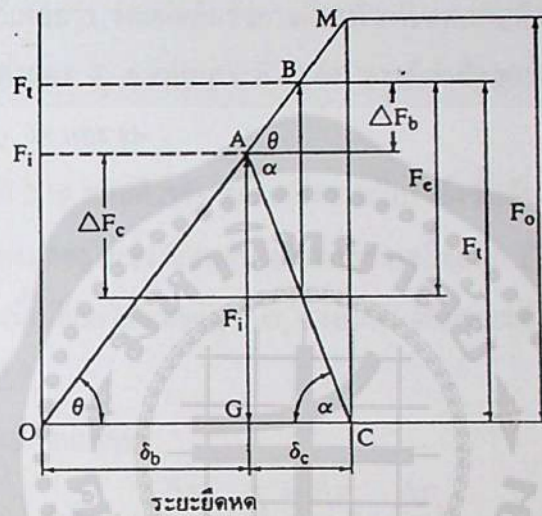
$$k_c = \frac{F_i}{\sigma_c} = \frac{A_c E_c}{l_c} \quad (2.41)$$



รูปที่ 2.18 แสดงรอยต่อด้วยสลักเกลียว

- แรงและระยะยืดหดเมื่ออยู่ภายใต้แรงนิ่งในแนวแกน พิจารณารอยต่อด้วยสลักเกลียวดังรูปที่ 2.18 เมื่อขันแป้นเกลียวให้แน่นดังรูปที่ 2.18(ข) ทำให้เกิดแรงดึงขั้นต้น F_i ทำให้สลักเกลียวยืดออก δ_b และในเวลาเดียวกันชิ้นงานจะหดตัวลง δ_c ซึ่งเขียนรูปแสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงกับระยะยืดหดได้ดังรูปที่ 2.19 เมื่อมีแรงภายนอก F_c มากกระทำกับรอยต่อดังรูปที่ 2.18(ค) สลักเกลียวจะยืดออก $\Delta\delta_b$ และชิ้นงานก็จะยืดออก $\Delta\delta_c$ ด้วย โดยที่ $\Delta\delta_b = \Delta\delta_c$ (เนื่องจากยืดอยู่ด้วยกัน) ทำให้แรงที่เกิดขึ้นบนสลักเกลียวเพิ่มขึ้น ΔF_b ถ้าแรงเพิ่มขึ้นสลักเกลียวจะยืดออก

ตามเส้น OM ดังรูปที่ 2.19 และชิ้นงานก็จะหดตัวตามเส้น AC รอยต่อจะเปิดเมื่อชิ้นงานมีระยะบิด
 หดเป็นศูนย์คืออยู่ที่จุด C เพราะถ้าสลักเกลียวบิดออกไปอีก (เลขจุด M) ชิ้นงานไม่สามารถบิดออก
 ไปได้อีกแล้วรอยต่อจึงเปิด และที่จุด C นี้ระยะบิดของสลักเกลียวทั้งหมดคือทาง OC และแรงทั้ง
 หดบนสลักเกลียวคือ $CM = F_0$ ซึ่งเป็นแรงภายนอกสูงสุดที่กระทำที่รอยต่อได้โดยที่รอยต่อจะไม่
 เปิด และจะใช้เป็นสภาวะวิกฤตในการออกแบบ



รูปที่ 2.19 แสดงแรงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว

จากสามเหลี่ยมคล้าย OGA และ OCM

หรือ

$$f_o = F_i \left(\frac{\delta_b + \delta_c}{\delta_b} \right)$$

ซึ่งอาจเขียนในรูปของความแข็งแกร่งได้เป็น

$$F_o = F_i \left(\frac{k_b + k_c}{k_c} \right) \quad (2.42)$$

หรือ

$$F_i = F_o \left(\frac{k_c}{k_b + k_c} \right) \quad (2.43)$$

จากสมการเหล่านี้ F_o เป็นแรงภายนอกที่จะทำให้รอยต่อเปิดได้ถ้ามีแรงดึงชั้นต้น F_i หรืออีกนัยหนึ่งถ้ารู้แรงภายนอก F_o ก็สามารรถคำนวณได้ว่าจะต้องขึ้นให้มีแรงชั้นต้น F_i อย่างน้อยที่สุดเท่าใดจึงจะใช้งานได้ ในทางปฏิบัติแล้วนิยมใช้ค่า F_o มากกว่าแรงภายนอก 1.2 ถึง 2 เท่า เมื่อรอยต่อไม่มีประเก็น นั่นคือให้ $F_i = QF_o$ เมื่อเป็นแรงภายนอกจริง ๆ ดังนั้น

$$F_i = QF_o \left(\frac{k_c}{k_b + k_c} \right) \quad (2.44)$$

ให้จำไว้เสมอว่า รอยต่อกันรั่วอาจต้องทำการทดสอบด้วยความดันสถิต 1.5 ถึง 2 เท่าของความดันใช้งาน ค่าของ F_i จากสมการที่ (2.44) อาจมีค่าน้อยกว่าหรือมากกว่าแรงภายนอก F_o ได้ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับค่า Q , k_c และ k_b

จากรูปที่ 2.19 สมมติว่าชั้นสติกเกลียวจะมีแรงดึงชั้นต้น F_i และรอยต่อรับแรง F_o ขณะนี้ขึ้นส่วนต่าง ๆ ทั้งหมดอยู่ในช่วงยืดหยุ่น สติกเกลียวจะยืดออก $\Delta\delta_o$ และสติกเกลียวรับแรงรวม F_t คืออยู่ที่จุด B แรงนี้เปลี่ยนไปจากเดิม $\Delta\delta_o$ ซึ่งสัมพันธ์กับระยะยืด $\Delta\delta_o$ และชิ้นงานก็จะรับแรงน้อยลง $\Delta F_o = F_o - \Delta F_b$

ระยะยืดหดของชิ้นงานที่เปลี่ยนแปลง

$$\Delta\delta_o = \frac{\Delta F_o}{k_c} = \frac{F_o - \Delta F_b}{k_c} = \frac{\Delta F_b}{k_b}$$

แก้สมการหาค่า ΔF_b จะได้

$$\Delta F_b = F_o \left(\frac{k_b}{k_b + k_c} \right)$$

ดังนั้นแรงรวมที่กระทำกับสติกเกลียว

$$\begin{aligned} F_t &= F_i + \Delta F_b \\ F_t &= F_i + F_o \left(\frac{k_b}{k_b + k_c} \right) \end{aligned} \quad (2.45)$$

ในทำนองเดียวกันแรงรวมที่กดบนชิ้นงาน

$$F_{tc} = F_i - F_o \left(\frac{k_c}{k_b + k_c} \right) \quad (2.46)$$

โดยที่

F_t คือแรงรวมบนสติกเกลียว

F_{tc} คือแรงรวมบนชิ้นงาน

F_i คือแรงดึงชั้นต้น

F_c คือแรงภายนอกในแนวแกน

- แรงและระยะบิดหัดเมื่ออยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงในแนวแกน เมื่อสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงกระแทก เช่น ในกรณีของสลักเกลียวขันฝาสูบของเครื่องยนต์สันดาปภายใน จำเป็นจะต้องพิจารณาถึงความยืดหยุ่นของสลักเกลียวเพื่อป้องกันการแตกหักในบริเวณที่มีความเค้นหนาแน่น รอยต่อด้วยสลักเกลียวที่อยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลงมักจะเสียหายเนื่องจากความล้า เช่น บริเวณที่เปลี่ยนพื้นที่หน้าตัด ปลายเกลียว ที่โคนเกลียว และภายในบริเวณแป้นเกลียว

วิธีการหลักที่ใช้ทำให้ความต้านทานของสลักเกลียวเพิ่มขึ้น เพื่อลดการเสียหายจากความล้าทำได้โดย

- ทำไนโตรดิง (Intruding) กับสลักเกลียว ซึ่งในทางปฏิบัติพบว่าทำให้ผลจากความเค้นหนาแน่นบริเวณเกลียวลดลง

- ทำให้เกิดความเค้นกดที่โคนเกลียว โดยใช้วิธีการขึ้นรูปเกลียวด้วยการรีด (Ridged) แทนการตัดเกลียว ทำให้ความเค้นหนาแน่นลดลง

- ลบมุมต่าง ๆ ที่มีความคม เช่น ที่รอยต่อระหว่างสลักเกลียวกับหัวสลักเกลียว มุมแหลมที่ยอดเกลียวและโคนเกลียว

- ความยาวของส่วนที่มีเกลียวของสลักเมื่อขันแป้นเกลียว ควรยาวไม่น้อยกว่า ความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางของสลักเกลียว ดังรูปที่ 2.21 (ก)

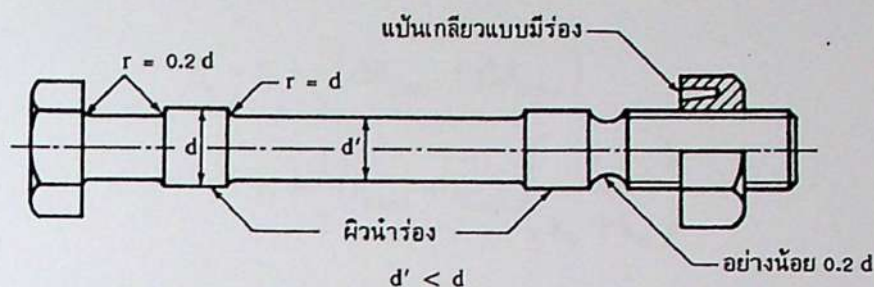
- ลดขนาดของลำตัวสลักเกลียวลง ให้เล็กกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโครเกลียวเล็กน้อยจะช่วยเพิ่มคุณสมบัติในการยืดหยุ่นของสลักเกลียวมากขึ้น ซึ่งทำให้รับแรงกระแทกได้ดีขึ้น และได้สลักเกลียวที่มีความแข็งแรงสม่ำเสมอตลอดทั้งตัวสลักเกลียว ดังรูปที่ 2.20

- มุมที่เกลียวสิ้นสุดบนตัวสลักเกลียว ไม่ควรเกิน 150 องศา ดังรูปที่ 2.21 (ข)

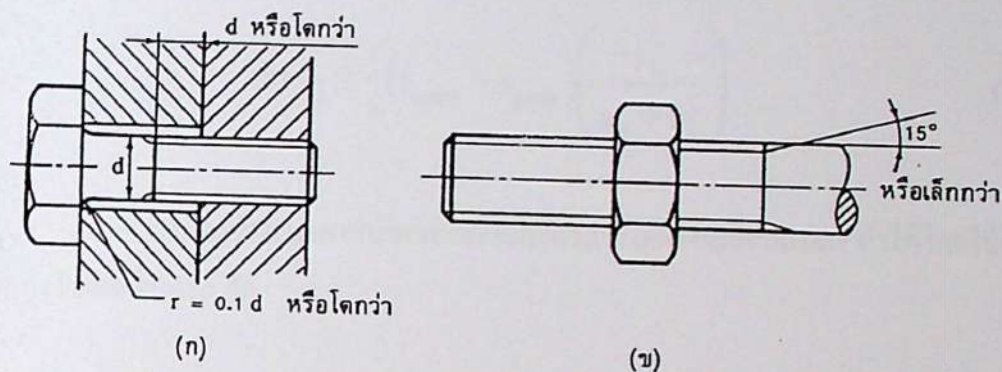
- ทำให้แป้นเกลียวมีรูเรียวหรือใช้แป้นเกลียวแบบมีร่อง ดังรูปที่ 2.20

- ใช้อุปกรณ์ล็อกเพื่อป้องกันเกลียวคลายทำให้มีแรงดึงในตัวสลักเกลียว

ตลอดเวลา ซึ่งช่วยลดผลจากแรงกระแทกและเพิ่มค่าความต้านแรงทนทาน

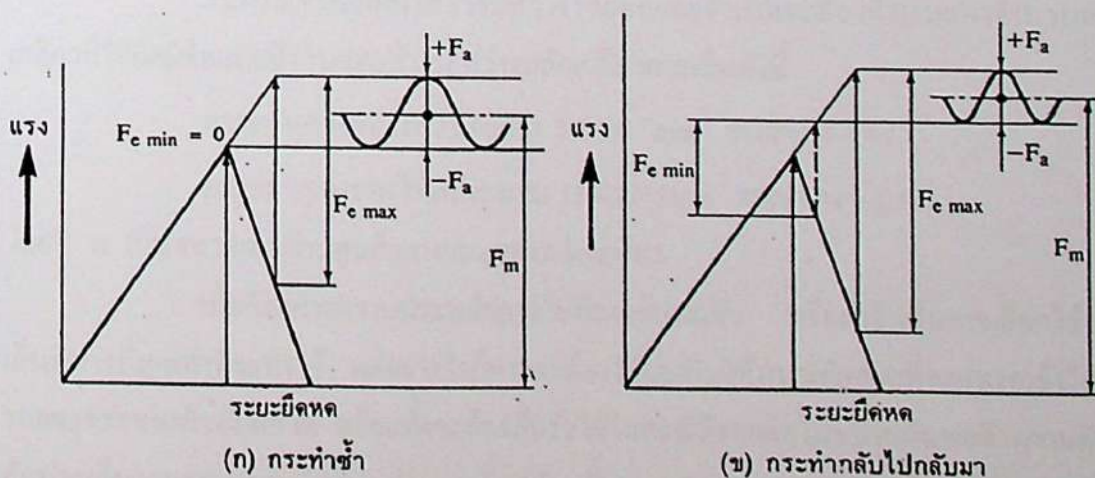


รูปที่ 2.20 แสดงสลักเกลียวแบบคอด ใช้รับแรงเปลี่ยนแปลง



รูปที่ 2.21 แสดงการเพิ่มความแข็งแรงให้กับสลักเกลียว

เมื่อสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง ซึ่งอาจเปลี่ยนจาก F_c มีค่าเป็นศูนย์จนมีค่าสูงสุด $F_{c \max}$ ดังรูปที่ 2.22(ก) หรือเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่างแรงที่มีค่าต่ำสุด $F_{c \min}$ จนมีค่าสูงสุด $F_{c \max}$ ดังรูปที่ 2.22(ข) ทำให้เกิดแรงเฉื่อย F_m และแรงส่วนเปลี่ยน F_a



รูปที่ 2.22 แสดงแรงเปลี่ยนแปลงบนรอยต่อด้วยสลักเกลียว

แรงเฉลี่ยบนสลักเกลียวหาได้จาก

$$F_m = F_i + \frac{1}{2}(\Delta F_{b\max} + \Delta F_{b\min})$$

$$F_i + \frac{1}{2}(F_{e\max} + F_{e\min}) \left(\frac{k_b}{k_b + k_c} \right) \quad (2.47)$$

แรงส่วนเปลี่ยนบนสลักเกลียวหาได้จาก

$$\pm F_a = \pm \frac{1}{2}(F_{e\max} - F_{e\min}) \left(\frac{k_b}{k_b + k_c} \right) \quad (2.48)$$

ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียวภายใต้แรงเปลี่ยนแปลง ทำได้โดยใช้สมการของไซเคอร์เบิร์ก คือ

$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_m}{\sigma_y} + K_f \times \left[\frac{\sigma_a}{\sigma_n} \right] \quad (2.49)$$

ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่น K_f สำหรับเกลียวที่ผลิตโดยวิธีต่าง ๆ ดูได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.17

ในกรณีที่ประเก็นใส่ไว้ระหว่างรอยต่อและจำเป็นจะต้องคำนวณหาจำนวนสลักเกลียวที่ใช้ยึดมีข้อเสนอแนะว่าระยะห่างระหว่างสลักเกลียวควรเป็นดังนี้

ความดันของของไหลน้อยกว่า 350 kN/mm^2 ระยะห่าง $\leq 7d$

ความดันของของไหลประมาณ 1380 kN/mm^2 ระยะห่าง $\approx 3.5d$

โดยที่ d เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของสลักเกลียว

เมื่อต้องการความประหยัดอาจไม่ต้องใช้ประเก็น หรือถ้าจำเป็นอาจเลือกใช้ประเก็นที่บางที่สุดเท่าที่จะทำได้ แต่อย่างไรก็ตามจะต้องใช้ประเก็นให้หนาเพียงพอที่จะแทรกเข้าไปอุดรอยขรุขระของผิวสัมผัสได้ พร้อมทั้งจะต้องกันรั่วได้ในกรณีที่รอยต่อไม่ขนานกันพอดี ความดันที่อัดประเก็นจะแตกต่างกันไปตามชนิดของวัสดุประเก็น การออกแบบสลักเกลียวจะต้องพิจารณาแรงขันสลักเกลียวเพื่อให้มีความดันที่อัดประเก็นตามต้องการ เมื่อหาค่า F_t จากค่าความดันนี้แล้วจึง

คำนวณหาโมเมนต์บิดที่ใช้ขึ้นได้จากสมการ $T = 0.2dF_i$ ค่าความดันที่อัดประเก็นชนิดต่าง ๆ ที่แนะนำให้ใช้มีดังนี้

$$\text{ชนิด X ประเก็นไม้ก๊อกผสมยาง } P_g = 10.00 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{ชนิด Y ประเก็นไม้ก๊อกผสม } P_g = 18.50 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{ชนิด Z ประเก็นใยหินผสม } P_g = 22.75 \text{ N/mm}^2$$

เมื่อ P_g เป็นความดันที่ประเก็น ในการประมาณขนาดของสลักเกลียวอาจจะทำได้ดังนี้

วิธีการคำนวณในขั้นแรกให้เลือกชนิดของประเก็นที่เหมาะสม จากนั้นจึงสมมติค่าพื้นที่ของประเก็นแล้วคูณด้วยความดันที่ประเก็นก็จะได้แรงกดทั้งหมดบนประเก็น ต่อไปก็ตัดสินใจเลือกจำนวนสลักเกลียวที่ต้องการใช้และหาแรงดึงในสลักเกลียวแต่ละตัว F_b จากนั้นจึงหาขนาดของสลักเกลียวได้จากสมการ $A_s = F_b / \sigma_i$ โดยที่ $\sigma_i = 0.75\sigma_y$ จากนั้นให้สมมติว่า $F_i = F_b$ แล้วคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ใช้ขึ้นสลักเกลียวได้จากสมการ $T = CdF_i$ ที่หวังไว้ด้วยว่าสลักเกลียวนี้จะต้องรับแรงภายนอกได้ด้วย ในกรณีที่อุณหภูมิใช้งานสูงกว่า 455°C มักจะเลือกใช้ประเก็นโลหะ เช่น อะลูมิเนียม ทองแดง โมเนล (Monel) และโลหะอื่น ๆ ที่อาจมีวัสดุอื่นสอดใส่หรือไม่ก็ได้ เช่น ประเก็นฝาสูบของเครื่องยนต์

โดยปกติแล้วค่าโมดูลัสความยืดหยุ่นของประเก็นโลหะจะไม่คงที่ตลอด แต่จะมีค่าเปลี่ยนแปลงเมื่อมีความเค้นเปลี่ยนไป ค่า E ของประเก็นบางชนิดที่หนา h ได้แก่

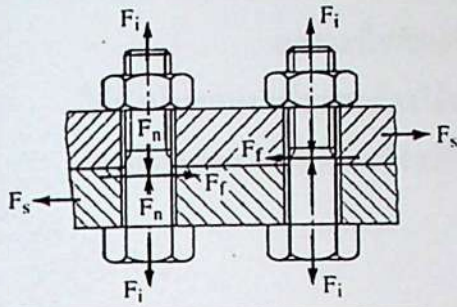
$$\text{ประเก็นยาง } E = 52 \text{ N/mm}^2 \quad h = 4.75 \text{ mm}$$

$$\text{ประเก็นยาง } E = 130 \text{ N/mm}^2 \quad h = 1.60 \text{ mm}$$

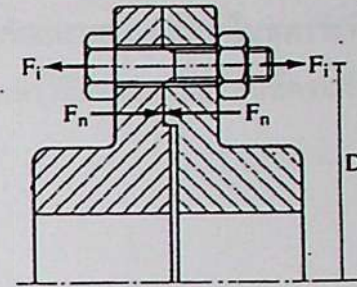
$$\text{ประเก็นทองแดงมีไส้เป็นใยหิน (Copper-Clad Asbestos)}$$

$$E = 138 \text{ N/mm}^2 \quad h = 3.18 \text{ mm}$$

รอยต่อที่มีความเครียดหรือมีแรงดึงก่อนใช้งาน และมีแรงเฉือนจากภายนอก ในกรณีนี้แรงภายนอกกระทำตั้งฉากกับแกนของสลักเกลียว ทำให้สลักเกลียวอยู่ภายใต้ความเค้นเฉือน ดังรูปที่ 2.23 แรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงานจะทำหน้าที่รับแรงเฉือนจากภายนอก F_s เอาไว้ ดังนั้นจึงต้องมีแรงดึงขั้นต่ำมากชิ้นงานไว้ให้มากเพียงพอจนกระทั่งแรงเสียดทาน F_f มากกว่า F_s



(ก) กรณีทั่วไป



(ข) ส่งโมเมนต์บิด

รูปที่ 2.23 แสดงรอยต่อด้วยสลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงเฉือน

เมื่อต้องการส่งโมเมนต์บิด T เช่น คัปปลิง ดังรูปที่ 2.23 (ข) แรงในแนวเส้นสัมผัสที่เกิดขึ้นบนเส้นรอบวงของฟลอปปลิงส่วนที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว จะทำให้เกิดแรงเฉือนสลักเกลียวซึ่งหาได้จาก $F_s = 2T/D$ เมื่อ D เป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของวงกลมที่เจาะรูร้อยสลักเกลียว

แรงดึงขึ้นต้นเพื่อทำให้มีแรงเสียดทานระหว่างผิวสัมผัสของชิ้นงานเพียงพอที่จะรับแรงเฉือนไว้ได้หาได้จากสมการ

$$F_i = F_n \geq \frac{F_f}{z \times f} = \frac{F_s}{z \times f} \quad (2.50)$$

โดยที่

F_i คือแรงดึงขึ้นต้น

F_n คือแรงปฏิกิริยาดังฉากกับผิวสัมผัส

F_f คือแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัส

F_s คือแรงเฉือนจากภายนอก

z คือจำนวนสลักเกลียว

f คือสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน หาค่าได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.18

ในการคำนวณหาขนาดของสลักเกลียว จะต้องพิจารณาทั้งความเค้นดึงและความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นบนสลักเกลียว โดยใช้ทฤษฎีการเสียหายตามที่ได้กล่าวไว้แล้วในบทก่อน โดยที่

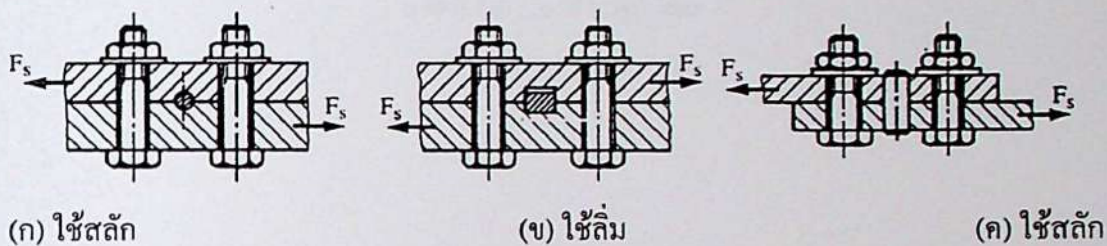
ความเค้นดึง

$$\sigma_t = \frac{F_i}{A_s}$$

ความเค้นเฉือน

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A_s}$$

สถานะที่สลักเกลียวอยู่ภายใต้แรงในแนวตั้งฉากกับแนวสลักเกลียวเป็นสถานะที่ไม่พึงปรารถนา เนื่องจากต้องใช้สลักเกลียวขนาดใหญ่ ดังนั้นจึงมักหาวิธีที่จะลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว โดยใส่ลิ้มหรือสลักไว้ที่รอยต่อ ดังรูปที่ 2.24



รูปที่ 2.24 แสดงวิธีการลดแรงเฉือนที่กระทำกับสลักเกลียว

7. การหาความสูงแป้นเกลียวและความยาว

เมื่อรอยยึดด้วยสลักเกลียวรับแรงมากเกินไปจะทำให้รอยยึดเสียหายได้ ซึ่งอาจเกิดขึ้นได้ 3 ลักษณะ คือ

- เกลียวของแป้นเกลียวขาด
- เกลียวของสลักเกลียวขาด
- สลักเกลียวขาดที่โคนเกลียว

การเสียหายในสองลักษณะแรกเกิดจากความยาวของเกลียวส่วนที่รับแรงน้อยเกินไป รอยยึดสลักเกลียวที่คั่นนั้นเมื่อมีแรงกระทำมากเกินไปสลักเกลียวควรจะขาดที่โคนเกลียว มิใช่ขาดที่พื้นเกลียว ดังนั้นสิ่งที่ควรคำนึงได้ก็คือความสูงของแป้นเกลียว ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราส่วนของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุกับระยะพิชช์ของเกลียวคือ d/P จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญงานพบว่า ควรเลือกใช้ความสูงของแป้นเกลียว เท่ากับ

$$m \geq (0.175 + 0.065 \frac{d}{p})d \quad \text{mm} \quad (2.51)$$

ถ้าแป้นเกลียวทำจากโลหะเบา ก็ควรใช้

$$m \geq 2d \quad \text{mm} \quad (2.52)$$

ความสูงของแป้นเกลียวตามมาตรฐาน เมื่อใช้วัสดุชนิดเดียวกันกับสลักเกลียวคือ

$$m \approx 0.8d \text{ mm} \quad (2.53)$$

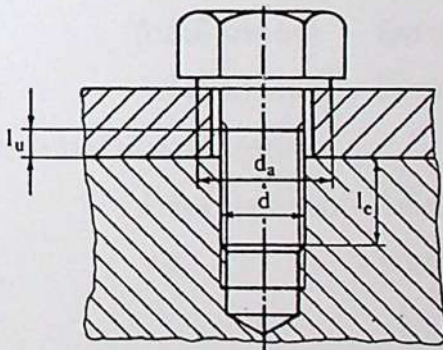
ในกรณีของหมุดเกลียวที่ขันอยู่ในชิ้นงานจำเป็นจะต้องตัดเกลียวให้ยาวเพียงพอ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับวัสดุของชิ้นงานด้วย ค่าความยาวของเกลียวที่แนะนำให้ใช้กับวัสดุต่าง ๆ ดูได้จาก ตารางภาคผนวกที่ 1.18

นอกจากนี้แล้วยังมีขนาดสัดส่วนต่าง ๆ ของรอยต่อด้วยเกลียวดังรูปที่ 2.25 ซึ่งได้จากประสบการณ์ของผู้ชำนาญงานสำหรับรอยต่อทั่ว ๆ ไป สัดส่วนโดยประมาณมีดังนี้คือ

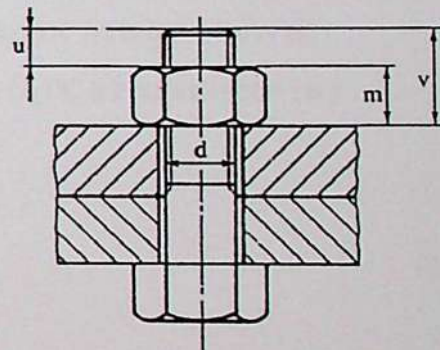
$$l_u \geq 0.5d \text{ mm}$$

$$u \approx 0.2d \quad u \approx 1.5p \text{ mm}$$

$$v \approx d \text{ mm}$$



(ก) ต่อด้วยหมุดเกลียว

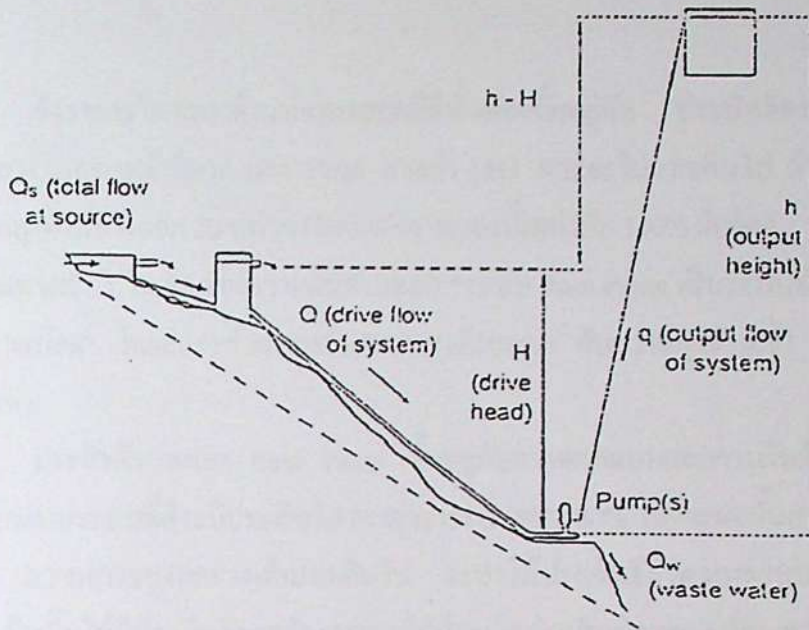


(ข) ต่อด้วยสลักเกลียว

รูปที่ 2.25 แสดงขนาดต่าง ๆ ของรอยต่อด้วยเกลียว

ประสิทธิภาพและกำลัง (Efficiency and Power)

การกำหนดกำลัง (Power) ในการส่งน้ำได้ในสัดส่วนที่พอเหมาะ อัตราการส่งน้ำขึ้นที่สูง (ใน Ram Pump $q \times h$) ซึ่งมีลักษณะเหมือนกับกำลังที่ได้จากน้ำที่ตกจากที่สูง ($Q \times H$) การส่งถ่ายงานของ Ram Pump กำลังด้านทางเข้า เท่ากับ กำลังด้านทางออก



รูปที่ 2.26 แสดงระบบ Hydraulic Ram Pump ทั้งระบบ

จากรูปที่แสดงไว้ด้านบน

กำลังด้านทางเข้า = อัตราการไหลเข้า (Q) $\times$ ความสูงทางเข้า (H)

กำลังด้านทางออก = อัตราการไหลออก (q) $\times$ ความสูงทางออก (h)

ในการส่งถ่ายกำลังงานในอุดมคติ

กำลังด้านทางออก = กำลังด้านทางเข้า

$$\gamma qh = \gamma QH \quad (2.54)$$

ในอุดมคติเราไม่คิดการสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทานด้านทางเข้ากับด้านทางออกการสูญเสียกำลังด้านทางเข้าจะมีน้อย

ประสิทธิภาพ (Efficiency) ซึ่งแสดงไว้ในหนังสือของ Greek Letter eta.

$$\text{ประสิทธิภาพ } (\eta) = \frac{\text{กำลังด้านทางออก}}{\text{กำลังด้านทางเข้า}} = \frac{qh}{QH} \quad (2.55)$$

ประสิทธิภาพที่ได้ต้องน้อยกว่าเสมอ ถ้าเรารู้ประสิทธิภาพเราก็สามารถบอกอัตราการไหลของระบบโดยเปรียบเทียบจากกำลังส่งของปั๊ม ซึ่งจัดการได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ } (q) = \frac{QH\eta}{h}$$

อัตราการไหลทางด้านท่อทางออกที่ดินนั้นต้องขึ้นอยู่กับ ประสิทธิภาพของปั๊มสูง ควรจะมีอัตราการไหลทางเข้ามีมาก และ Head ทางเข้า (H) ควรจะไม่มากเกินไป ถ้า Head ทางออก หรือความสูงด้านทางออก 20 หน่วย ประสิทธิภาพของปั๊มเท่ากับ 100% ก็คือต้องใช้ความสูงด้านทางเข้า 1 ใน 20 ของความดันด้านออก “ระบบ Ram Pump เป็นระบบที่ใช้อัตราการไหลเข้ามีปริมาณน้อย” โดยอัตราส่วนระหว่างความสูงด้านออก กับความสูงด้านเข้า (h/H) อยู่ระหว่าง 5-25 เท่า

ประสิทธิภาพของ Ram Pump ขึ้นอยู่กับการออกแบบและการเริ่มต้นของระบบ สำหรับการออกแบบระบบที่ดีจะมีประสิทธิภาพอยู่ระหว่าง 50%-80% เพราะฉะนั้นความบกพร่องของระบบปั๊ม ความยาวของท่อทางเข้ามากเกินไป จะทำให้ประสิทธิภาพของระบบลดลงต่ำกว่า 40% ในการสร้างปั๊มให้มีประสิทธิภาพต้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขประสิทธิภาพของปั๊ม ควรอยู่ระหว่าง 50% - 60% จากการคำนวณ

ตัวอย่าง รายละเอียดที่ได้จากการวัด

$$Q = 100 \text{ litres / min ute}$$

$$H = 8 \text{ meters}$$

$$h = 60 \text{ meters}$$

กำหนดให้ประสิทธิภาพของ Pump = 60% ($\eta = 0.6$) เราสามารถหาอัตราการส่งได้จากสมการ

$$q = \frac{0.60 \times 100 \text{ litres / min ute} \times 8 \text{ meters}}{60 \text{ meters}} = 8 \text{ litres / min ute}$$

หมายเหตุ ถ้าเราไม่รู้จกกำลังของไฮดรอลิกส์ (Hydraulic Power, P) ของระบบ Ram Pump เราสามารถหาได้จาก

$$P = \frac{9.81 \times q \times h}{60} \quad (2.56)$$

เมื่อ

$$P = \text{กำลังมีหน่วยเป็นวัตต์ (Watt; W)}$$

$$q = \text{อัตราการไหลมีหน่วยเป็น, Litres / Minute (l / min)}$$

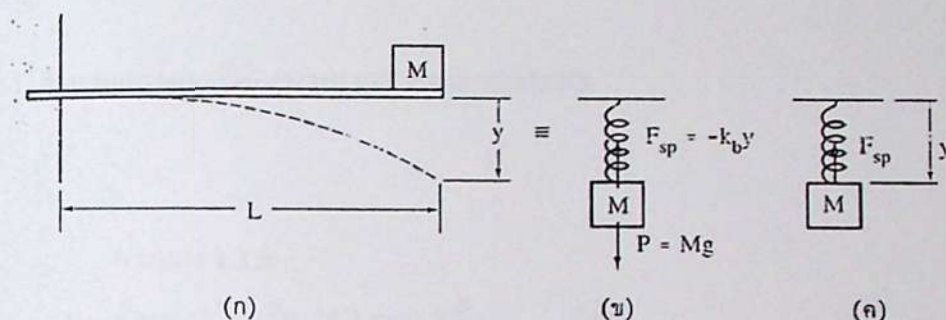
h = ความสูงของการส่งมีหน่วยเป็น, Meters(m)

g = ความเร่งที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงของโลกเท่ากับ 9.81 m/s^2

การสั่นขึ้นลงของคาน

คิดมวล M ไว้ที่ปลายคานขึ้นยาว ณ จุด L และไม่คาน้ำหนักของคาน ดังรูปที่

2.27 สำหรับระยะโก่งตัวของคาน y พิจารณาได้จากตารางภาคผนวกที่ 1.19



รูปที่ 2.27 แสดงการสั่นขึ้นลงของคานขึ้น

ภายใต้สมมูลของแรงกด $P = Mg$ ทำให้ระยะโก่งตัว $y = PL^3/3EI$ พิจารณาได้จากรูปที่ 2.27 (ข)

$$F_{sp} = P = k_b y$$

$$Mg = k_b \left(\frac{MgL^3}{3EI} \right)$$

$$\therefore k_b = \left(\frac{3EI}{L^3} \right) \quad (2.57)$$

โดยที่ k_b คือสภาพสปริงตัวได้ของคานในรูปที่ 2.27 สำหรับ k_b ของคานในกรณีอื่น ๆ ได้แสดงไว้ในตารางภาคผนวกที่ 1.19

ความถี่ธรรมชาติของการสั่นขึ้นลงของปลายคานขึ้นในรูปที่ 2.6 คำนวณได้จาก

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_b}{M}}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{ML^3}} \quad (2.58)$$

บทที่ 3

การคำนวณ

การคำนวณการสูญเสียในระบบ และ Head ของระบบ

ด้านทางเข้า

- ความสูง 4.2 m
- ข้องอ (3" หรือ 76.2 mm) 90° 2 ตัว
- Gate Valve (3" หรือ 76.2 mm) 1 ตัว
- Entrance 1 ตัว
- ท่อยาว 9.75 m $\varnothing = 3"$ หรือ 76.2 mm (ภายใน)

ท่อ $\varnothing 3"$ (ภายใน) หรือ 76.2 mm

$$A = \frac{\pi 0.0762^2}{4}$$
$$= 0.0045603 \text{ m}^2$$

$$H_s = -4.2 \text{ m}$$

Friction Head

Major Loss

$$h_f = f \frac{L V^2}{D 2g} = f \frac{L Q^2}{D A^2 2g}$$
$$h_f = f \times \frac{9.75}{0.0762} \times \frac{Q^2}{0.0045603^2} \times \frac{1}{2 \times 9.81}$$
$$= f \times 313591.16 \times Q^2 \quad (3.1)$$

สัมมนิตน้ำที่อุณหภูมิ 30°C; $\nu = 0.804 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{QD}{A\nu}$$

$$= \frac{Q \times 0.0762}{0.0045603 \times 0.804 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 20782869.42 \times Q \quad (3.2)$$

ท่อเป็น P.V.C. $\longrightarrow$ เป็น Smoothpipe

MinorLoss ; อุปกรณ์ต่างๆ

- ข้องอ (3" หรือ 76.2 mm) (90°) แบบเกลียว 2 ตัว

$$K = 0.78 \times 2 = 1.56$$

- Gate Valve (3" หรือ 76.2 mm) 1 ตัว

$$K = 0.14$$

- Entrance 1 จุด, $K = 0.5$

$$h_m = \frac{KV^2}{2g} = (1.56 + 0.14 + 0.5) \frac{V^2}{2g}$$

$$= 2.2 \frac{Q^2}{A^2 \times 2g} = \frac{2.2 \times Q^2}{0.0045603^2 \times 2 \times 9.81}$$

$$= 5391.838 \times Q^2 \quad (3.3)$$

Friction HeadLoss (ความสูญเสียรวมทั้งหมดที่ทางเข้า)

$$\begin{aligned} H_f &= h_f + h_m \\ &= (f \times 313591.16 + 5391.838) Q^2 \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} TDH &= (h_f + h_m) + H_s \\ &= (f \times 313591.16 + 5391.838) Q^2 + (-4.2) \end{aligned} \quad (3.5)$$

ตารางที่ 3.1 ด้านทางเข้า

$Q\left(\frac{L}{min}\right)$	Re	F	$h_f(m)$	$H_m(m)$	$H_f=h_f+h_m$	TDH(m)
0	0	-	0	0	0	-4.2
10	3.46×10^3	0.042	0.00015	0.000516	0.000516	-4.199
20	6.92×10^3	0.033	0.0006	0.00209	0.00209	-4.197
30	1.04×10^3	0.03	0.00134	0.00369	0.00369	-4.196
40	1.385×10^3	0.028	0.00239	0.00629	0.00629	-4.193
50	1.73×10^3	0.0263	0.00374	0.00649	0.00649	-4.1905
60	2.07×10^3	0.0253	0.00539	0.0133	0.0133	-4.186
70	2.42×10^3	0.0243	0.00733	0.0177	0.0177	-4.182
80	2.77×10^3	0.0237	0.00958	0.022378	0.022378	-4.177
90	3.11×10^3	0.023	0.01213	0.0283	0.0283	-4.171
100	3.46×10^3	0.0225	0.0149	0.0345	0.0345	-4.165

ด้านทางออก

- ความสูง 17 m
- ข้องอ (1" หรือ 25.4 mm) 90° 6 ตัว
- Gate Valve (1" หรือ 25.4 mm) 1 ตัว
- ท่อยาว 17 m ($\varnothing = 1"$ หรือ 25.4 mm) (ท่อ P.V.C)

$$\begin{aligned} \text{ท่อ } \varnothing 1" \text{ หรือ } 25.4; \quad A &= \frac{\pi 0.0254^2}{4} \\ &= 0.0005067 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$H_s = 17 \text{ m}$$

Friction Head

$$\begin{aligned} \text{Major Loss;} \quad h_f &= f \frac{L V^2}{D 2g} = f \frac{L Q^2}{D A^2 2g} \\ &= f \times \frac{17}{0.0254} \times \frac{Q^2}{0.0005067^2} \times \frac{1}{2 \times 9.81} \\ &= f \times 132866162.9 \times Q^2 \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \text{สมมุติว่าที่อุณหภูมิ } 30^\circ\text{C}; \quad V &= 0.80 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ \text{Re} &= \frac{VD}{V} = \frac{QD}{AV} \\ &= \frac{Q \times 0.0254}{0.0005067 \times 0.804 \times 10^{-6}} \end{aligned}$$

$$\text{Re} = 62348608.25Q \quad (3.7)$$

ท่อเป็น P.V.C $\longrightarrow$ เป็น smooth pipe

Minor loss; อุปกรณ์ต่าง ๆ

- ข้องอ (1" หรือ 25.4 mm) (90°) แบบเกลียว 6 ตัว

$$K = 1.4 \times 6 = 8.4$$

$$= \text{Gate valve (1" หรือ 25.4 mm)} \quad 1 \text{ ตัว}$$

$$K = 0.235$$

$$\begin{aligned} \therefore h_m &= \frac{KV^2}{2g} = (8.4 + 0.235) \frac{V^2}{2g} \\ &= 8.635 \frac{Q^2}{A^2 \times 2g} = \frac{8.635 \times Q^2}{0.0005067^2 \times 2 \times 9.81} \end{aligned}$$

$$= 1714200.156 \times Q^2 \quad (3.8)$$

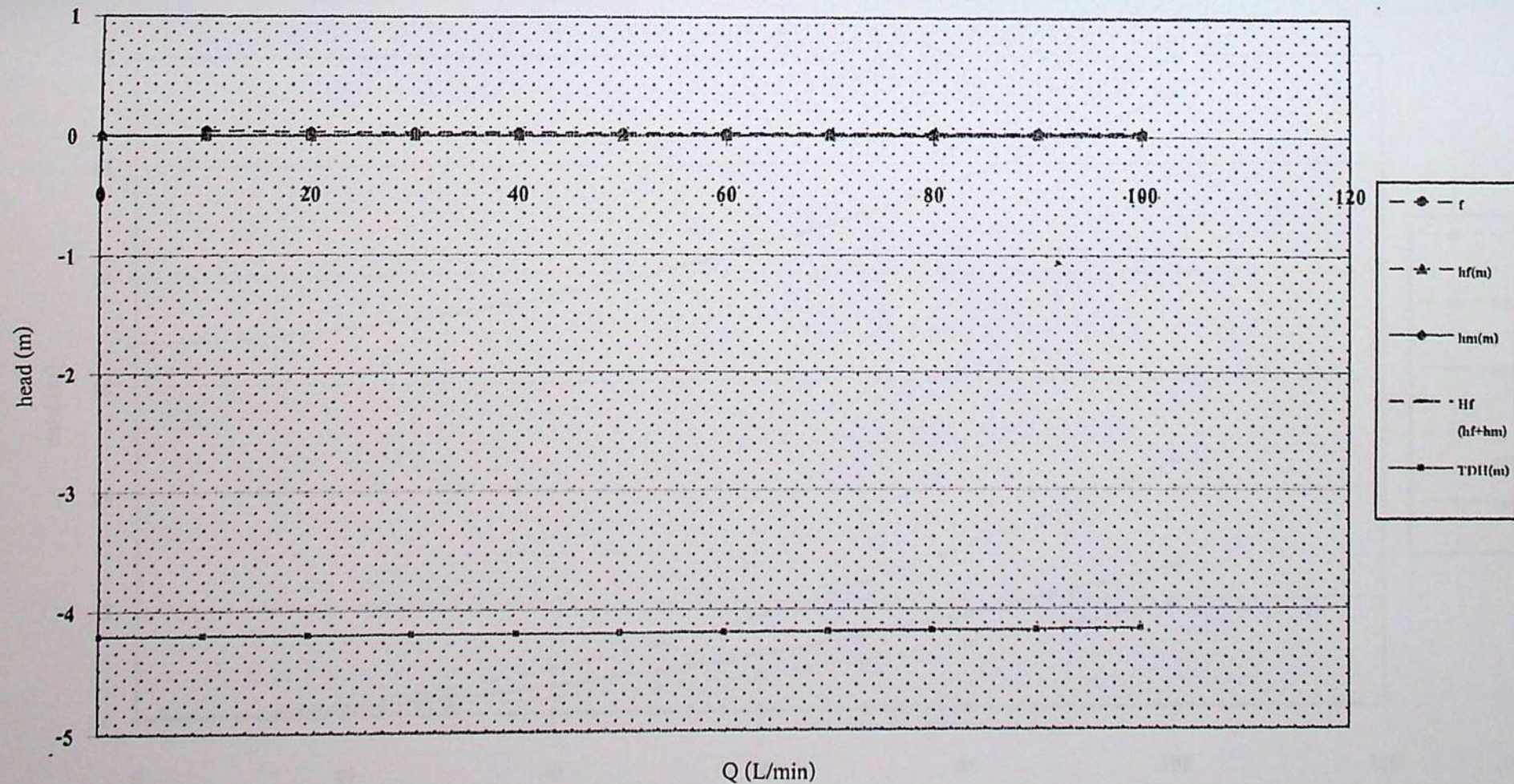
Friction Head Loss (ความสูญเสียรวมทั้งหมดที่ทางออก)

$$\begin{aligned} H_f &= h_f + h_m \\ &= (F 132866162.9 + 1714200.156) Q^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

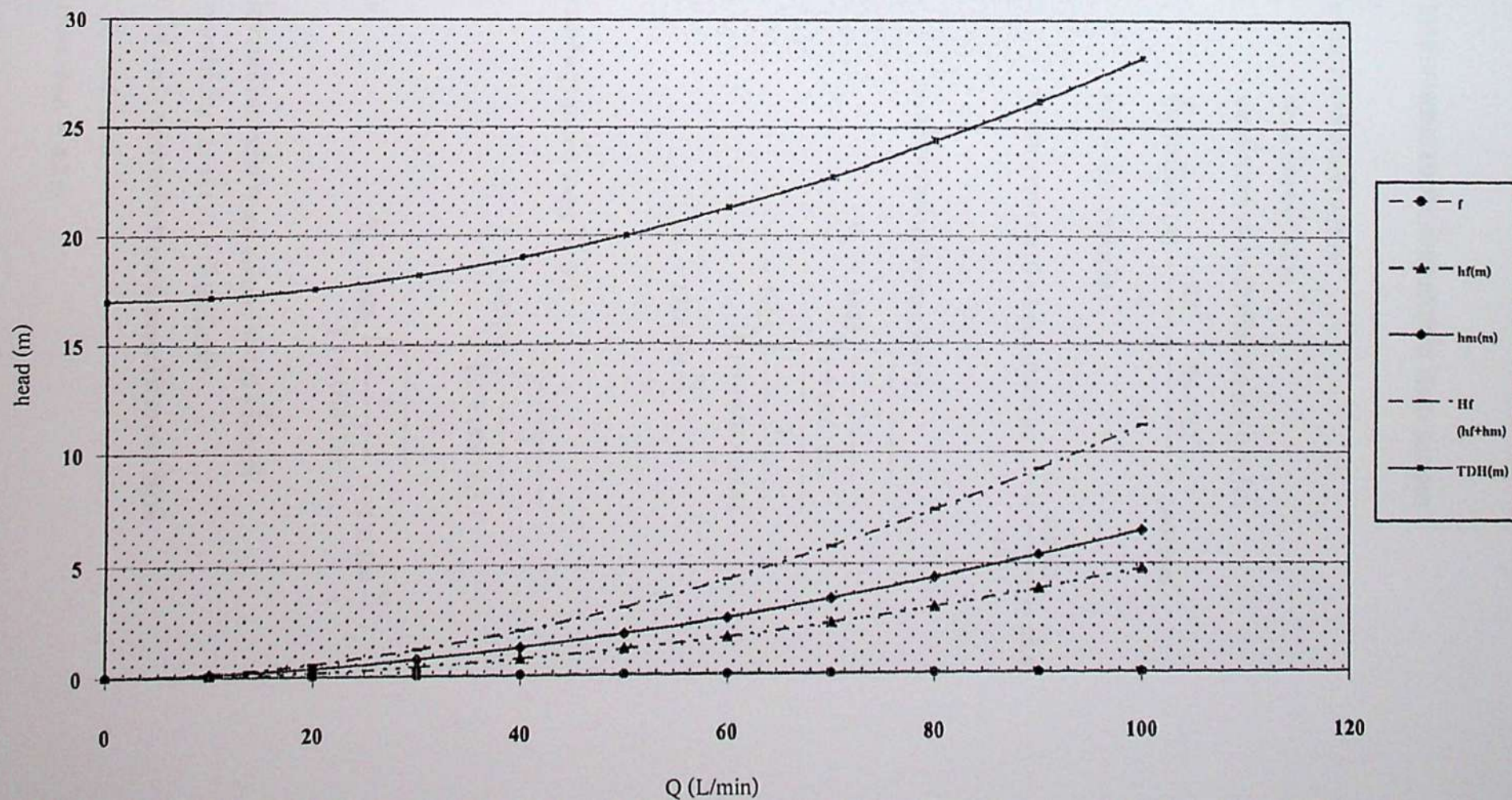
$$\begin{aligned} \text{TDH} &= (h_f + h_m) + H_s \\ &= (F 132866162.9 + 1714200.156) Q^2 + 17 \end{aligned} \quad (3.10)$$

ตารางที่ 3.2 ด้านทางออก

$Q \left(\frac{L}{min} \right)$	Re	F	$h_f(m)$	$H_m(m)$	$H_f=h_f+h_m$	TDH(m)
0	0	-	0	0	0	17
10	3.46×10^4	0.03	0.1107	0.0476	0.1583	17.158
20	6.92×10^4	0.0255	0.3763	0.19	0.5663	17.56
30	1.04×10^4	0.023	0.764	0.4285	1.1925	18.19
40	1.385×10^4	0.0215	1.27	0.7619	2.0319	19
50	1.73×10^4	0.0204	1.882	1.19	3.072	20
60	2.07×10^4	0.0196	2.604	1.714	4.318	21.3
70	2.42×10^4	0.0191	3.45	2.333	5.783	22.7
80	2.77×10^4	0.0185	4.367	3.046	7.413	24.4
90	3.11×10^4	0.018	5.38	3.857	9.237	26.2
100	3.46×10^4	0.01755	6.477	4.76	11.237	28.23



รูปที่ 3.1 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ f , h_f , h_m , H_f , TDH (ด้านทางเข้า)



รูปที่ 3.2 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Q กับ f , h_f , h_m , H_f , TDH (ด้านทางออก)

การคำนวณหาความดันเนื่องจากการเกิด Water hammer

ความยาวท่อที่ทางเข้า 9.75 m

- Head ที่ทางเข้า 4.2 m
- ขนาดที่ทางเข้า(ϕ) = 3" หรือ 76.2 mm (ภายใน)
- พื้นที่หน้าตัด (A) = $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi 0.0762^2}{4} = 0.00456 \text{ m}^2$
- $K/E = 0.01$ (ท่อเหล็ก)
- ความหนาของท่อ (t) = 3 mm (0.003 m) ; $\frac{d}{t} = \frac{0.0762}{0.003} = 25.4$

ความเร็วของคลื่นความดัน (Pressure Wave)

$$\begin{aligned} V_w &= 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}} \\ &= 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (0.01 \times 25.4)}} \\ &= 1326.104 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (3.11)$$

ความดันสูงสุด เมื่อ Valve ปิด (P)

$$P = 1485 \rho V \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}}$$

แต่

$$V_w = 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}} = 1326.104 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

เมื่อความถี่ในการเกิด Water hammer 40-120 ครั้ง/นาที

กำหนดให้เป็น 120 ครั้ง : 1 นาที (60 วินาที)

$\therefore$ ใน 1 ครั้ง ของการเกิด Water hammer ใช้เวลา 0.5 วินาที

$\therefore T_s = 0.5$ วินาที

ที่ Drive Head = 4.2 m

$$\begin{aligned}
 P &= \gamma h \left(\gamma = 9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right) \\
 &= \left(9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right) (4.2 \text{ m}) \\
 &= 41202 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (41.202 \text{ Kpa})
 \end{aligned}$$

ที่เวลาวิกฤติ (Critical Time) (T_c)

$$T_c = \frac{2L}{V_w}$$

ที่

$$L = 9.75 \text{ m}$$

$$V_w = 1326.104$$

$$T_c = \frac{2(9.8 \text{ m})}{\left(1326.104 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)} = 0.0147 \text{ วินาที}$$

ดังนั้น $T_a > T_c$

$$\frac{T_c}{T_a} = \frac{0.0147}{0.5} = 0.0294$$

ความดันที่เกิดจาก Water Hammer (Pa)

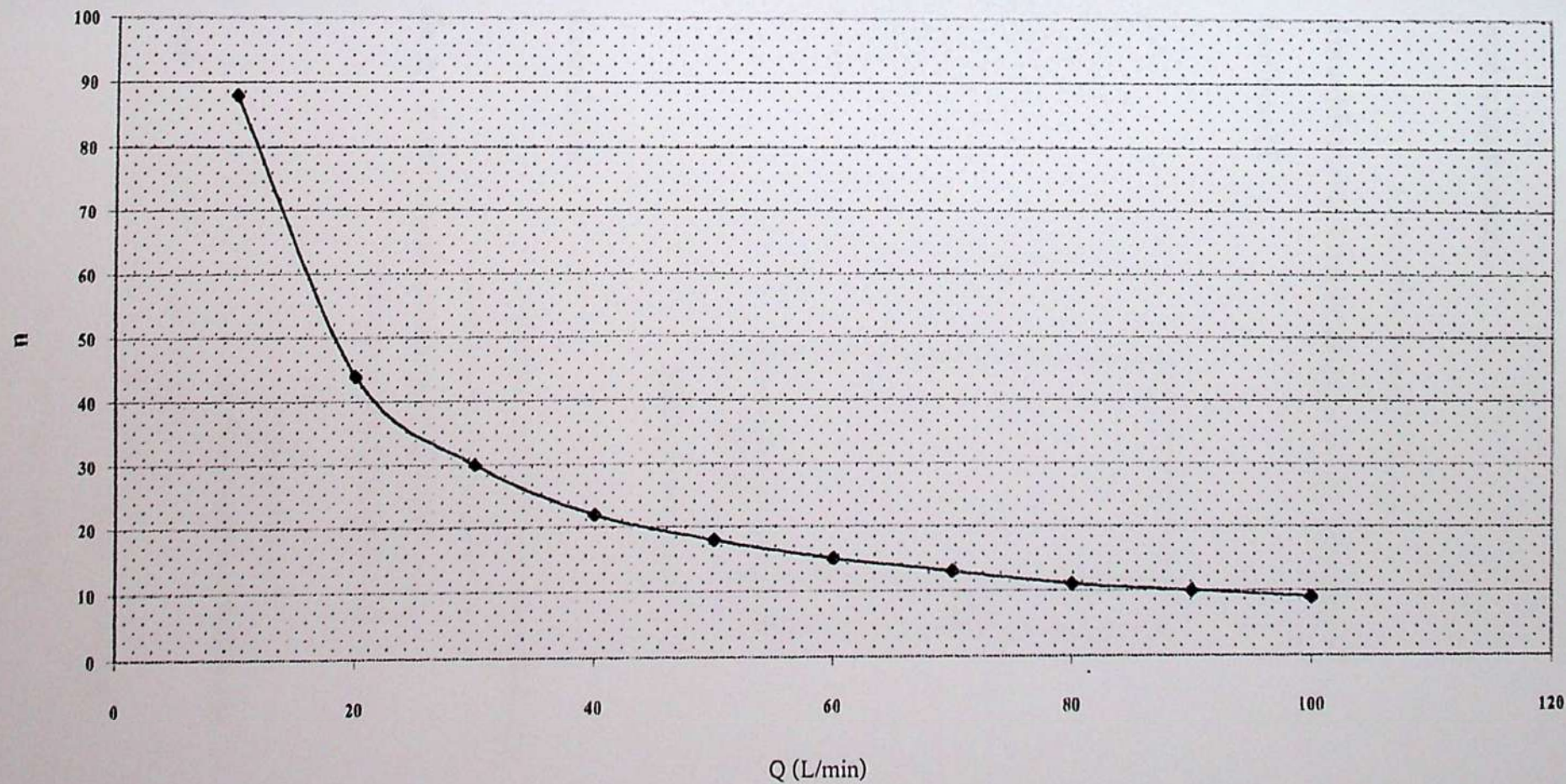
$$\begin{aligned}
 P_a &= \left(1326.104 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0.0294) V \\
 &= 38987 \text{ V} \quad (3.12)
 \end{aligned}$$

คำนวณหาจำนวนครั้งของการเกิด Water Hammer ที่สามารถทำให้ส่งน้ำได้ Head มากกว่า 17 m

$$(H_a \times n) + 4.2 \text{ m} \quad (3.13)$$

ตารางที่ 3.3 แสดงจำนวนครั้งของการเกิด Water Hammer ที่ส่งน้ำได้ 17 m

$Q \left(\frac{L}{min} \right)$	$v \left(\frac{M}{S} \right)$	$P_a \left(\frac{KN}{m^2} \right)$	$H_a (m)$	n
0	0	0	0	0
10	0.0365	1.423	0.145	88
20	0.0731	2.85	0.29	44
30	0.1096	4.2	0.428	30
40	0.1462	5.7	0.581	22
50	0.182	7.095	0.723	18
60	0.219	8.53	0.869	15
70	0.255	9.94	1.013	13
80	0.292	11.384	1.16	11
90	0.328	12.787	1.303	10
100	0.365	14.23	1.45	9



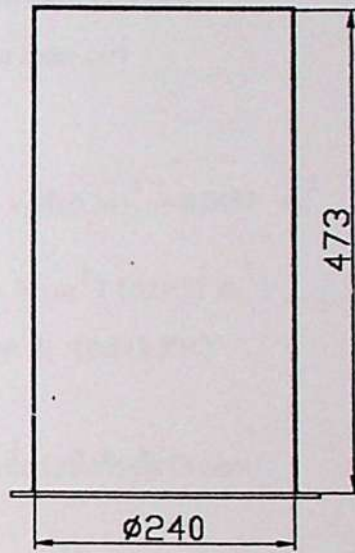
รูปที่ 3.3 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับจำนวนครั้งการเกิด Water Hammer

การคำนวณและออกแบบ

1. หาแรงที่กระทำกับผนัง (Vessel)

กำหนดให้ความดันภายในถังมีค่าเท่ากับ 14.23 kPa หรือ $14230 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$

โดยกำหนดให้



รูปที่ 3.4 แสดง Vessel

ประกอบไปด้วย

- แรงตามแนววงรอบ (เส้นสัมผัส) ของผนังถัง (F_h)
- แรงตามแนวความยาวของถัง (F_L)

เมื่อ $P_h - P_L$ (ความดันแผ่กระจายมีค่าเท่ากันทุกทิศทางของถัง)

- แรงความแนวเส้นสัมผัสของถัง (F_h)

$$F_h = P_h A$$

$$P_h = \text{ความดันวงรอบของผนัง}$$

$$A = \text{พื้นที่ผิวทรงกระบอก (พื้นที่ผิวข้าง)}$$

โดยที่

$$A = 2\pi r h$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{240}{2} = 120 \text{ mm} = 0.12 \text{ m}$$

$$h = 473 \text{ mm} = 0.473 \text{ m}$$

$$\therefore A = 2\pi(0.12)(0.473) = 0.3566 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}\therefore F_h &= P_h \times A \\ &= (14230 \text{ N/m}^2)(0.3566 \text{ m}^2) \\ &= 5074.418 \text{ N} = (5.074 \text{ kN}) \\ &\quad - \text{แรงตามแนวความยาวถึง} (F_L)\end{aligned}$$

$$F_L = P_L A$$

$$P_L = \text{ความดันตามแนวยาวของถัง}$$

$$A = \text{พื้นที่ฐาน (base ear)}$$

โดยที่

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \pi(0.24)^2 = 0.0452 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}F_L &= (14230 \text{ N/m}^2)(0.0452 \text{ m}^2) \\ &= 643.196 \text{ N} (0.643 \text{ kN})\end{aligned}$$

2. หาความเค้นที่กระทำกับถัง (Vessel)

ประกอบด้วย

- ความเค้นตามแนวเส้นรอบวงของ Vessel
(Hoop Stress; σ_h)
- ความเค้นตามแนวยาวของ Vessel
(Longitudinal Stress; σ_L)

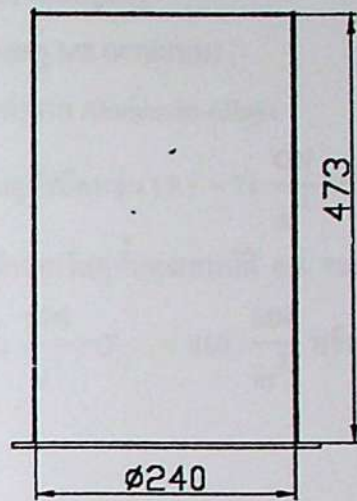
โดยที่ตามทฤษฎี

$\frac{r}{t} > 10$	ถือว่าป็นภาชนะผนังบาง
--------------------	-----------------------

$$r = \text{รัศมี}$$

$$t = \text{ความหนาของผิวทรงกระบอก ซึ่งมีค่าเท่ากับ ท่อทางเข้า}$$

เมื่อ



รูปที่ 3.5 แสดง Vessel

$$\therefore \frac{r}{t} = \frac{120}{1.6} = 75 \text{ ถือว่าเป็นภาชนะผนังบาง}$$

วัสดุที่ใช้ทำ Vessel คือ Stainless Steel

- แรงที่กระทำกับพื้นที่วงแหวนของ Base (F_{L1})

$$F_{L1} = \sigma_L \times A_{\text{วงแหวน}}$$

$$A_{\text{วงแหวน}} = \frac{\pi(280^2 - 240^2)}{4} = 16336.28 \text{ mm}^2$$

$$= 0.001633628 \text{ m}^2$$

$$F_{L1} = (189733.33 \text{ N/m}^2)(0.001633628 \text{ m}^2)$$

$$= 309.83 \text{ N}$$

- แรงที่กระทำกับจุดศูนย์กลางของ Base (แรงที่เกิดจาก Hydraulic Ram)

$$F_{L2} = F_L = 643.196 \text{ N}$$

$$\therefore \text{แรงที่กระทำบน Base ทั้งหมด} = 309.83 + 643.196$$

$$= 953.026 \text{ N}$$

3. คำนวณหาจำนวนสกรูยึด

โดยกำหนดให้

- ขนาดสกรู M8 (ตามแบบ)

- Base ทำจาก Aluminum Alloys

- มีค่าโมดูลัสยืดหยุ่น (E) = $71 \frac{\text{GN}}{\text{m}^2}$ หรือ $7100 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$

- สกรูทำจากวัสดุชั้นคุณภาพ 6.8 จะมีค่า

$$\sigma_u = 600 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}; \sigma_y = 480 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \text{ หรือ } \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.5

สกรูขนาด M8

$$\text{พื้นที่รับความเค้น } (A_s) = 36.6 \text{ mm}^2$$

- สมมุติให้เราต้องขันสกรูจะเกิดความดันที่ประเกินยาว (P_g) 25 MPa

$$\begin{aligned} \text{- พื้นที่ที่มีความดันในประเกิน } (A_g) &= \frac{\pi}{4} (280^2 - 240^2) \\ &= 16336.28 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\text{แรงดึงในขันด้นในสกรูแต่ละตัว } (F_i) = \frac{P_g \times A_g}{n}$$

$$F_i = \frac{(25 \text{ N/mm}^2)(16336.28 \text{ mm}^2)}{n}$$

$$\text{จาก } \sigma_i = \frac{F_i}{A_s}; \sigma_i = 0.75 \sigma_y \quad (0.75 \text{ ค่าคงที่})$$

$$\begin{aligned} \text{ที่ขนาด } M8; F_i &= 0.75 \sigma_y A_s \\ &= \frac{25 \times 16336.28}{n} = 0.75 \sigma_y A_s \end{aligned}$$

$$\frac{25 \times 16336.28}{n} = 0.75 \times 480 \times 36.6$$

$$\therefore n = 12$$

$\therefore$ จำนวนสกรูควรเป็น 12 ตัว (ตรงตามที่แบบกำหนด)

- หาโมเมนต์ยึดในการขันสกรู

$$T = C \times d \times F_i$$

โดยที่

$$F_i = 13176 \text{ N}$$

$$d = \phi \text{ ระบุของเกลียวสกรู, M8 = 8}$$

$$C = \text{ค่าคงที่ 0.2 (กรณีไม่มีการหล่อลื่น)}$$

$$\begin{aligned} \therefore T &= 0.2 \times 8 \times 13176 \\ &= 21081.6 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

4. กำหนดหาขนาดของส่วนต่าง ๆ

จากวัตถุประสงค์

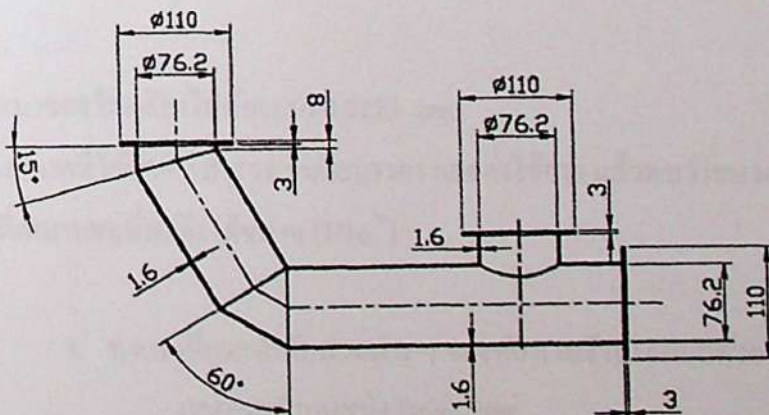
$$H = 4.2 \text{ m}_{H20}$$

$$h = 17 \text{ m}_{H20}$$

$$D_{\text{ทางเข้า}} = 76.2 \text{ mm}$$

$$d_{\text{ทางออก}} = 25.4 \text{ mm}$$

ชั้นที่ 2



รูปที่ 3.6 แสดงตัวเรือนปั๊ม

จากตารางทางเข้า

ที่ $Q = 100 \text{ L/min}$

ได้ $H = 4.165 \text{ m}_{\text{H}_2\text{O}}$

หรือ

$$P = r_h = \left(9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}\right) (4.165 \text{ m})$$

$$= 40.85 \text{ Kpa}$$

- หาความหนาท่อ

$$\sigma_y = \frac{P_r}{2t}$$

จากตารางภาคผนวกที่ 1.8 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าไร้สนิมเหนียว

เลือก $\sigma_y = 35 \text{ Ksi}$

$$= 35 \times 6.895$$

$$= 241.325 \text{ N/mm}^2$$

จากตารางที่ 2.6 ค่าความปลอดภัย ใช้แรงกระทำอย่าง $N = 7$

จาก

$$P = \text{TDH} \times \gamma_{\text{น้ำ}} = 4.165 \text{ m} \times 9810 \text{ N/m}^3 = 40808.65 \text{ Pa}$$

$$r = 0.0381 \text{ m} = 38.1 \text{ mm}$$

$$\therefore t = \frac{PrN}{2\sigma_y} = \frac{0.04086 \times 38.1 \times 7}{2 \times 241.325} = 0.0225 \text{ mm}$$

$\therefore$ ความหนาของวัสดุต้องไม่น้อยกว่า 0.0225 mm

ในท้องตลาดที่ได้ทำการสำรวจเราเทียบราคา และค่าใช้จ่าย แล้วพบว่าขนาด 1.58 (1/16") เป็นขนาดที่เหมาะสมที่สุดจึงได้ขนาด (1/16")

5. หาแรงที่กระทำกับส่วนต่าง ๆ ของท่อทางเข้าประกอบด้วย

- แรงกระทำบนผนัง Drive Pipe
- แรงกระทำที่ด้านล่างของ Delivery Valve
- แรงกระทำที่ด้านล่าง Impulse Valve

- แรงที่กระทำบนผนัง Drive Pipe (F_h)

หาพื้นที่ 5 ส่วน (A_1, A_2, A_3, A_4 , และ A_5)

$$\begin{aligned} A_1 &= 2\pi rh \\ &= 2\pi(0.0381)(0.3207) \\ &= 0.07677 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_2 &= \pi rh \\ &= \pi(0.0381)(0.0822) \\ &= 0.00983 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_3 &= 2\pi rh \\ &= 2\pi(0.0381)(0.16166) \\ &= 0.0386 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_4 &= \pi rh \\ &= \pi(0.0381)(0.0262) \\ &= 0.003136 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_5 &= 2\pi rh \\ &= 2\pi(0.0381)(0.001784) \\ &= 0.0004270 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore A &= A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \\ &= 0.07677 + 0.00983 + 0.0386 + 0.003136 + 0.0004270 \\ &= 0.128763 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

∴ แรงที่กระทำบนผนัง

$$\begin{aligned}\text{Drive pipe } (F_h) &= P \times A \\ &= (40858.65 \text{ N/m}^2)(0.128763 \text{ m}^2)\end{aligned}$$

$$\therefore F_h = 5261.08 \text{ N/m}^2$$

แรงที่กระทำกับพื้นที่ผิวของ Drive pipe = 5261.08 N/m^2

- แรงที่กระทำด้านล่างของ Delivery Valve (F_{L1})

$$P_{L1} = 40858.65 \text{ N/m}^2$$

$$d = 76.2 \text{ mm } (0.0762 \text{ m})$$

$$\therefore A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(0.0762)^2}{4} = 0.00456 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}\therefore F_{L1} &= P.A = (40858.65 \text{ N/m}^2)(0.00456 \text{ m}^2) \\ &= 186.315 \text{ N}\end{aligned}$$

- แรงที่กระทำด้านล่างของ Impulses Valve (F_{L2})

$$P_{L2} = 40858.65 \text{ N/m}^2$$

$$d = 76.2 \text{ mm } (0.0762 \text{ m})$$

$$\therefore A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi(0.0762)^2}{4} = 0.00456 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned}\therefore F_{L2} &= P.A \\ &= (40858.65 \text{ N/m}^2)(0.00456 \text{ m}^2) \\ &= 186.315 \text{ N}\end{aligned}$$

6. คำนวณหาจำนวนสกรูยึด Drive pipe (ที่ขั้วต่อท่อ 3") 7.62 mm

- ขนาดของสกรู M8 (ตามแบบ)

โดยกำหนดให้ มีพื้นที่รับความเค้น = 36.6 mm^2

- สกรูทำจากวัสดุชั้นคุณภาพ 6.8 จะมีค่า

$$\sigma_u = 600 \text{ MN/m}^2; \sigma_y = 480 \text{ MN/m}^2 \text{ หรือ } \text{N/mm}^2$$

- ต้องขันสกรูเพื่อให้เกิดความดันที่ประเก็นยาง (P_g) 16 MPa

- พื้นที่ที่มีค่าความดันในประเก็น

$$(A_g) = \frac{\pi}{4} (110^2 - 76.2^2)$$

$$= 4942.95 \text{ mm}^2$$

แรงดึงขึ้นต้นในสกรูแต่ละตัว

$$(F_i) = \frac{P_g \times A_g}{n}$$

$$F_i = \frac{(16 \text{ N/mm}^2)(4942.95 \text{ mm}^2)}{n}$$

จาก $\sigma_i = \frac{F_i}{A_s}; \sigma_i = 0.75 \sigma_y$ (ค่าคงที่)

ที่ขนาด M8; $F_i = 0.75 \sigma_y A_s$

$$\frac{(16 \times 4942.95)}{n} = 0.75 \times 480 \times 36.6$$

$$\therefore n = 6$$

$\therefore$ จำนวนสกรูเท่ากับ 6 ตัว (ตรงตามที่แบบกำหนด)

7. กำหนดหาจำนวนสกรูยึด Impulse Valve

โดยกำหนดให้

- ขนาดสกรู M8 (ตามแบบ)

- มีพื้นที่รับความเค้น = 36.6 mm^2

- สกรูทำจากวัสดุชั้นคุณสมบัติ 6.8 จะมีค่า

$$\sigma_u = 600 \text{ MN/m}^2; \sigma_y = 480 \text{ MN/m}^2 \text{ หรือ } \text{N/mm}^2$$

- ต้องขันสกรูเพื่อให้เกิดความดันที่ประเก็นข้าง (P_g) 16 MPa

- พื้นที่ที่มีค่าความดันในประเก็น (A_g) = $\frac{\pi}{4} (110^2 - 76.2^2)$

$$= 4942.95 \text{ mm}^2$$

แรงดึงขึ้นต้นในสกรูแต่ละตัว

$$(F_i) = \frac{P_g \times A_g}{n}$$

$$F_i = \frac{(16 \text{ N/mm}^2)(4942.95 \text{ mm}^2)}{n}$$

จาก $\sigma_i = \frac{F_i}{A_s}; \sigma_i = 0.75\sigma_y$ (ค่าคงที่)

ที่ขนาด M8 ; $F_i = 0.75\sigma_y A_s$

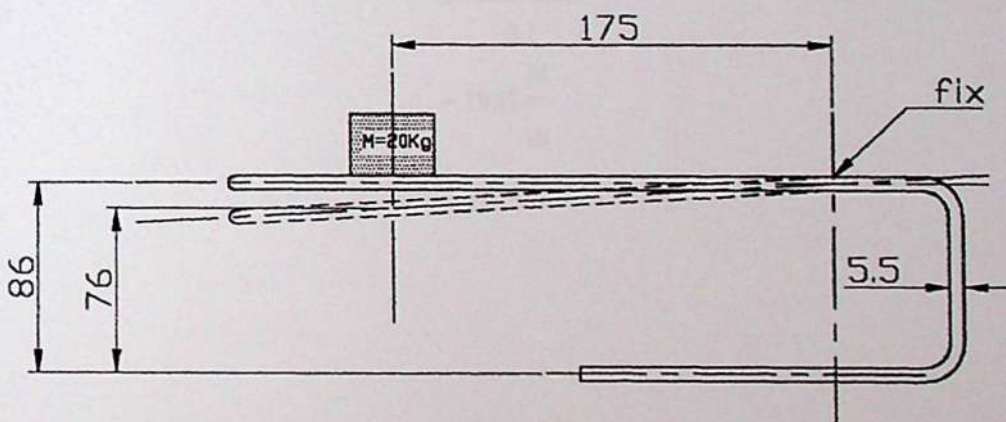
$$\frac{(16 \times 4942.95)}{n} = 0.75\sigma_y A_s$$

$$n = \frac{(16 \times 4942.95)}{(0.75 \times 480 \times 36.6)}$$

$$= 6$$

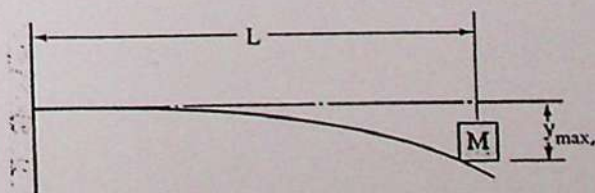
∴ จำนวนสกรูเท่ากับ 6 ตัว (ตรงตามที่แบบกำหนด)

8. การหาค่า k_b ของสปริง



รูปที่ 3.7 แสดงลักษณะการรับแรงของสปริง

จากลักษณะการทำงานของ spring เราให้เป็นแบบที่ 1 จากตารางภาคผนวกที่ 1.19



รูปที่ 3.8 แสดง Free body แรงที่กระทำกับสปริง

จากตารางภาคผนวกที่ 1.19

$$y = \frac{PL^3}{3EI}$$

$$k_b = \frac{3EI}{L^3}$$

กำหนดระยะของการเคลื่อนขึ้นลงของ outside valve = 10 mm

เพราะฉะนั้น $y = 10\text{mm}$

ให้

$$p = mg$$

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

$$p = m_g = k_b y$$

$$\therefore k_b = \frac{mg}{y}$$

$$= \frac{20 \times 9.81}{0.1}$$

$$= 1962 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

บทที่ 4

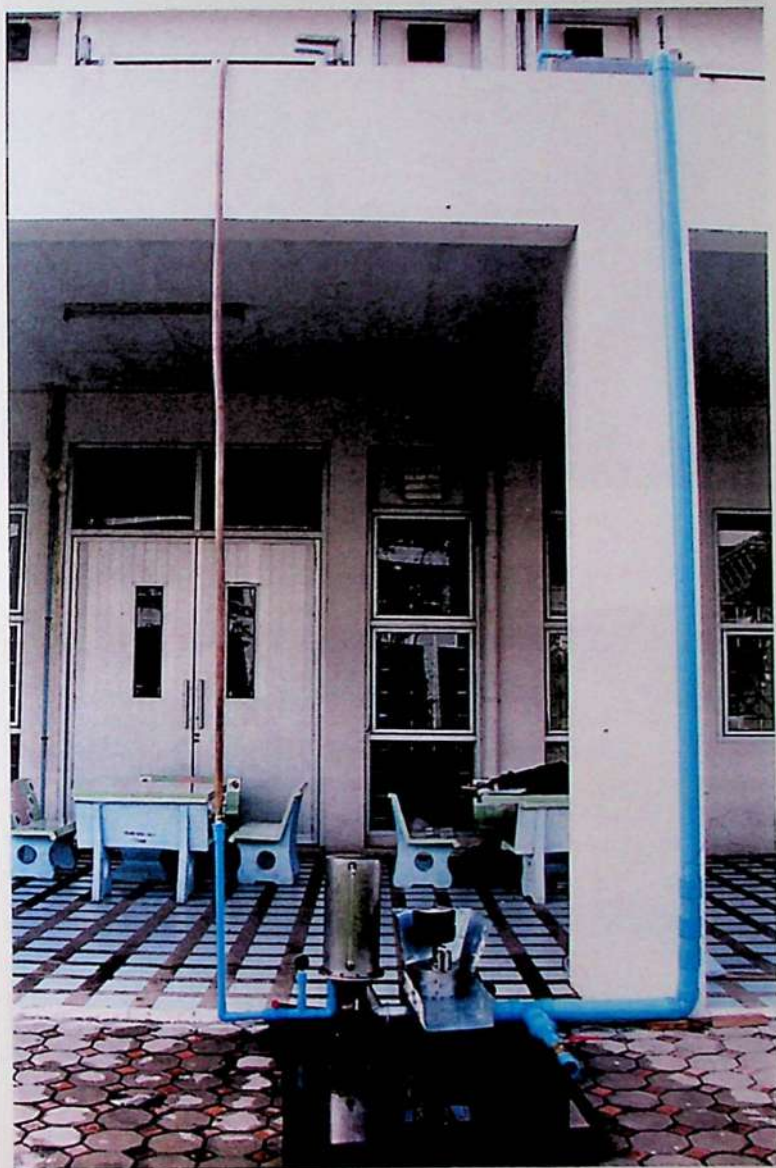
ผลการทดลอง

ตะบันน้ำ (Hydraulic Ram Pump)

การกำหนดอัตราการสูญเสีย , อัตราการไหล , ประสิทธิภาพของ Hydraulic Ram Pump. และกำลัง (Power) เพื่อให้การส่งน้ำได้ในสัดส่วนที่พอเหมาะ ซึ่งจะถูกกำหนด โดยอัตราส่วนระหว่าง การส่งน้ำขึ้นที่สูง (ใน ram pump : $q \times h$) กับกำลังที่ได้จากน้ำตกจากที่สูงทางด้านแหล่งจ่าย ($G \times H$)

อุปกรณ์

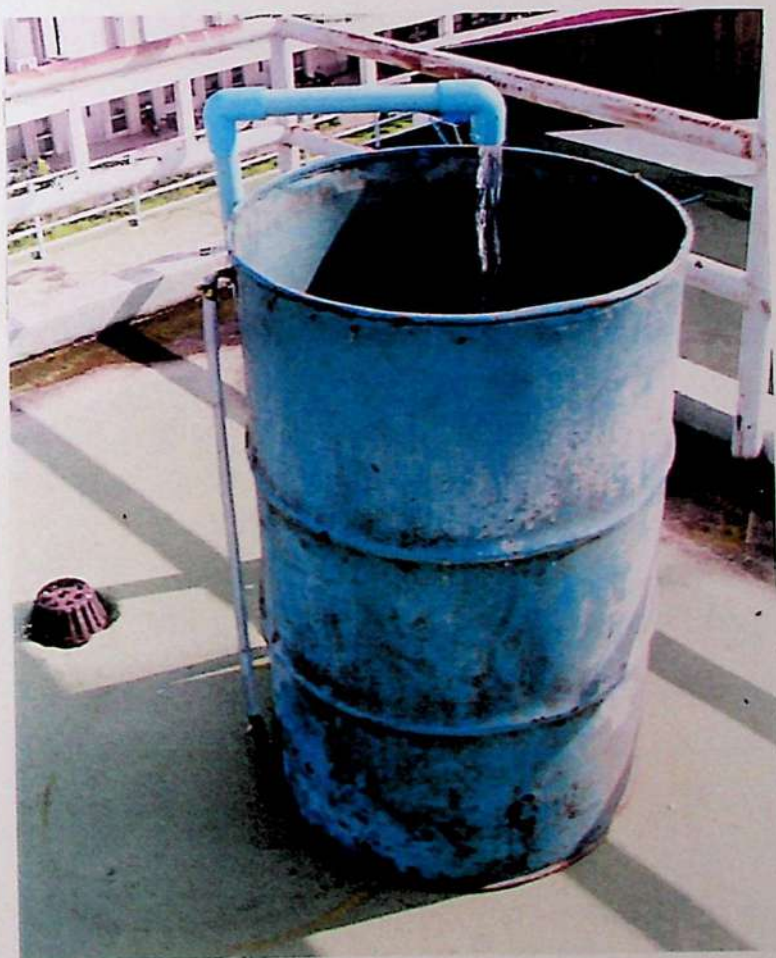
1. Hydraulic ram pump 1 ชุด
2. ท่อ PVC ขนาด 3" และ 1"
3. ถังน้ำแหล่งจ่าย
4. ถัง Caribate
5. สายยางขนาด 1"



รูปที่ 4.1 แสดง Hydraulic Ram Pump ขณะปกติ



รูปที่ 4.2 แสดงถึงน้ำแหล่งจ่าย



รูปที่ 4.3 แสดงถึง Caribate ที่ระดับ 12 และ 17 เมตร

วิธีการทดลอง

1. เตรียมระบบ
2. เปิดวาล์ว 3" ที่แหล่งจ่าย เพื่อให้ น้ำไหลเข้าปั๊มจนเต็ม
3. เปิดวาล์ว 1" ที่ด้านทางออกของปั๊ม
4. กด Snifter Valve เพื่อไล่อากาศในตัวเรือนปั๊มออก
5. สตาร์ทปั๊มโดยการ เปิด-ปิดวาล์ว 2" อย่างรวดเร็ว เพื่อให้เกิดแรงดันย้อนกลับของน้ำ หรือแรงกระแทกของน้ำ ให้ Impulse Valve ทำงาน
6. เมื่อต้องการหยุดปั๊มไม่ให้ทำงาน สามารถปิดวาล์ว 3" จากแหล่งจ่าย หรือใช้มือค้ำ Impulse Valve



รูปที่ 4.4 แสดง Hydraulic Ram Pump ขณะทำงาน (ด้านหน้า)



รูปที่ 4.5 แสดง Hydraulic Ram Pump ขณะทำงาน (ด้านหลัง)

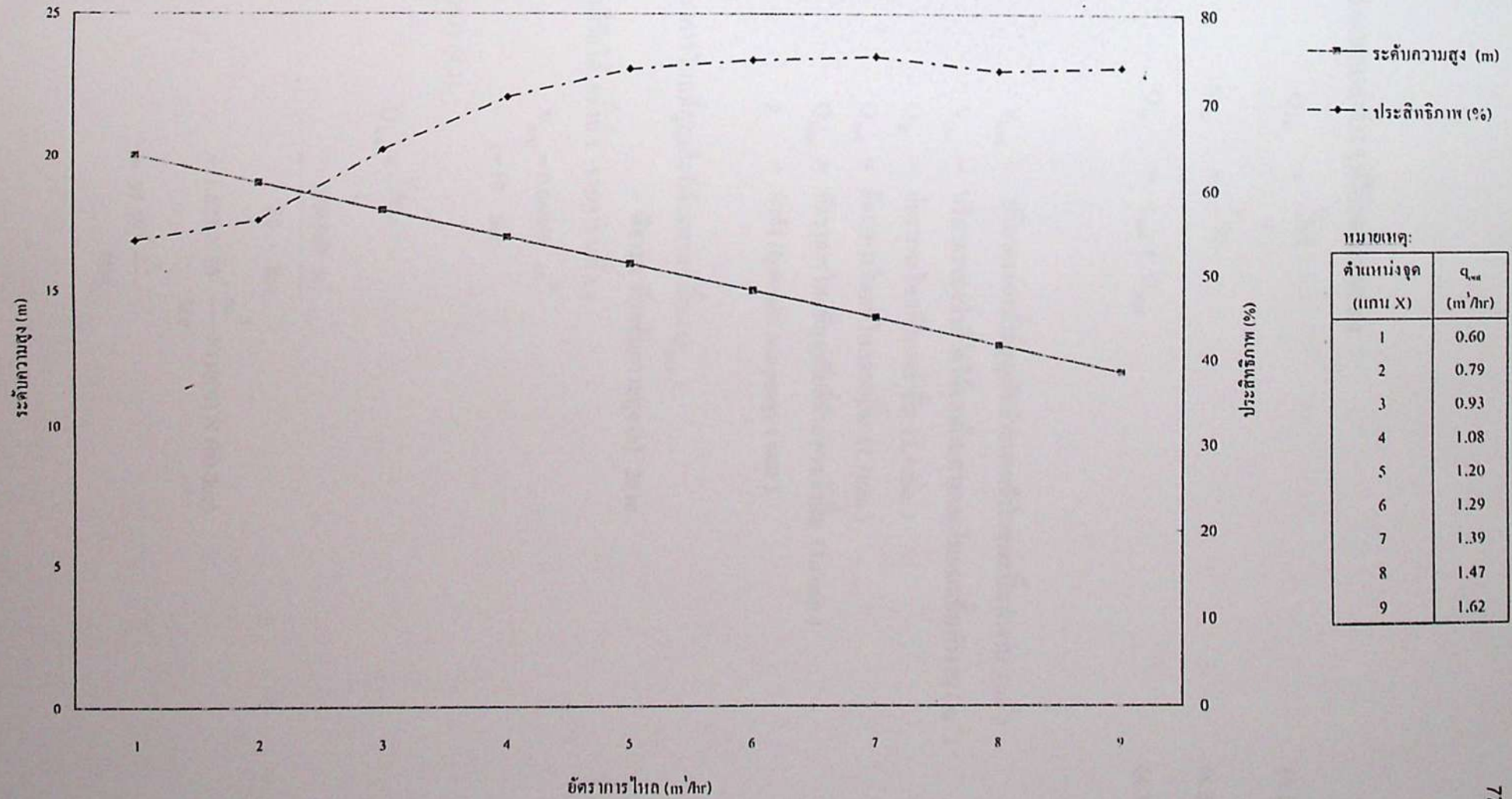
ตารางที่ 4.1 ค่าที่ได้จากการทดลอง

ระดับความสูง, h (m)		12	13	14	15	16	17	18	19	20
P_{in} (kg/cm ²)	$P_{in,min}$	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
	$P_{out,max}$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
P_{out} (kg/cm ²)		1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7
เวลา (kg/cm ²)		30	30	30	30	30	30	30	30	30
ปริมาตรที่สูญเสีย (V_{loss} : m ³)		0.03894	0.03926	0.3987	0.04058	0.04159	0.04261	0.04362	0.04647	0.04869
ปริมาตรที่ทางออก (V_{out} : m ³)		0.01354	0.01210	0.0109	0.0091	0.0094	0.00885	0.00825	0.00693	0.00608

ตารางที่ 4.2 ค่าคำนวณที่ได้จากการทดลอง

ระดับความสูง, h (m)		12	13	14	15	16	17	18	19	20
P_{in} (kg/cm ²)	$P_{in,min}$	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
	$P_{out,max}$	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
P_{out} (kg/cm ²)		1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7	1.7
Q_{loss} (L/min)		76.092	78.526	79.744	81.164	83.193	85.222	87.251	92.933	97.397
Q_{out} (L/min)		27.00	24.175	23.25	21.50	20.00	18.00	15.50	13.25	10.00
Q_{in} (L/min)		103.092	103.026	102.994	102.664	103.193	103.222	102.751	106.183	107.397
Efficiency, η (%)		74	73.6	75.2	74.8	73.8	70.6	64.6	56.4	54.0
P (watt)		53.1	51.4	50.0	48.6	49.1	49.2	48.6	43.1	40.0

รูปที่ 4.6 กราฟแสดงความสัมพันธ์ ของอัตราการไหล, ความสูง และประสิทธิภาพของปั๊ม



การคำนวณค่าต่าง ๆ ที่ได้จากกราฟทดลอง

$$Q_{out} = \frac{V_{loss}}{t} \quad (4.1)$$

$$q_{out} = \frac{V_{loss}}{t} \quad (4.2)$$

$$Q_{in} = q_{out} + Q_{loss} \quad (4.3)$$

เมื่อ

V_{loss} = ปริมาตรของน้ำที่สูญเสียทางด้านทางเข้าในขณะปั๊มทำงาน (m^3)

V_{out} = ปริมาตรของน้ำที่วัดได้จากด้านทางออกในขณะปั๊มทำงาน (m^3)

Q_{in} = อัตราการไหลที่ไหลเข้าปั๊ม (L/min)

Q_{out} = อัตราการไหลที่ไหลออกปั๊ม (L/min)

Q_{loss} = อัตราการไหลที่สูญเสียที่ด้านทางเข้าปั๊ม (L/min)

p = กำลัง Hydraulic ram pump (watt)

หาอัตราการไหลที่สูญเสียที่ด้านทางเข้าปั๊ม (Q_{loss})

- พิจารณาที่ระดับความสูง (h) 20 m

ค่าที่วัดได้ ครั้งที่ 1 จากตารางที่ 4.1

$$V_{loss} = 0.04869 \text{ m}^3$$

$$t = 30 \text{ Sec}$$

จากสมการ (4.1)

$$\begin{aligned} Q_{loss} &= \frac{V_{loss}}{t} \\ &= \frac{0.04869 \text{ m}^3}{30 \text{ Sec}} \\ &= 1.623 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{Sec}} \times (1000) \times (60 \text{ Sec}) \\ &= 97.397 \frac{\text{L}}{\text{min}} \end{aligned}$$

หาอัตราการไหลที่ไหลออกปั๊ม (Q_{loss})

- พิจารณาที่ระดับความสูงที่ (h) 20 m

ค่าที่วัดได้จากตารางที่ 4.1

$$V_{out} = 0.01145299 \text{ m}^3$$

$$t = 30 \text{ Sec}$$

จากสมการ (4.2)

$$\begin{aligned} q_{out} &= \frac{V_{out}}{t} \\ &= \frac{0.00608 \text{ m}^3}{30 \text{ Sec}} \\ &= 2.0255 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{Sec}} \times (1000) \times (60 \text{ Sec}) \\ &= 12.153 \frac{\text{L}}{\text{min}} \end{aligned}$$

หาอัตราการไหลเข้าปั๊ม (Q_{in})

- พิจารณาที่ระดับความสูง (h) 20 m

จากสมการ (4.3)

$$\begin{aligned} Q_{in} &= q_{out} + Q_{loss} \\ &= 12.153 + 97.397 \\ &= 109.550 \frac{\text{L}}{\text{min}} \end{aligned}$$

หาประสิทธิภาพของ Hydraulic Ram Pump

จากสมการ (2.25)

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\text{output power}}{\text{input power}} \\ &= \frac{q_{out} \times h}{Q_{in} \times H} \\ &= \frac{(12.153 \times 20)}{(97.397 \times 4.2)} \\ &= 0.528 \end{aligned}$$

$$= 52.8\%$$

หากำลังของ Hydraulic Ram Pump

- พิจารณาจาก

ระดับความสูงด้านทางออก (h) = 20 m

จากสมการ (2.25)

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{9.81 \times q \times h}{60} \\ &= \frac{9.81 \times 12.153 \times 20}{60} \\ &= 39.74 \text{ watt} \\ &\approx 40.0 \text{ watt}\end{aligned}$$

ตารางที่ 4.3 เปรียบเทียบ Electric Pump กับ Hydraulic Ram Pump ที่ระดับความสูงเดียวกัน

ชนิดของปั๊ม	h = 12 m		h = 17 m	
	Q(m ³ /hr)	η(%)	Q(m ³ /hr)	η(%)
Electric Pump	10.56	58	7.5	63
Hydraulic Ram Pump	1.62	75	1.08	49.2

หมายเหตุ ปั๊มนรุ่น POMPA tipo NM 25/125 B ที่ความเร็วรอบ 2900 rpm

ปั๊มไฟฟ้าหือ CALPEDA รุ่น NM 25/125 , 2900 rpm

จากตารางสมรรถนะของปั๊มไฟฟ้ารุ่น NM 25/125 ชนิด B

$$\text{- ที่ Total Head 12 m ได้ } Q = 10.56 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

จากกราฟ Head ได้ประสิทธิภาพ 58%

จาก

$$\begin{aligned}\eta &= \frac{\gamma Q H}{P_{\text{in}}} \\ P_{\text{in}} &= \frac{\gamma Q H}{\eta}\end{aligned}$$

$$= \frac{(2.9333 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s})(12 \text{ m})}{0.58}$$

$$= 595.35 \text{ watt}$$

ทำเป็นแรงม้า (hp)

$$746 \text{ Watt} = 1 \text{ hp}$$

$$595.35 \text{ Watt} = \frac{595.35}{746} = 0.79 \text{ hp}$$

- ที่กำลังมอเตอร์ไฟฟ้า 0.74 hp หรือ 595.35 Watt

จำนวน Unit ไฟฟ้าที่ใช้

$$= \frac{\text{จำนวนวัตต์ของเครื่องใช้ไฟฟ้า} \times \text{จำนวนชั่วโมงใช้งาน}}{1000 \text{ วัตต์}}$$

$$\text{ค่าไฟฟ้า} = \text{จำนวนหน่วยไฟฟ้าที่ใช้} \times \text{อัตราค่ากระแสไฟฟ้าต่อหน่วย}$$

กำหนดให้ Electric Pump เดินเครื่อง 10 ชั่วโมง ใน 1 วัน

$$\therefore \text{จำนวน Unit ไฟฟ้าที่ใช้} = \frac{595.35 \times 10}{1000}$$

$$= 5.95 \text{ Unit}$$

กำหนดให้ อัตราค่ากระแสไฟฟ้าต่อหน่วยเท่ากับ 3 บาท (โดยประมาณ)

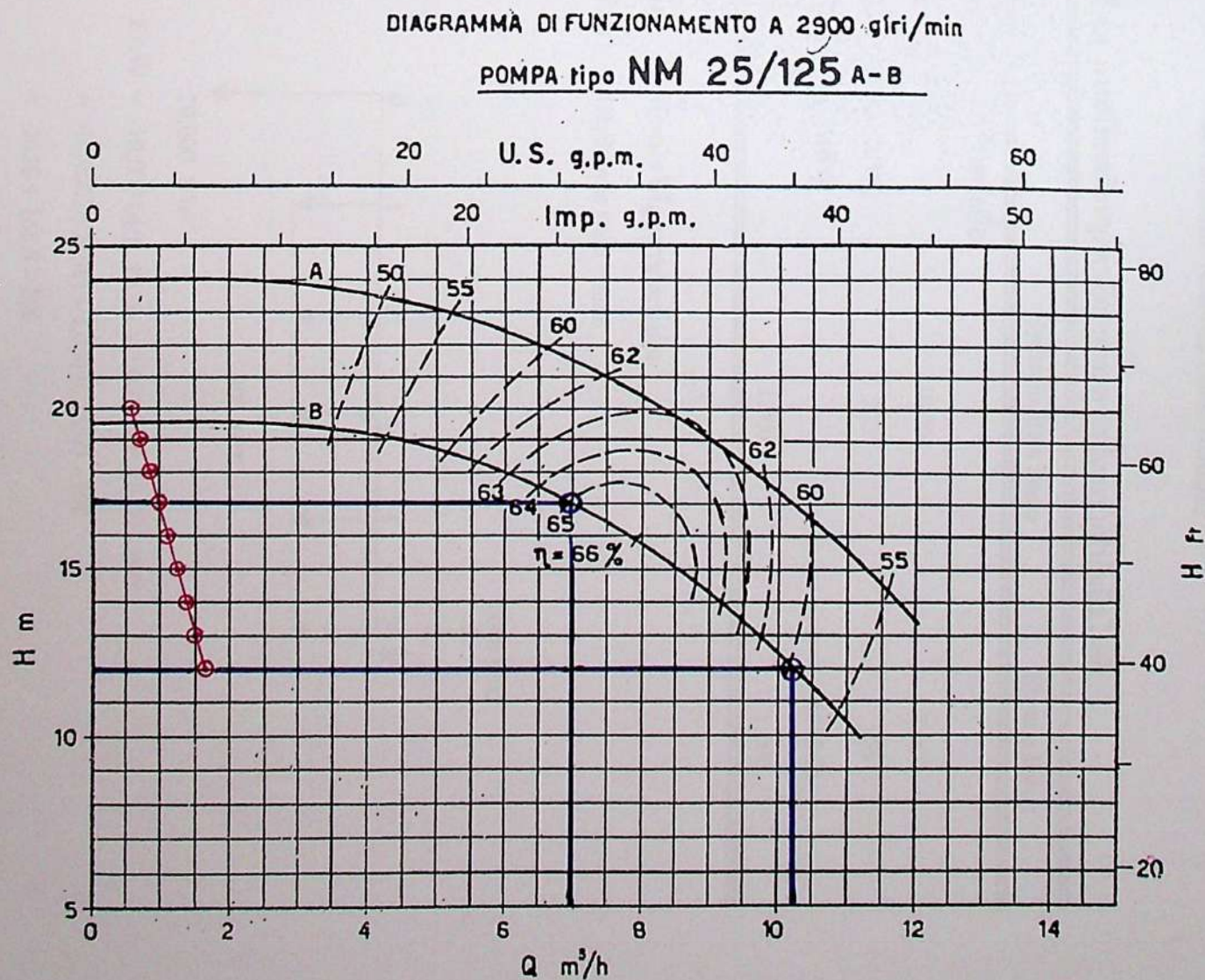
$$\therefore \text{ใน 1 วัน จะเสียค่าไฟฟ้า} = 5.95 \text{ Unit} \times 3 \text{ บาท}$$

$$= 17.85 \text{ บาท ต่อ 1 วัน}$$

$$\therefore \text{ใน 1 ปี (365 วัน) จะเสียไฟฟ้า} = 17.85 \text{ บาท} \times 365 \text{ วัน}$$

$$= 6515.25 \text{ บาท}$$

รูปที่ 4.7 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราการไหล, ระดับความสูง ระหว่างปั๊มไฟฟ้ากับปั๊มตะบันน้ำ



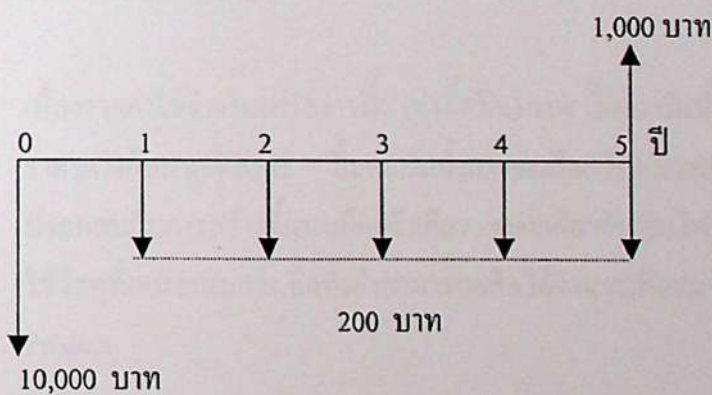
การเปรียบเทียบมูลค่าเทียบเท่ารายปีระหว่างปั๊มตะบันน้ำ (Hydraulic Ram Pump กับปั๊มไฟฟ้า (Electric Pump)

- ที่อายุการใช้งาน 5 ปี (โดยประมาณ)
- อัตราดอกเบี้ย 10% ต่อปี (โดยการสมมุติ)

ตารางที่ 4.4 การเปรียบเทียบมูลค่าเทียบเท่าระหว่างปั๊มตะบันน้ำกับปั๊มไฟฟ้า

	Hydraulic Ram Pump	Electric Pump
- ค่าใช้จ่ายในการสร้างหรือซื้อปั๊ม (บาท)	10,000	2,000
- ค่าซ่อมบำรุงรายปี (บาท)	200	300
- ค่าเดินเครื่อง (ค่าไฟฟ้า)	-	6515.25
- มูลค่าขาย	1,000	1,000

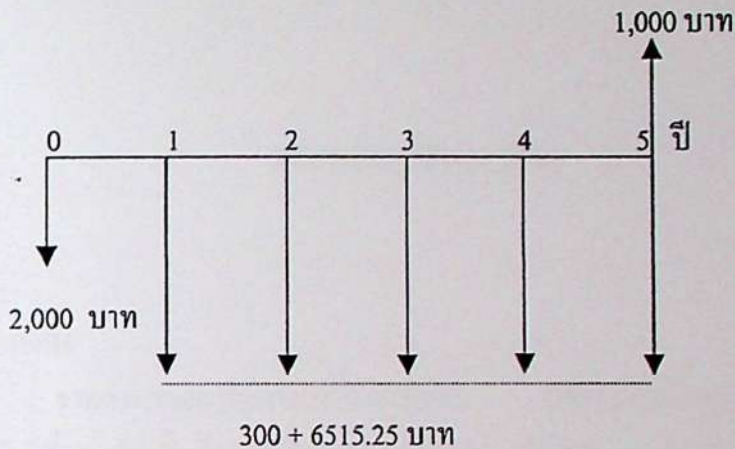
หมายเหตุ กำหนดให้มูลค่าขายเท่ากัน
ปั๊มตะบันน้ำ (Hydraulic Ram Pump)



$$\begin{aligned}
 EAW &= -10,000 (A/P, 10, 5) + 1,000 (A/F, 10, 5) - 200 \\
 &= -10,000 (0.2638) + 1,000 (0.1638) - 200 \\
 &= -2638 + 163.8 - 200 \\
 &= -2674.20 \text{ บาท}
 \end{aligned}$$

∴ ขาดทุนสุทธิปีละ 2674.20 บาท/ปี

ปั๊มไฟฟ้า (Electric Pump)



$$\begin{aligned}
 EAW &= -2,000 (A/P, 10, 5) + 1,000 (A/F, 10, 5) - 300 - 6515.25 \\
 &= -2,000 (0.2638) + 1,000 (0.1638) - 300 - 6515.25 \\
 &= -527.6 + 163.8 - 300 - 6515.25 \\
 &= -7179.05 \text{ บาท}
 \end{aligned}$$

∴ ขาดทุนสุทธิปีละ 7179.05 บาท/ปี

หมายเหตุ เนื่องจากค่าใช้จ่ายในการสร้างปั๊ม (ค่าซื้อปั๊ม) ของ ปั๊มตะบันน้ำกับปั๊มไฟฟ้ามีราคาต่างกันมากก็เพราะ ปั๊มตะบันน้ำอาจจะเลือกวัสดุบางชนิดที่ใช้ทำมีราคาสูง ประกอบกับการสร้างขึ้นมาเพียงตัวเดียว ขณะเดียวกันปั๊มไฟฟ้าบริษัทผู้ผลิตเลือกใช้วัสดุที่เหมาะสมกว่า อีกทั้งยังสามารถผลิตได้จำนวนมาก ๆ หรือเป็น Mass Product

บทที่ 5

บทสรุป และข้อเสนอแนะ

สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองในการใช้ปั๊มตะบันน้ำ อาศัยความดันจากระดับน้ำที่ถังจ่าย 4 เมตร ผ่านปั๊มตะบันน้ำ โดยใช้น้ำหนักภายนอก 20 กิโลกรัม กระทำที่วาล์วควบคุมความเร็ว สามารถส่งน้ำขึ้นไปเก็บในระดับความสูง 12 และ 17 เมตร และได้ประสิทธิภาพของปั๊ม 66 เปอร์เซ็นต์ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. ที่ Head 12 m.

ได้อัตราการไหล 22.906 l/min

ประสิทธิภาพ 66.21%

2. ที่ Head 17 m.

ได้อัตราการไหล 16.256 l/min

ประสิทธิภาพ 66.14%

3. ประสิทธิภาพของ Hydraulic Ram Pump. ที่ได้เปรียบเทียบกับทฤษฎีอยู่ใน

เกณฑ์ที่กำหนด 50% - 80%

ปัญหาที่พบและแนวทางการแก้ไข

1. ขั้นตอนในการสร้าง Hydraulic Ram Pump อาจจะทำได้ยากเพราะเรื่องข้อมูลรายละเอียด และในเรื่องของหลักการทำงาน ซึ่งเอกสารอ้างอิงมีข้อมูลน้อยและไม่ละเอียด รวมทั้งอุปกรณ์ชิ้นส่วนบางตัวของ Pump ไม่สามารถหาซื้อได้ในท้องตลาด จำเป็นต้องสร้างขึ้นเอง

2. การเลือกใช้วัสดุที่เป็นอลูมิเนียมและสเตนเลสมาสร้าง Hydraulic Ram Pump ไม่ได้หมายความว่าจะทำให้ประสิทธิภาพของ Hydraulic Ram Pump สูงขึ้น แต่การเลือกใช้วัสดุ 2 ชนิดนี้ ทำให้ Pump ไม่เกิดสนิมและมีความทนทานทำให้ตัว Hydraulic Ram Pump มีอายุการใช้งานนานขึ้น

3. อุปกรณ์บางอย่างมีราคาค่อนข้างสูงจำเป็นต้องหาวัสดุอุปกรณ์ที่เป็นของเก่าแต่ยังสามารถใช้งานได้ดีมาใช้ เช่น ถังจ่ายหรือถังรับน้ำ เป็นต้น

4. ในการคำนวณออกแบบการคำนวณบางหัวข้อค่อนข้างได้ยาก เพราะบางอย่างไม่สามารถหาสมการหรือสูตรที่แน่นอนมาอ้างอิงและทำการคำนวณหาค่าได้ เช่น การคำนวณหาความหนาของถังลม (Vessel) เป็นต้น

5. ในการทดสอบต้องทำการทดสอบหลายครั้ง เพื่อให้ได้ค่าที่ใช้ในการทดสอบที่แน่นอนและสภาพอากาศมีฝนตกการทดสอบกลางแจ้ง จึงประสบปัญหาลำช้า

6. ปัญหาของการออกแบบ Impulse Valve เพราะต้องเปลี่ยนรูปแบบของ Impulse Valve เมื่อวาล์วที่ออกแบบมาไม่ทำงาน

7. ปัญหาน้ำใช้ในการทดสอบไม่เพียงพอ ที่ใช้กับถังที่แหล่งจ่าย

ข้อเสนอแนะ

1. วัสดุอุปกรณ์ควรที่จะใช้วัสดุอุปกรณ์ที่มีใช้อยู่แล้วในท้องตลาด เช่น ตัวเรือนปั๊มควรหาวัสดุที่ง่ายมาสร้างเช่นท่อ P.V.C แต่ข้อเสียก็คือ ความแข็งแรงน้อย และถอดประกอบค่อนข้างยาก

2. ท่อจ่ายน้ำเข้าปั๊ม (4 m) และท่อส่งน้ำ (17 m) ควรเปลี่ยนจากท่อ P.V.C มาเป็นท่อเหล็กเพื่อความทนทานแข็งแรง แต่ก็ต้องเปรียบเทียบราคากันว่าแตกต่างกันมากน้อยเพียงใด

3. การทำงานของปั๊มแบบนี้มีการสูญเสียน้ำค่อนข้างมาก ดังนั้นในการใช้งานจริงน้ำที่สูญเสียไปควรหาแหล่งน้ำตามธรรมชาติรองรับน้ำที่สูญเสีย้นเพื่อไม่ให้เกิดการสูญเสียเปล่าประโยชน์

ตารางที่ 5.1 การเปรียบเทียบคุณลักษณะระหว่างปั๊มตะบันน้ำกับปั๊มไฟฟ้า

ปั๊มตะบันน้ำ	ปั๊มไฟฟ้า
- ให้อัตราการไหลของน้ำต่ำ	- ให้อัตราการไหลสูง
- Head ในการส่งสูง	- Head ในการส่งไม่สูงนัก
- ไม่ใช่ต้นกำลัง, มอเตอร์ไฟฟ้าในการขับเคลื่อน	- ต้องใช้ต้นกำลัง, มอเตอร์ไฟฟ้าในการขับเคลื่อน
- มีการสูญเสียน้ำออกจากตัวปั๊ม เนื่องจากการทำงาน	- ไม่มีการสูญเสียน้ำจากปั๊ม
- ไม่เสียค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่อง (ค่าไฟฟ้า)	- เสียค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่อง (ค่าไฟฟ้า)
- ซ่อมบำรุงง่าย ชิ้นส่วนอะไหล่สามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาด	- ซ่อมบำรุงยาก ชิ้นส่วนของปั๊มมีราคาค่อนข้างแพง และบางครั้งต้องสั่งซื้อจากบริษัทผู้ผลิต

บรรณานุกรม

1. รศ.ดร.วิบูลย์ บุญขจรโรกุล : “ปั๊มและระบบสูบน้ำ” , ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน
คณะวิศวกรรมศาสตร์ , มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
2. ดร.สายสุนีย์ พทธรคุณเจริญ : “ชลศาสตร์ (HYDRAULICS)” ภาควิชาวิศวกรรมโยธา
คณะวิศวกรรมศาสตร์ , มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
3. วิศิษฐ์ จาตุรमान ขวัญชัย สันทิตย์สมบูรณ์ : “กลศาสตร์ของไหล” , แผนกช่างยนต์ , สถาบัน
เทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตเทคนิคกรุงเทพฯ
4. ดร.วริทธิ์ อึ้งภากรณ์ : “การออกแบบเครื่องจักรกล” ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ชาญ ถนัดงาน : “การออกแบบเครื่องจักรกล” ภาควิชาวิศวกรรมการผลิต
คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
5. T.D.JEFFERY , T.H.THOMAS, A.V.SMITH , P.B.GLOVER and P.D.FOUNTAIN :
“Hydraulic Ram Pumps” , The Development Technology unit University of Warwick
6. S.B.Watt, “Hydraulic Ram Pump For Pumping Water” , National College of Agricultural
Engineering 1975.

ภาคผนวกที่ 1
ตารางที่ใช้ในการคำนวณชิ้นส่วนของปั๊มตะบันน้ำ
Hydraulic Ram Pump

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 การเสียดสีในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กเหนียวใหม่ หน่วยเป็นเมตรต่อความยาวท่อ 100 เมตร หรือฟุตต่อความยาวท่อ 100 ฟุต

1" 1.049" inside dia.				1 1/4" 1.380" inside dia.				1 1/2" 1.610" inside dia.				2" 2.067" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet
6	2.23	0.08	2.68	10	2.15	0.72	1.77	14	2.21	0.08	1.53	24	2.29	0.08	1.20
8	2.97	0.14	4.54	12	2.57	0.10	2.48	16	2.52	0.10	1.96	25	2.39	0.09	1.29
10	3.71	0.21	6.86	14	3.00	0.14	3.28	18	2.84	0.12	2.42	30	2.87	0.13	1.82
12	4.45	0.31	9.62	16	3.43	0.18	4.20	20	3.15	0.15	2.94	35	3.35	0.17	2.42
14	5.20	0.42	12.8	18	3.86	0.23	5.22	22	3.47	0.19	3.52	40	3.82	0.23	3.10
16	5.94	0.55	16.5	20	4.29	0.29	6.34	24	3.78	0.22	4.14	45	4.30	0.29	3.85
18	6.68	0.69	20.6	22	4.72	0.35	7.58	25	3.94	0.24	4.48	50	4.78	0.36	4.67
20	7.42	0.86	25.1	24	5.15	0.41	8.92	30	4.73	0.38	6.26	55	5.25	0.43	5.51
22	8.17	1.04	30.2	25	5.36	0.45	9.6	35	5.51	0.47	8.37	60	5.74	0.51	6.59
24	8.91	1.23	35.6	30	6.44	0.64	13.6	40	6.30	0.62	10.79	65	6.21	0.60	7.70
25	9.27	1.34	38.7	35	7.51	0.87	18.2	45	7.04	0.78	13.45	70	6.69	0.70	8.86
30	11.1	1.93	54.6	40	8.58	1.14	23.5	50	7.88	0.97	16.4	75	7.16	0.80	10.15
35	13.0	2.63	73.3	45	9.65	1.44	29.4	55	8.67	1.17	19.7	80	7.65	0.91	11.40
40	14.8	3.43	95.0	50	10.7	1.79	36.0	60	9.46	1.39	23.2	85	8.11	1.03	12.6
45	16.7	4.34	119.0	55	11.8	2.16	43.2	65	10.24	1.63	27.1	90	8.60	1.15	14.2
50	18.6	5.35	146.0	60	12.9	2.57	51.0	70	11.03	1.89	31.3	95	9.09	1.29	15.8
55	20.4	6.46	176.0	65	13.9	3.02	59.6	75	11.8	2.16	35.8	100	9.56	1.42	17.4
60	22.3	7.71	209.0	70	15.0	3.50	68.8	80	12.6	2.47	40.5	120	11.5	2.05	24.7
65	24.2	9.10	245.0	75	16.1	4.03	78.7	85	13.4	2.79	45.6	140	13.4	2.78	33.2
70	26.0	10.49	283.0	80	17.2	4.58	89.2	90	14.2	3.13	51.0	160	15.3	3.64	43.0
75	27.9	12.10	324.0	85	18.2	5.15	100.0	95	15.0	3.49	56.5	180	17.2	4.60	54.1
80	29.7	13.7	367.0	90	19.3	5.79	112.0	100	15.8	3.86	62.2	200	19.1	5.68	66.3
				95	20.4	6.45	125.0	120	18.9	5.56	88.3	220	21.0	6.88	80.0
				100	21.5	7.15	138.0	140	22.1	7.56	119.0	240	22.9	8.18	95.0
				120	25.7	10.3	197.0	160	25.2	9.88	156.0	260	24.9	9.60	111.0
				140	30.0	14.0	267.0	180	28.4	12.50	196.0	280	26.8	11.14	128.0
								200	31.5	15.40	241.0	300	28.7	12.8	146.0

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 (ต่อ)

2½" 2.469" inside dia.				3" 3.068" inside dia.				4" 4.026" inside dia.				5" 5.047" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f³/2g feet	frict. loss h feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f³/2g feet	frict. loss h feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f³/2g feet	frict. loss h feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f³/2g feet	frict. loss h feet
25	1.68	0.04	0.54	50	2.17	0.07	0.66	90	2.27	0.08	0.52	140	2.25	0.08	0.380
30	2.01	0.06	0.75	60	2.60	0.11	0.92	100	2.52	0.10	0.62	160	2.57	0.10	0.487
35	2.35	0.09	1.00	70	3.04	0.14	1.22	120	3.02	0.14	0.88	180	2.89	0.13	0.606
40	2.68	0.11	1.28	80	3.47	0.19	1.57	140	3.53	0.19	1.17	200	3.21	0.16	0.736
45	3.02	0.14	1.60	90	3.91	0.24	1.96	160	4.03	0.25	1.49	220	3.53	0.19	0.879
50	3.35	0.17	1.94	100	4.34	0.29	2.39	180	4.54	0.32	1.86	240	3.85	0.23	1.035
60	4.02	0.25	2.72	120	5.21	0.42	3.37	200	5.04	0.40	2.27	260	4.17	0.27	1.200
70	4.69	0.34	3.63	140	6.08	0.57	4.51	220	5.54	0.48	2.72	280	4.49	0.31	1.38
80	5.36	0.45	4.66	160	6.94	0.75	5.81	240	6.05	0.57	3.21	300	4.81	0.36	1.58
90	6.03	0.57	5.82	180	7.81	0.95	7.28	260	6.55	0.67	3.74	350	5.61	0.49	2.11
100	6.70	0.70	7.11	200	8.68	1.17	8.90	280	7.06	0.77	4.30	400	6.41	0.64	2.72
120	8.04	1.00	10.0	220	9.55	1.42	10.7	300	7.56	0.89	4.89	450	7.22	0.81	3.41
140	9.38	1.37	13.5	240	10.4	1.69	12.6	350	8.82	1.21	6.55	500	8.02	1.00	4.16
160	10.7	1.79	17.4	260	11.3	1.98	14.7	400	10.10	1.58	8.47	550	8.81	1.21	4.94
180	12.1	2.26	21.9	280	12.2	2.29	16.9	450	11.4	2.00	10.65	600	9.62	1.44	5.88
200	13.4	2.79	26.7	300	13.0	2.63	19.2	500	12.6	2.47	13.0	700	11.20	1.96	7.93
220	14.7	3.38	32.2	350	15.2	3.58	26.1	550	13.9	3.00	15.7	800	12.80	2.56	10.22
240	16.1	4.02	38.1	400	17.4	4.68	33.9	600	15.1	3.55	18.6	900	14.40	3.24	12.90
260	17.4	4.72	44.5	500	21.7	7.32	52.5	700	17.6	4.84	25.0	1000	16.00	4.00	15.80
280	18.8	5.47	51.3	550	23.8	8.85	63.2	800	20.2	6.32	32.4	1200	19.20	5.76	22.50
300	20.1	6.28	58.5	600	26.0	10.5	74.8	900	22.7	8.00	40.8	1400	22.50	7.83	30.40
350	23.5	8.55	79.2	700	30.4	14.3	101.0	1000	25.2	9.87	50.2	1600	25.7	10.2	39.5
400	26.8	11.2	103.0									1800	28.80	12.90	49.70

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 (ต่อ)

6" 6.065" inside dia.				8" 7.981" inside dia.				10" 10.020" inside dia.				12" 11.938" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet
200	2.22	0.08	0.30	400	2.57	0.10	0.279	600	2.44	0.093	0.190	800	2.29	0.08	0.140
220	2.44	0.09	0.357	450	2.89	0.13	0.348	650	2.64	0.108	0.224	850	2.44	0.09	0.154
240	2.66	0.11	0.419	500	3.21	0.16	0.424	700	2.85	0.126	0.256	900	2.58	0.10	0.173
260	2.89	0.13	0.487	600	3.85	0.23	0.597	750	3.05	0.145	0.291	950	2.72	0.12	0.191
280	3.11	0.15	0.56	650	4.16	0.27	0.694	800	3.25	0.164	0.328	1000	2.87	0.13	0.210
300	3.33	0.17	0.637	700	4.49	0.31	0.797	850	3.46	0.187	0.366	1100	3.15	0.15	0.251
350	3.89	0.24	0.851	750	4.80	0.36	0.911	900	3.66	0.209	0.410	1200	3.44	0.18	0.296
400	4.44	0.31	1.09	800	5.13	0.41	1.02	950	3.87	0.233	0.455	1300	3.73	0.22	0.344
450	5.00	0.39	1.36	850	5.45	0.46	1.13	1000	4.07	0.257	0.500	1400	4.01	0.25	0.395
500	5.55	0.48	1.66	900	5.77	0.52	1.27	1100	4.48	0.311	0.600	1500	4.30	0.29	0.450
600	6.66	0.69	2.34	950	6.10	0.58	1.42	1200	4.88	0.370	0.703	1600	4.59	0.33	0.509
650	7.21	0.81	2.72	1000	6.41	0.64	1.56	1300	5.29	0.435	0.818	1700	4.87	0.37	0.572
700	7.77	0.94	3.13	1100	7.05	0.77	1.87	1400	5.70	0.505	0.94	1800	5.16	0.41	0.636
750	8.32	1.08	3.59	1200	7.70	0.92	2.20	1500	6.10	0.579	1.07	1900	5.45	0.46	0.704
800	8.88	1.23	4.03	1300	8.34	1.08	2.56	1600	6.51	0.659	1.21	2000	5.73	0.51	0.776
850	9.43	1.39	4.50	1400	8.98	1.25	2.95	1700	6.92	0.743	1.36	2100	6.01	0.56	0.853
900	9.99	1.55	5.05	1500	9.62	1.44	3.37	1800	7.32	0.835	1.52	2200	6.29	0.61	0.936
950	10.55	1.73	5.61	1600	10.3	1.64	3.82	1900	7.73	0.930	1.68	2500	7.17	0.80	1.187
1000	11.10	1.92	6.17	1700	10.9	1.85	4.29	2000	8.14	1.030	1.86	3000	8.60	1.15	1.68
1100	12.20	2.32	7.41	1800	11.5	2.07	4.79	2100	8.55	1.135	2.05	3500	10.0	1.56	2.25
1200	13.30	2.76	8.76	1900	12.2	2.31	5.31	2200	8.94	1.240	2.25	4000	11.5	2.04	2.92
1300	14.40	3.24	10.2	2000	12.8	2.56	5.86	2500	10.2	1.62	2.86	4500	12.9	2.59	3.65
1400	15.50	3.76	11.8	2100	13.5	2.83	6.43	3000	12.2	2.31	4.06	5000	14.3	3.19	4.47
1500	16.70	4.31	13.5	2200	14.1	3.08	7.02	3500	14.2	3.14	5.40	6000	17.2	4.60	6.39
1600	17.80	4.91	15.4	2500	16.0	4.00	8.90	4000	16.3	4.12	7.07	7000	20.1	6.26	8.63
1700	18.90	5.54	17.3	3000	19.2	5.75	12.8	4500	18.3	5.20	8.91	8000	22.9	8.17	11.20
1800	20.00	6.21	19.4	3500	22.4	7.84	17.5	5000	20.3	6.42	11.00	9000	25.8	10.3	14.10
1900	21.10	6.92	21.6	4000	25.7	10.2	22.6	6000	24.4	9.29	15.90				
2000	22.20	7.67	23.8												

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 (ต่อ)

14" 13.126" inside dia.				16" 15.000" inside dia.				18" 16.876" inside dia.				20" 18.814" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h _f feet
1000	2.37	0.09	0.131	1400	2.54	0.10	0.127	1800	2.58	0.10	0.114	2000	2.31	0.08	0.0812
1100	2.61	0.11	0.157	1500	2.72	0.12	0.14	1900	2.73	0.12	0.126	2500	2.89	0.13	0.123
1200	2.85	0.13	0.185	1600	2.90	0.13	0.163	2000	2.87	0.13	0.139	3000	3.46	0.19	0.174
1300	3.08	0.15	0.215	1700	3.09	0.15	0.183	2500	3.59	0.20	0.211	3500	4.04	0.25	0.232
1400	3.32	0.17	0.247	1800	3.27	0.17	0.203	3000	4.30	0.29	0.297	4000	4.62	0.33	0.298
1500	3.56	0.20	0.281	1900	3.45	0.19	0.225	3500	5.02	0.39	0.397	4500	5.19	0.42	0.372
1600	3.79	0.22	0.317	2000	3.63	0.21	0.248	4000	5.74	0.51	0.511	5000	5.77	0.52	0.455
1700	4.03	0.25	0.355	2500	4.54	0.32	0.377	4500	6.45	0.65	0.639	6000	6.92	0.75	0.645
1800	4.27	0.28	0.395	3000	5.45	0.46	0.535	5000	7.17	0.80	0.781	7000	8.08	1.01	0.862
1900	4.50	0.32	0.438	3500	6.35	0.63	0.718	6000	8.61	1.15	1.11	8000	9.23	1.32	1.11
2000	4.74	0.35	0.483	4000	7.26	0.82	0.921	7000	10.0	1.57	1.49	9000	10.39	1.68	1.39
2500	5.93	0.55	0.738	4500	8.17	1.04	1.15	8000	11.5	2.05	1.93	10000	11.5	2.07	1.70
3000	7.11	0.79	1.04	5000	9.08	1.28	1.41	9000	12.9	2.59	2.42	11000	12.7	2.51	2.05
3500	8.30	1.07	1.40	6000	10.9	1.84	2.01	10000	14.3	3.20	2.97	12000	13.8	2.98	2.44
4000	9.48	1.40	1.81	7000	12.7	2.51	2.69	11000	15.8	3.89	3.57	13000	15.0	3.50	2.86
4500	10.7	1.78	2.27	8000	14.5	3.28	3.49	12000	17.2	4.60	4.21	14000	16.2	4.08	3.29
5000	11.9	2.18	2.78	9000	16.3	4.15	4.38	13000	18.6	5.37	4.89	15000	17.3	4.65	3.75
6000	14.2	3.14	3.95	10000	18.2	5.12	5.38	14000	20.1	6.27	5.69	16000	18.5	5.30	4.26
7000	16.6	4.28	5.32	11000	20.0	6.22	6.50	15000	21.5	7.18	6.50	18000	20.8	6.71	5.35
8000	19.0	5.59	6.90	12000	21.8	7.38	7.69	16000	22.9	8.19	7.41	20000	32.1	8.28	6.56
9000	21.3	7.08	8.70	13000	23.6	8.66	8.95	18000	25.8	10.36	9.33	22000	25.4	10.02	7.91
10000	23.7	8.74	10.7	14000	25.4	10.04	10.40	20000	28.7	12.8	11.5	24000	27.7	11.9	9.39
11000	26.0	10.55	12.9	15000	27.2	11.50	11.90								
12000	28.5	12.60	15.2	16000	29.0	13.10	13.50								

ตารางภาคผนวกที่ 1.1 (ต่อ)

24" 22.626" inside dia.				30" 29.000" inside dia.			
U.S. Per Gals. Min.	f' vel. f.p.s.	vel. h ₁ /2g head feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f' f.p.s.	vel. head h ₁ /2g feet	frict. loss h _f feet
3000	2.39	0.09	0.070	5000	2.43	0.09	0.053
3500	2.79	0.12	0.093	6000	2.91	0.13	0.075
4000	3.19	0.16	0.120	7000	3.40	0.18	0.100
4500	3.59	0.20	0.149	8000	3.89	0.24	0.129
5000	3.99	0.25	0.181	9000	4.37	0.30	0.161
6000	4.79	0.36	0.257	10000	4.86	0.37	0.196
7000	5.59	0.49	0.343	11000	5.35	0.44	0.237
8000	6.38	0.63	0.441	12000	5.83	0.53	0.277
9000	7.18	0.80	0.551	13000	6.31	0.62	0.320
10000	7.98	0.99	0.671	14000	6.80	0.72	0.371
11000	8.78	1.20	0.810	15000	7.28	0.83	0.426
12000	9.58	1.42	0.959	16000	7.77	0.94	0.478
13000	10.4	1.68	1.12	17000	8.25	1.06	0.538
14000	11.2	1.94	1.29	18000	8.74	1.19	0.598
15000	12.0	2.24	1.48	19000	9.21	1.32	0.661
16000	12.8	2.53	1.67	20000	9.71	1.47	0.732
17000	13.6	2.88	1.88	25000	12.1	2.29	1.13
18000	14.4	3.21	2.10	30000	14.6	3.30	1.61
19000	15.2	3.59	2.33	35000	17.0	4.49	2.17
20000	16.0	3.96	2.58	40000	19.4	5.87	2.83
25000	20.0	6.20	4.04	45000	21.9	7.42	3.56
30000	23.9	8.91	5.68	50000	24.3	9.17	4.38
35000	27.9	12.20	7.73	60000	29.1	13.2	6.23

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 การเสียดสีในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย หน่วยเป็นเมตรต่อความยาว 100 เมตร หรือฟุตต่อความยาวต่อ 100 ฟุต

3" 3" inside dia.				4" 4" inside dia.				6" 6" inside dia.				8" 8" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet
50	2.27	0.08	0.83	90	2.30	0.08	0.59	200	2.27	0.08	0.35	400	2.55	0.10	0.30
60	2.72	0.12	1.17	100	2.55	0.10	0.72	220	2.50	0.10	0.42	450	2.87	0.13	0.38
70	3.18	0.16	1.56	120	3.06	0.15	1.03	240	2.72	0.12	0.49	500	3.19	0.16	0.46
80	3.63	0.21	2.02	140	3.57	0.20	1.38	260	2.95	0.14	0.57	550	3.51	0.19	0.56
90	4.08	0.26	2.55	160	4.08	0.26	1.78	280	3.18	0.16	0.66	600	3.83	0.23	0.66
100	4.54	0.32	3.10	180	4.60	0.33	2.24	300	3.40	0.18	0.75	700	4.47	0.31	0.88
120	5.45	0.46	4.40	200	5.11	0.41	2.74	350	3.97	0.25	1.01	800	5.11	0.41	1.14
140	6.35	0.63	5.93	220	5.62	0.49	3.28	400	4.55	0.32	1.30	900	5.74	0.51	1.44
160	7.26	0.82	7.71	240	6.13	0.58	3.88	450	5.11	0.41	1.64	1000	6.38	0.63	1.76
180	8.17	1.04	9.73	260	6.64	0.69	4.54	500	5.67	0.50	2.02	1200	7.66	0.91	2.53
200	9.08	1.28	11.90	280	7.15	0.79	5.25	550	6.24	0.61	2.42	1400	8.93	1.24	3.40
220	9.98	1.55	14.30	300	7.66	0.91	6.03	600	6.81	0.72	2.84	1600	10.20	1.62	4.45
240	10.90	1.85	17.00	350	8.94	1.25	8.22	700	7.94	0.98	3.87	1800	11.50	2.05	5.58
260	11.80	2.17	19.80	400	10.20	1.62	10.70	800	9.08	1.28	5.06	2000	12.80	2.53	6.84
280	12.70	2.51	22.80	450	11.50	2.05	13.40	900	10.20	1.62	6.34	2200	14.00	3.05	8.26
300	13.60	2.88	26.10	500	12.80	2.53	16.60	1000	11.30	2.00	7.73	2500	15.90	3.96	10.60
350	15.90	3.93	35.70	550	14.00	3.05	19.90	1200	13.60	2.88	11.20	3000	19.10	5.70	16.20
400	18.20	5.12	46.80	600	15.30	3.65	23.60	1400	15.90	3.92	15.10	3500	22.30	7.77	20.70
450	20.50	6.50	59.70	700	17.90	4.96	32.10	1600	18.20	5.12	19.80	4000	25.50	10.10	27.00
500	22.70	8.00	72.30	800	20.40	6.48	41.60	1800	20.40	6.48	24.80	4500	28.70	12.80	34.20
550	25.00	9.73	87.70	900	23.00	8.20	52.30	2000	22.70	8.00	30.50				
600	27.20	11.50	102.00	1000	25.50	10.10	64.20	2200	25.00	9.73	37.00				
				1200	30.60	14.60	92.80	2500	28.40	12.50	47.10				

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 (ต่อ)

10" 10" inside dia.				12" 12" inside dia.				14" 14" inside dia.				16" 16" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h, feet
600	2.45	0.09	0.21	800	2.27	0.08	0.15	1200	2.50	0.10	0.15	1400	2.23	0.08	0.11
700	2.86	0.13	0.29	900	2.55	0.10	0.18	1400	2.92	0.13	0.20	1600	2.55	0.10	0.13
800	3.27	0.17	0.37	1000	2.84	0.13	0.22	1600	3.33	0.17	0.25	1800	2.87	0.13	0.16
900	3.68	0.21	0.46	1200	3.40	0.18	0.32	1800	3.75	0.22	0.32	2000	3.19	0.16	0.20
1000	4.09	0.26	0.57	1400	3.97	0.25	0.43	2000	4.17	0.27	0.39	2200	3.51	0.19	0.24
1200	4.90	0.37	0.81	1600	4.54	0.32	0.55	2200	4.59	0.33	0.47	2400	3.83	0.23	0.29
1400	5.72	0.51	1.09	1800	5.11	0.41	0.70	2400	5.00	0.39	0.56	2600	4.15	0.27	0.33
1600	6.54	0.66	1.42	2000	5.67	0.50	0.86	2600	5.42	0.46	0.65	2800	4.47	0.31	0.38
1800	7.35	0.84	1.78	2200	6.24	0.61	1.03	2800	5.83	0.53	0.75	3000	4.79	0.36	0.44
2000	8.17	1.04	2.17	2400	6.81	0.72	1.22	3000	6.25	0.61	0.86	3200	5.11	0.41	0.49
2200	8.99	1.26	2.64	2600	7.38	0.85	1.43	3200	6.67	0.69	0.97	3400	5.42	0.46	0.55
2400	9.80	1.49	3.12	2800	7.94	0.98	1.65	3400	7.08	0.78	1.10	3600	5.74	0.51	0.62
2600	10.60	1.75	3.63	3000	8.51	1.13	1.88	3600	7.50	0.87	1.22	3800	6.06	0.57	0.68
2800	11.40	2.03	4.18	3200	9.08	1.28	2.13	3800	7.92	0.97	1.35	5000	6.38	0.63	0.75
3000	12.30	2.33	4.79	3400	9.65	1.45	2.41	4000	8.34	1.08	1.50	4500	7.18	0.80	0.95
3200	13.10	2.66	5.47	3600	10.20	1.62	2.70	4500	9.38	1.37	1.88	5000	7.98	0.99	1.17
3400	13.90	3.00	6.18	3800	10.80	1.81	3.00	5000	10.40	1.69	2.30	5500	8.78	1.20	1.41
3600	14.70	3.36	6.91	4000	11.30	2.00	3.31	5500	11.50	2.04	2.79	6000	9.57	1.42	1.66
3800	15.50	3.74	7.68	4500	12.80	2.53	4.18	6000	12.50	2.43	3.31	6500	10.40	1.67	1.95
4000	16.30	4.15	8.50	5000	14.20	3.12	5.13	6500	13.60	2.86	3.89	7000	11.20	1.94	2.26
4500	18.40	5.25	10.70	5500	15.60	3.78	6.17	7000	14.60	3.30	4.50	8000	12.80	2.53	2.96
5000	20.40	6.48	13.20	6000	17.00	4.50	7.30	8000	16.70	4.32	5.87	9000	14.40	3.20	3.73
5500	22.50	7.85	15.90	6500	18.40	5.28	8.55	9000	18.80	5.47	7.42	10000	16.00	3.96	4.57
6000	24.50	9.43	18.90	7000	19.90	6.13	9.92	10000	20.80	6.75	9.15	12000	19.00	5.70	6.52
6500	26.60	11.00	22.20	8000	22.70	8.00	13.00	12000	25.00	9.72	13.00	14000	22.30	7.75	8.81
7000	28.60	12.70	25.80	9000	25.50	10.10	16.40	14000	29.20	13.20	17.60	16000	25.50	10.10	11.50
8000	32.70	16.60	33.60	10000	28.40	12.50	20.20					18000	28.70	12.80	14.60

ตารางภาคผนวกที่ 1.2 (ต่อ)

18" 18" inside dia				20" 20" inside dia.				24" 24" inside dia.				30" 30" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet
2500	3.15	0.15	0.166	2500	2.55	0.10	0.0998	3500	2.48	0.10	0.0759	5000	2.27	0.08	0.0488
3000	3.78	0.22	0.240	3000	3.06	0.15	0.140	4000	2.84	0.13	0.098	6000	2.72	0.12	0.069
3500	4.41	0.30	0.326	3500	3.57	0.20	0.188	4500	3.19	0.16	0.122	7000	3.18	0.16	0.092
4000	5.04	0.40	0.415	4000	4.08	0.26	0.243	5000	3.55	0.20	0.149	8000	3.63	0.21	0.119
4500	5.67	0.50	0.525	4500	4.59	0.33	0.306	6000	4.26	0.28	0.211	9000	4.08	0.26	0.149
5000	6.30	0.62	0.645	5000	5.11	0.41	0.376	7000	4.96	0.38	0.284	10000	4.54	0.32	0.183
6000	7.56	0.89	0.920	6000	6.13	0.58	0.533	8000	5.67	0.50	0.368	12000	5.45	0.46	0.260
7000	8.83	1.21	1.240	7000	7.15	0.79	0.721	9000	6.38	0.63	0.464	14000	6.35	0.63	0.351
8000	10.09	1.84	1.610	8000	8.17	1.04	0.935	10000	7.09	0.78	0.571	16000	7.26	0.82	0.455
9000	11.30	1.99	2.020	9000	9.19	1.31	1.18	12000	8.51	1.13	0.816	18000	8.17	1.04	0.572
10000	12.60	2.47	2.480	10000	10.20	1.62	1.45	14000	9.93	1.53	1.11	20000	9.08	1.28	0.703
12000	15.10	3.55	3.560	12000	12.30	2.33	2.07	16000	11.35	2.00	1.43	22000	10.00	1.55	0.856
14000	17.70	4.84	4.850	14000	14.30	3.18	2.80	18000	12.76	2.53	1.80	24000	10.90	1.84	1.01
16000	20.20	6.32	6.340	16000	16.30	4.15	3.66	20000	14.20	3.13	2.21	26000	11.80	2.16	1.17
18000	22.70	8.00	8.020	18000	18.40	5.25	4.62	22000	15.60	3.78	2.67	28000	12.70	2.50	1.34
20000	25.20	9.88	9.880	20000	20.40	6.48	5.67	24000	17.00	4.50	3.16	30000	13.60	2.88	1.57
22000	27.70	12.00	11.900	22000	22.50	7.84	6.85	26000	18.40	5.28	3.71	35000	15.90	3.92	2.13
				24000	24.50	9.33	8.13	28000	19.80	6.10	4.30	40000	18.20	5.12	2.77
				26000	26.50	10.95	9.54	30000	21.30	7.03	4.97	45000	20.40	6.48	3.50
				28000	28.50	12.64	11.05	35000	24.90	9.58	6.78	50000	22.70	8.00	4.30
				30000	30.60	14.60	12.70	40000	28.40	12.50	8.75	60000	27.20	11.50	6.19

ตารางภาคผนวกที่ 1.3 การเสียดทานในอุปกรณ์ของระบบท่อ เทียบให้เป็นความยาวของท่อตรง มีหน่วยเป็นฟุต

FITTINGS			PIPE SIZE																					
			1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	
	REGULAR 90° ELL	SCREWED	STEEL	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11.0	13.0										
		C.I.											9.0	11.0										
	LONG RADIUS 90° ELL	FLANGED	STEEL			.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12.0	14.0	17.0	18.0	21.0	23.0	25.0	30.0
		C.I.											3.6	4.8		7.2	9.8	12.0	15.0	17.0	19.0	22.0	24.0	28.0
	REGULAR 45° ELL	SCREWED	STEEL	1.5	2.0	2.2	2.3	2.7	3.2	3.4	3.6	3.6	4.0	4.6										
		C.I.											3.3	3.7										
	LONG RADIUS 45° ELL	FLANGED	STEEL			1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10.0	11.0	12.0	14.0
		C.I.											2.8	3.4		4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11.0	11.0	13.0
	TEE-LINE FLOW	SCREWED	STEEL	.34	.52	.71	.92	1.3	1.7	2.1	2.7	3.2	4.0	5.5										
		C.I.											3.3	4.5										
	TEE-BRANCH FLOW	FLANGED	STEEL			.45	.59	.81	1.1	1.3	1.7	2.0	2.6	3.5	4.5	5.6	7.7	9.0	11.0	13.0	15.0	16.0	18.0	22.0
		C.I.											2.1	2.9		4.5	6.3	8.1	9.7	12.0	13.0	15.0	17.0	20.0
	180° RETURN BEND	SCREWED	STEEL	.79	1.2	1.7	2.4	3.2	4.6	5.6	7.7	9.3	12.0	17.0										
		C.I.											9.9	14.0										
	LONG RAD. FLANGED	FLANGED	STEEL			.69	.82	1.0	1.3	1.5	1.8	1.9	2.2	2.8	3.3	3.8	4.7	5.2	6.0	6.4	7.2	7.6	8.2	9.6
		C.I.											1.9	2.2		3.1	3.9	4.6	5.2	5.9	6.5	7.2	7.7	8.8
	REG. FLANGED	SCREWED	STEEL	2.4	3.5	4.2	5.3	6.6	8.7	9.9	12.0	13.0	17.0	21.0										
		C.I.											14.0	17.0										
	LONG RAD. FLANGED	FLANGED	STEEL			2.0	2.6	3.3	4.4	5.2	6.6	7.5	9.4	12.0	15.0	18.0	24.0	30.0	34.0	37.0	43.0	47.0	52.0	62.0
		C.I.											7.7	10.0		15.0	20.0	25.0	30.0	35.0	39.0	44.0	49.0	57.0
	REG. FLANGED	SCREWED	STEEL	2.3	3.1	3.6	4.4	5.2	6.6	7.4	8.5	9.3	11.0	13.0										
		C.I.											9.0	11.0										
	LONG RAD. FLANGED	FLANGED	STEEL			.92	1.2	1.6	2.1	2.4	3.1	3.6	4.4	5.9	7.3	8.9	12.0	14.0	17.0	18.0	21.0	23.0	25.0	30.0
		C.I.											3.6	4.8		7.2	9.8	12.0	15.0	17.0	19.0	22.0	24.0	28.0
	LONG RAD. FLANGED	FLANGED	STEEL			1.1	1.3	1.6	2.0	2.3	2.7	2.9	3.4	4.2	5.0	5.7	7.0	8.0	9.0	9.4	10.0	11.0	12.0	14.0
		C.I.											2.8	3.4		4.7	5.7	6.8	7.8	8.6	9.6	11.0	11.0	13.0

ตารางภาคผนวกที่ 1.3 (ต่อ)

FITTINGS			PIPE SIZE																				
			1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24
	SCREWED	STEEL	21.0	22.0	22.0	24.0	29.0	37.0	42.0	54.0	62.0	79.0	110.0										
		C. I.										65.0	86.0										
	FLANGED	STEEL			38.0	40.0	45.0	54.0	59.0	70.0	77.0	94.0	120.0	150.0	190.0	260.0	310.0	390.0					
		C. I.										77.0	99.0		150.0	210.0	270.0	330.0					
	SCREWED	STEEL	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5										
		C. I.										1.6	2.0										
	FLANGED	STEEL								2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
		C. I.										2.3	2.4		2.6	2.7	2.8	2.9	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0
	SCREWED	STEEL	12.8	15.0	15.0	15.0	17.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0										
		C. I.										15.0	15.0										
	FLANGED	STEEL			15.0	15.0	17.0	18.0	18.0	21.0	22.0	28.0	38.0	50.0	63.0	90.0	120.0	140.0	160.0	190.0	210.0	240.0	300.0
		C. I.										23.0	31.0		52.0	74.0	98.0	120.0	150.0	170.0	200.0	230.0	280.0
	SCREWED	STEEL	7.2	7.3	8.0	8.8	11.0	13.0	15.0	19.0	22.0	27.0	38.0										
		C. I.										22.0	31.0										
	FLANGED	STEEL			3.8	5.3	7.2	10.0	12.0	17.0	21.0	27.0	38.0	50.0	63.0	90.0	120.0	140.0					
		C. I.										22.0	31.0		52.0	74.0	98.0	120.0					
	SCREWED	STEEL	.14	.18	.21	.24	.29	.36	.39	.45	.47	.53	.65										
		C. I.										.44	.52										
	BELL MOUTH INLET	STEEL	.04	.07	.10	.13	.18	.26	.31	.43	.52	.67	.95	1.3	1.6	2.3	2.9	3.5	4.0	4.7	5.3	6.1	7.6
		C. I.										.56	.77		1.3	1.9	2.4	3.0	3.6	4.3	5.0	5.7	7.0
	SQUARE MOUTH INLET	STEEL	.44	.68	.96	1.3	1.8	2.6	3.1	4.3	5.2	6.7	9.5	13.0	16.0	23.0	29.0	35.0	40.0	47.0	53.0	61.0	76.0
		C. I.										5.5	7.7		13.0	19.0	24.0	30.0	36.0	43.0	50.0	57.0	70.0
	RE-ENTRANT PIPE	STEEL	.88	1.4	1.9	2.6	3.6	5.1	6.2	8.5	10.0	13.0	19.0	25.0	32.0	45.0	58.0	70.0	80.0	95.0	110.0	120.0	150.0
		C. I.										11.0	15.0		26.0	37.0	49.0	61.0	73.0	86.0	100.0	110.0	140.0
SUDDEN ENLARGEMENT			$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$ FEET OF FLUID; IF $V_2 = 0$ $h = \frac{V_1^2}{2g}$ FEET OF FLUID																				

ตารางภาคผนวกที่ 1.4 แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการชันสูงสุด และโมเมนต์บิดที่ใช้ในการชัน
สลักเกลียวปกติและแบบคอด

(ก) สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา

เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN						โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm					
		ตามชั้นความลึกต่าง ๆ						ตามชั้นความลึกต่าง 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	3.0	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	4.2	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	7.7	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	12.3	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	18.0	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	24.6	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	34.0	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	41.0	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	55.0	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 1.4 (ต่อ) แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการขันสูงสุด และ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการ
ขันสลักเกลียวปกติและแบบคอด

(ก) ต่อ สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา

เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ						โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm ตามชั้นคุณสมบัติต่าง 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
M22	1	53.00	66.0	119.00	141.00	199.00	239.00	202.0	260.0	465.0	550.0	780.0	930.0
	2	-	-	-	93.50	132.00	158.00	-	-	-	365.0	520.0	620.0
	3	-	-	-	145.00	205.00	245.00	-	-	-	510.0	720.0	870.0
M24	1	61.00	76.0	138.00	164.00	230.00	276.00	265.0	330.0	600.0	710.0	1000.0	1200.0
	2	-	-	-	106.00	149.00	179.00	-	-	-	460.0	650.0	780.0
	3	-	-	-	169.00	237.00	284.00	-	-	-	660.0	930.0	1100.0

(ข) สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา

เกลียว	แถว	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ			โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ		
		8.8	10.9	12.9	8.8	10.9	12.9
M8x1	1	18.1	25.5	30.6	27	38	45
	2	11.2	15.7	18.9	17	23	28
	3	18.6	26.2	31.5	25	35	42
M10x1.25	1	28.3	39.8	47.7	52	73	88
	2	17.6	24.8	29.8	33	46	55
	3	29.1	40.9	49.1	49	68	82
M12x1.25	1	43.3	61.0	73.0	95	135	160
	2	28.1	39.5	47.4	61	86	105
	3	44.6	62.5	75.0	88	125	150
M12x1.5	1	40.7	57.0	68.5	90	125	150
	2	25.7	36.1	43.4	57	80	96
	3	41.9	59.0	70.5	83	115	140
M16x1.5	1	79.0	111.0	133.0	225	315	380
	2	53.0	74.0	89.0	150	210	255
	3	81.5	114.0	137.0	210	295	350
M20x1.5	1	130.0	183.0	220.0	460	640	770
	2	90.0	127.0	152.0	315	445	530
	3	134.0	189.0	226.0	425	600	720
M24x2	1	183.0	257.0	309.0	780	1100	1300
	2	125.0	176.0	212.0	530	750	900
	3	188.0	265.0	318.0	720	1000	1200

ตารางภาคผนวกที่ 1.4 (ต่อ) แรงดึงในแนวแกนเนื่องจากการชันสูงสุด และ โมเมนต์บิดที่ใช้ในการ
ชันสลักเกลียวปกติและแบบคอด

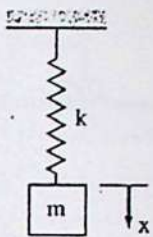
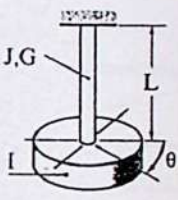
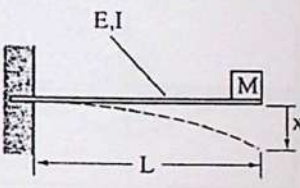
(๗) ค่อ สลักเกลียวตามมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา

เกลียว	ค่อ	แรงดึงในแนวแกน F_t เป็น kN ตามชั้นคุณสมบัติต่าง ๆ						โมเมนต์บิดที่ใช้ในการขัน T เป็น Nm ตามชั้นคุณสมบัติต่าง 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
M22	1	53.00	66.0	119.00	141.00	199.00	239.00	202.0	260.0	465.0	550.0	780.0	930.0
	2	-	-	-	93.50	132.00	158.00	-	-	-	365.0	520.0	620.0
	3	-	-	-	145.00	205.00	245.00	-	-	-	510.0	720.0	870.0
M24	1	61.00	76.0	138.00	164.00	230.00	276.00	265.0	330.0	600.0	710.0	1000.0	1200.0
	2	-	-	-	106.00	149.00	179.00	-	-	-	460.0	650.0	780.0
	3	-	-	-	169.00	237.00	284.00	-	-	-	660.0	930.0	1100.0

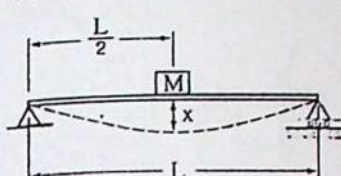
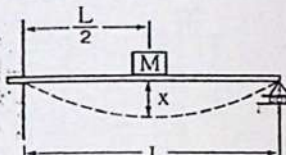
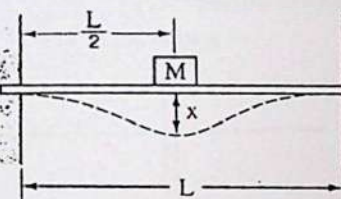
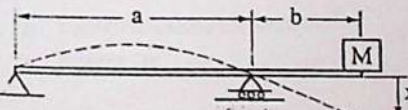
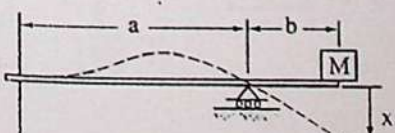
ตารางภาคผนวกที่ 1.5 ค่าคงที่ทางกายภาพของวัสดุวิศวกรรมบางชนิด

วัสดุ	โมดูลัสความยืดหยุ่น E		โมดูลัสความแข็งแรง G		อัตราส่วน ปัวซอง V	น้ำหนักจำเพาะ w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb/ft ³	kN/m ³
Aluminum (all alloys)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Beryllium copper	18.0	124.0	7.00	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Brass	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Carbon steel	30.0	207.0	11.50	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Cast iron, gray	14.5	100.0	6.00	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Copper	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Douglas fir	1.6	11.0	0.60	4.1	0.330	0.016	28	4.3
Glass	6.7	46.2	2.70	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.00	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Lead	5.3	36.5	1.90	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesium	6.5	44.8	2.40	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molybdenum	48.0	331.0	17.00	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel metal	26.0	179.0	9.50	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Nickel silver	18.5	127.0	7.00	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Nickel steel	30.0	207.0	11.50	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Phosphor bronze	16.1	111.0	6.00	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Stainless steel (18-8)	27.6	190.0	10.60	73.1	0.305	0.280	484	76.0

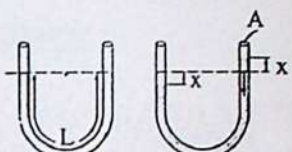
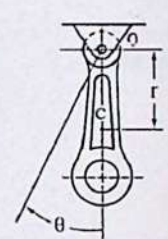
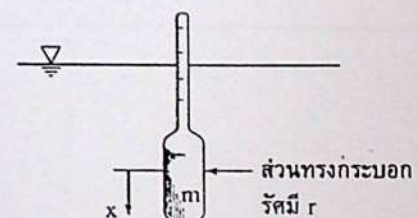
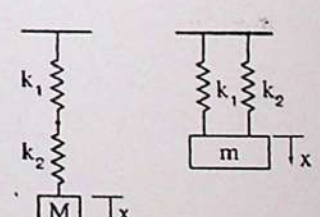
ตารางภาคผนวกที่ 1.6 ความถี่ธรรมชาติของการสั่นแกว่งของระบบที่ควรถราบ

ระบบ	สภาพสปริงตัวได้	สภาพต้านการเคลื่อนที่	ความถี่ธรรมชาติ (cps)
1. ระบบมวลติดสปริง 	k	m	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$
2. การบิดไปมาของล้อ 	$k_\theta = \frac{JG}{L}$	I	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{JG}{IL}}$
3. การสั่นขึ้นลงของมวลที่ปลายคานายึด 	$k_b = \frac{3EI}{L^3}$	M	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{ML^3}}$

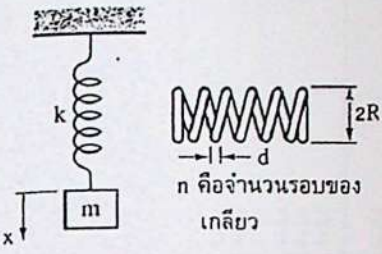
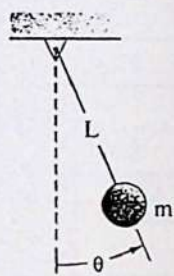
ตารางภาคผนวกที่ 1.6 (ต่อ) ความถี่ธรรมชาติของการสั่นแกว่งของระบบที่ควรทราบ

ระบบ	สภาพที่บังคับ	สภาพที่	ความถี่ธรรมชาติ (cps) f_n
4. การสั่นขึ้นลงของมวล M บนคานรองรับอย่างง่าย 	$k_b = \frac{48EI}{L^3}$	M	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{48EI}{ML^3}}$
5. การสั่นขึ้นลงของมวล M บนคานยื่น มีรองรับปลายคาน 	$k_b = \frac{768EI}{7L^3}$	M	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{768EI}{7ML^3}}$
6. การสั่นขึ้นลงของมวล M บนคานปลายยึดตรึง 	$k_b = \frac{192EI}{L^3}$	M	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{192EI}{ML^3}}$
7. การสั่นขึ้นลงของมวล M บนคานรองรับอย่างง่ายมีปลายยื่นเลย 	$k_b = \frac{3EI}{b^2(a+b)}$	M	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{Mb^2(a+b)}}$
8. การสั่นขึ้นลงของมวล M บนคานปลายยึดตรึงปลายยื่นเลย 	$k_b = \frac{24EI}{b^2(3a+8b)}$	M	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{24EI}{Mb^2(3a+8b)}}$

ตารางภาคผนวกที่ 1.6 (ต่อ) ความถี่ธรรมชาติของการสั่นแกว่งของระบบที่ควรทราบ

ระบบ	ค่าคงที่สปริงตัวใด	สภาวะความยาวการเคลื่อนที่	ความถี่ธรรมชาติ (cps)
9. การสั่นขึ้นลงของของเหลวในหลอดรูปตัว U ยาว L 	$k = 2g$	L	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2g}{L}}$
10. การสั่นแกว่งของก้านข้อต่อมวล m 	$k_\theta = mgr$	I_0	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{mgr}{I_0}}$
11. ไฮโดรมิเตอร์ลอยขึ้นลงในของเหลวที่มีความหนาแน่น ρ  ส่วนทรงกระบอก รัศมี r	$k = \pi^2 \rho g$	m	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi^2 \rho g}{m}}$
12. ค้อนนุกรมและค้อนขนานของสปริงติดมวล m 	ค้อนนุกรม $k_c = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$ ค้อนขนาน $k_c = k_1 + k_2$	m m	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 k_2}{m(k_1 + k_2)}}$ $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_1 + k_2)}{m}}$

ตารางภาคผนวกที่ 1.6 (ต่อ) ความถี่ธรรมชาติของการสั่นแกว่งของระบบที่ควรทราบ

ระบบ	สภาพที่จริงค่าได้	สภาพที่ ง่ายต่อการใช้	ความถี่ธรรมชาติ (cps)
13. การสั่นไปมาของมวลติดสปริง ขดเกลียว (helical spring)  $k = \frac{Gd^4}{64nR^3}$ n คือจำนวนรอบของ เกลียว		m	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Gd^4}{64nR^3m}}$
14. การแกว่งไปมาของมวล m ผูกเชือกยาว L 	$k_\theta = g$	L	$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L}}$

ตารางภาคผนวกที่ 1.7 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าไร้สนิมเหนียวบางชนิด

AISI Type	Tensile Strength, ksi			Yield Strength, ksi			Elong. in 2 in., %			Reduction of Area, %		Brinell Hardness BHN			Impact Strength, (Izod), ft-lb			Endurance Limit, ksi		Machinability (Based on BHN = 100)	Weldability
	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked	Hardened & Tempered	Annealed	Cold Worked		
Austenitic																					
302	85	110	-	35	75	-	60	35	-	70	60	115	240	-	110	-	-	34	-	55	ดีเลิศ
304	85	110	-	35	75	-	60	60	-	70	-	149	240	-	110	90	-	34	-	55	ดีเลิศ
316, 316L	85	-	-	45	-	-	50	-	-	65	-	179	-	-	90	-	-	-	-	50	ดีเลิศ
316L	85	90 ^d	-	30	60 ^d	-	60	45 ^d	-	70	65 ^d	149	190 ^d	-	110	-	-	38	40 ^d	50	ดีเลิศ
321	85	100 ^d	-	35	55 ^d	-	55	40 ^d	-	65	60 ^d	150	212 ^d	-	110	-	-	38	-	55	ดีเลิศ
347, 348	90	100 ^d	-	35	65 ^d	-	50	40 ^d	-	-	60 ^d	160	212 ^d	-	110	-	-	39	-	-	ดีเลิศ
Martensitic																					
403	73 ^A	-	110	42 ^A	-	85	30 ^A	-	23	70	-	155	-	225	90	-	75	40	-	Fair	พอใช้
410	70	100 ^b	110 ^b	40 ^A	85	85	40 ^A	17	23	70	60	155	205	225	90	80 ^A	75	40	-	55 ^C	พอใช้ ต้องระมัดระวัง
414	117 ^A	120 ^d	160 ^A	98 ^A	115 ^d	127 ^A	17 ^A	15 ^d	17 ^A	60	58 ^d	235	270 ^d	-	50	-	48 ^A	45	-	Fair	พอใช้ถ้ามีการให้ความร้อนก่อนและหลังการเชื่อม
416, 416Sc	75	100 ^C	110	40	85 ^C	85	30	13 ^C	18	60	55	155	205 ^e	230	70	20 ^A	25	40	53 ^C	80	ไม่แนะนำให้ใช้
420	95	105 ^d	230	50	85 ^d	195	25	17 ^d	8	55	50 ^d	195	215 ^d	500	-	-	10	40	-	45 ^C	พอใช้
431	125	130 ^d	165 ^A	95	110 ^d	125 ^A	20	15 ^d	17 ^A	55	35 ^d	260	270 ^d	338 ^A	50	-	40 ^A	45	-	45 ^C	พอใช้ถ้ามีการให้ความร้อนก่อนและหลังการเชื่อม
440 A,B,C	105	115 ^{b,d}	260	60	90 ^{b,d}	240	20	7 ^{b,d}	5	25 ^{b,d}	20	215	240 ^{b,d}	510	2	2 ^{b,d}	4	40	-	40	เชื่อมด้วยความระมัดระวังอย่างสูง
Ferritic																					
405	68 ^A	85	-	40	70	-	27 ^A	20	-	60	60	150	185	-	25 ^b	-	-	-	-	60	ดีเลิศสำหรับการเชื่อมแบบหลอมละลาย
430, 430F	75	83 ^A	-	43 ^A	63 ^A	-	27 ^A	20 ^A	-	62 ^A	60 ^A	155	212	-	-	-	-	40 ^b	46 ^b	Fair	พอใช้ แนะนำให้ถนอมเหล็กหลังการเชื่อม
446	83 ^A	85	-	53 ^A	70	-	23 ^A	20	-	45	45	163	183	-	2	-	-	47	-	Fair	พอใช้ แต่ต้องระมัดระวัง

ที่มา : 1970 Materials Selector, Reinhold Publishing Co., New York. ASME Handbook: Metal Properties, McGraw-Hill, 1964.

a ค่าเฉลี่ย

d แกลนนิคและรีดเย็น

b ค่าต่ำสุด

e เหนียวและรีดเย็น

c ทนไฟ 200-220 BHN

ตารางภาคผนวกที่ 1.8 ความขรุขระเฉลี่ยของผนังท่อใหม่

ชนิดของท่อ	ϵ เป็นฟุต	ϵ เป็น มม.
ท่อแก้ว ท่อรีดจากทองเหลือง ทองแดง และตะกั่ว	เรียบ	เรียบ
ท่อเหล็กเหนียว	1.5×10^{-4}	0.045
ท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย	4.0×10^{-4}	0.120
ท่อเหล็กชุบสังกะสี	5.0×10^{-4}	0.150
ท่อเหล็กหล่อธรรมดา	8.5×10^{-4}	0.260
ท่อไม้	2.0×10^{-3}	0.610
ท่อคอนกรีต	4.0×10^{-3}	1.220
ท่อเหล็กม้วนต่อด้วยหมุดย้ำ	6.0×10^{-3}	1.830
ท่อโลหะถูกฟูก	0.10 – 0.20	30.0 – 60.0
อุโมงค์ขนาดใหญ่ ตัดด้วยคอนกรีต หรือเหล็ก	0.002 – 0.004	0.60 – 1.20
อุโมงค์ที่เจาะด้วยการระเบิดหิน	1.0 – 2.0	300 – 600

ตารางภาคผนวกที่ 1.9 ค่าสัมประสิทธิ์ C ของสูตร Hazen-Williams สำหรับท่อชนิดต่าง ๆ

ชนิดของท่อ	C
ท่อซีเมนต์ไยหิน	140
ท่อทองเหลือง	130-140
ท่ออิฐก่อ	100
ท่อเหล็กหล่อ	
ใหม่ และไม่ดัด	130
เก่า และไม่ดัด	40-120
ดัดด้วยซีเมนต์	130-150
ดัดด้วยสีน้ำมันดิน	140-150
ทาด้วยน้ำมันดิน	115-135
ท่อคอนกรีต หรือดัดด้วยคอนกรีต	
หล่อด้วยแบบเหล็ก	140
หล่อด้วยแบบไม้	120
หล่อโดยการหมุนด้วยแรงเหวี่ยง	135
ท่อทองเหลือง	130-140
สายดับเพลิง (ดัดด้วยยาง)	135
ท่อเหล็กชุบสังกะสี	120
ท่อแก้ว	140
ท่อตะกั่ว	130-140
ท่อพลาสติก	140-150
ท่อเหล็กเหนียว	
ดัดด้วยสีน้ำมันดิน	145-150
ใหม่ ไม่ดัด	140-150
ม้วนต่อด้วยหมุดย้ำ	110
ท่อดินบุก	130
ท่อดินเหนียว	100-140

ตารางภาคผนวกที่ 1.10 ตัวอย่างตารางแสดงค่าการเสียดทานสำหรับการไหลในท่อเหล็กเหนียวขนาด 6 นิ้ว

6"							
6.065" inside dia.							
U.S.		vel.	Frict.	U.S.		vel.	Frict.
Gals.	Vel.	Head	loss	Gals.	Vel.	Head	loss
Per	v	$v^2/2g$	h_f	Per	v	$v^2/2g$	h_f
Min.	f.p.s.	feet	feet	Min.	f.p.s.	feet	feet
200	2.22	0.08	0.30	800	8.88	1.23	4.03
220	2.44	0.09	0.357	850	9.43	1.39	4.50
240	2.66	0.11	0.419	900	9.99	1.55	5.05
260	2.89	0.13	0.487	950	10.55	1.73	5.61
280	3.11	0.15	0.56	1000	11.10	1.92	6.17
300	3.33	0.17	0.637	1100	12.20	2.32	7.41
350	3.89	0.24	0.851	1200	13.30	2.76	8.76
400	4.44	0.31	1.09	1300	14.40	3.24	10.2
450	5.00	0.39	1.36	1400	15.50	3.76	11.8
500	5.55	0.48	1.66	1500	16.70	4.31	13.5
600	6.66	0.69	2.34	1600	17.80	4.91	15.4
650	7.21	0.81	2.72	1700	18.90	5.54	17.3
700	7.77	0.94	3.13	1800	20.00	6.21	19.4
750	8.32	1.08	3.59	1900	21.10	6.92	21.6
				2000	22.20	7.67	23.8

ตารางภาคผนวกที่ 1.11 ตัวคูณสำหรับปรับแก้ค่าเสถียรภาพ

ชนิดท่อ	ตัวคูณปรับแก้
ท่ออ่อน คาคภายในด้วยยาง	0.72
-ท่อซีเมนต์ หล่อโดยการหมุนด้วยแรงเหวี่ยง	0.76
ท่อคาคด้วยสีน้ำมันดิน	0.76
ท่อส่งน้ำอะลูมิเนียม	0.81
ท่อทองแดงหรือทองเหลือง	0.86
ท่อเหล็กเหนียว ไม่มีตะเข็บ	0.86
ท่อแก้ว	0.86
ท่อเหล็กเหนียว (Schedule 40 หรือ Wrought iron)	1.00
ท่อไม้	1.15
ท่อเหล็กหล่อ	1.22
ท่อดินเหนียว	1.36
ท่อเหล็กเหนียวม้วนเกลียวต่อด้วยหมุดย้ำ	
- เหลี่ยมรอยต่อตามน้ำ	1.40
- เหลี่ยมรอยต่อด้านน้ำ	1.70

ตารางภาคผนวกที่ 1.12 อัตราส่วน K/E สำหรับการไหลของน้ำในท่อที่ทำด้วยวัสดุต่าง ๆ

วัสดุที่ใช้ทำท่อ	K/E
เหล็กแผ่น	0.010
เหล็กหล่อ	0.025
คอนกรีต	0.100
ไม้	0.020
ซีเมนต์ไยหิน	0.088

ตารางภาคผนวกที่ 1.13 ค่าความปลอดภัย

ชนิดของแรง	เหล็กเหนียวและโลหะเหนียว		เหล็กหล่อและโลหะเปราะ
	N_y	N_u -	N_u
แรงยู่หนึ่ง	1.5-2	3-4	5-6
แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือ แรงกระแทกเล็กน้อย	3	6	7-8
แรงซ้ำสองทิศทางหรือ แรงกระแทกเล็กน้อย	4	8	10-12
แรงกระแทกอย่างหนัก	5-7	10-15	15-20

ตารางภาคผนวกที่ 1.15 ความเค้นพิสูจน์ของแป้นเกลียว

ชั้นคุณสมบัติ	4	5	6	8	10	12	14
ความเค้นพิสูจน์ (N/mm ²)	400	500	600	800	1000	1200	1400

ตารางภาคผนวกที่ 1.16 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับเกลียว K_f

วัสดุชั้นคุณสมบัติ	ชั้นรูปโคยวิธีรีด	ชั้นรูปโคยวิธีดัด	มีฟิลเลต
3.6 ถึง 5.8	2.2	2.8	2.1
6.6 ถึง 10.9	3.0	3.8	2.3

ตารางภาคผนวกที่ 1.17 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายโดยประมาณ

วัสดุ	สัมประสิทธิ์ความเสียหาย			
	สถิติ		เลื่อน	
	แห้ง	เปียก	แห้ง	เปียก
เหล็กกล้ากับเหล็กกล้า	0.15-0.20	0.10	0.10-0.15	0.05
เหล็กกล้ากับเหล็กหล่อ				
ทองเหลืองหรือบรอนซ์	0.18-0.25	0.10	0.15-0.20	0.05
เหล็กหล่อกับเหล็กหล่อ				
หรือบรอนซ์	0.22-0.26	0.16	0.15-0.20	0.10
โลหะกับไม้	0.50-0.60	0.10	0.20-0.50	0.08
ไม้กับไม้	0.50-0.70	0.20	0.20-0.40	0.005-0.15
สายพานหนังกับเหล็กหล่อ				
หรือเหล็กหล่อเหนียว	0.50-0.60	0.30	0.30-0.50	0.20
ปะเก็นกับโลหะ	0.60	0.25	0.25	0.12
แผ่นผ้าเบรกและคลัตช์				
ที่ทำจากใยหินกับเหล็กกล้า				
เหล็กหล่อเหนียว				
หรือเหล็กหล่อ	-	-	0.30-0.50	0.15-0.30

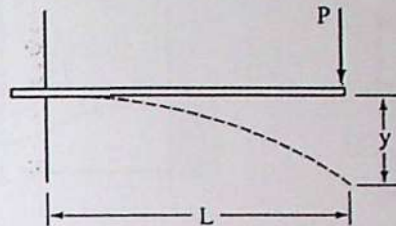
ตารางภาคผนวกที่ 1.18 ค่าตัวประกอบความเค้นหนาแน่นสำหรับเกลียว K_f

วัสดุชิ้นงาน	ความยาวของเกลียวในชิ้นงาน $/l_e$ ตามชั้นคุณสมบัติของวัสดุหลักเกลียว			
	3.6-4.6	4.8-6.9	8.8	10.9
เหล็กกล้า เป็น				
น้อยกว่า 400	0.8d	1.2d	-	-
400-600	0.8d	1.0d	1.2d	-
600-800	0.8d	1.0d	1.2d	1.2d
มากกว่า 800	0.8d	1.0d	1.0d	1.0d
เหล็กหล่อ	1.3d	1.5d	1.5d	-
ทองแดงผสม	1.3d	1.3d	-	-
โลหะเบา ²				
อะลูมิเนียม-ทองแดงผสม	1.6d	2.2d	-	-
อะลูมิเนียมบริสุทธิ์	1.6d	-	-	-
อะลูมิเนียมผสมชุบแข็ง	0.8d	1.2d	1.6d	-
อะลูมิเนียมผสมไม่ชุบแข็ง	1.2d	1.6d	-	-
โลหะอ่อน พลาสติก	2.5d	-	-	-

ตารางภาคผนวกที่ 1.19 ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยประมาณ

ระยะโค้งของคานในกรณีต่าง ๆ

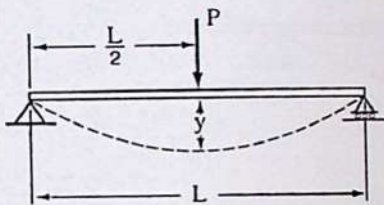
1.



$$y = PL^3/3EI$$

$$k_b = 3EI/L^3$$

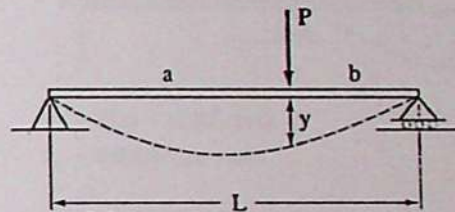
2.



$$y = PL^3/48EI$$

$$k_b = 48EI/L^3$$

3.



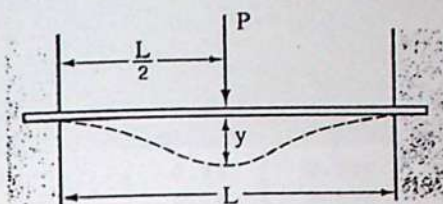
$$y = Pa^2b^2/3EIL$$

$$k_b = 3EIL/a^2b^2$$

ตารางภาคผนวกที่ 1.19 (ต่อ) ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานโดยประมาณ

ระยะโค้งของคานในกรณีต่าง ๆ

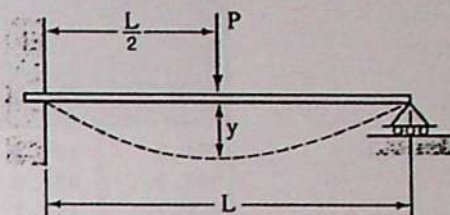
4.



$$y = PL^3/192EI$$

$$k_b = 192EI/L^3$$

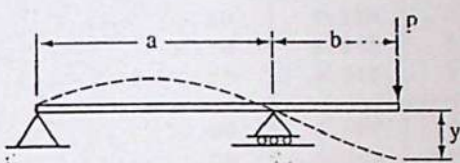
5.



$$y = 7PL^3/768EI$$

$$k_b = 768EI/7L^3$$

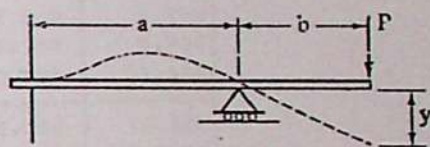
6.



$$y = P(a+b)b^2/3EI$$

$$k_b = 3EI/b^2(a+b)$$

7.



$$y = P(3a+8b)b^2/24EI$$

$$k_b = 24EI/b^2(3a+8b)$$

ตารางภาคผนวกที่ 1.20 เกลียวเมตรกริบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวธรรมดา

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง เกลียว (mm)		ระยะระหว่าง เกลียว (mm)	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง เกลียว (mm)	ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง เกลียว (mm)		พื้นที่หน้าตัด (mm ²)
ข้อที่ 1	ข้อที่ 2			ด.	น.	
1.00		0.25	0.838	0.693	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
2.50		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	3.141	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	4.917	20.100
8.00		1.25	7.183	6.466	6.647	36.600
10.00	(9)	1.25	8.188	7.466	7.647	48.100
		1.50	9.026	8.160	8.376	58.000
	(11)	1.50	10.026	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	11.546	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	19.294	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	26.211	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	52.00	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	2680.000
	68.00	6.00	64.103	60.639	61.505	3060.000

ตารางภาคผนวกที่ 1.21 เกลีสวเมตริกแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวละเอียด

เกลียว (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ภายนอก x ระยะพิทช์ P)	ขนาดเส้น กลางพิตช์ d_2	ขนาดเส้น กลางพิตช์ d_2	พื้นที่หน้าตัด A_t
M8x1 M10x1 M12x1	7.35 9.35 11.35	6.773 8.773 10.773	39.2 64.5 96.1
M16x1 M20x1 M24x1	15.35 19.35 23.35	14.773 18.773 22.773	178.0 285.0 418.0
M30x1 M12x1.25 M16x1.5	29.35 11.026 15.026	28.773 10.16 14.16	663.0 88.1 167.0
M20x1.5 M24x1.5 M30x1.5	19.026 23.026 29.026	18.16 22.16 28.16	272.0 401.0 642.0
M36x1.5 M42x1.5 M48x1.5	35.026 41.026 47.026	34.16 40.16 46.16	940.0 1290.0 1710.0
M56x1.5 M64x1.5 M72x1.5	55.026 63.026 71.026	54.16 62.16 70.16	2340.0 3080.0 3910.0
M80x1.5 M20x2 M24x2	79.026 18.701 22.701	78.16 17.546 21.546	4850.0 258.0 384.0
M30x2 M36x2 M42x2	28.701 34.701 40.701	27.546 33.546 39.546	621.0 915.0 1260.0
M48x2 M56x2 M64x2	46.701 54.701 62.701	45.546 53.546 61.546	1670.0 2300.0 3030.0
M72x2 M80x2 M90x2	70.701 78.701 88.701	69.546 77.546 87.546	3860.0 4790.0 6100.0
M100x2 M110x2 M125x2	98.701 108.701 123.701	97.546 107.546 122.546	7560.0 9180.0 11900.0

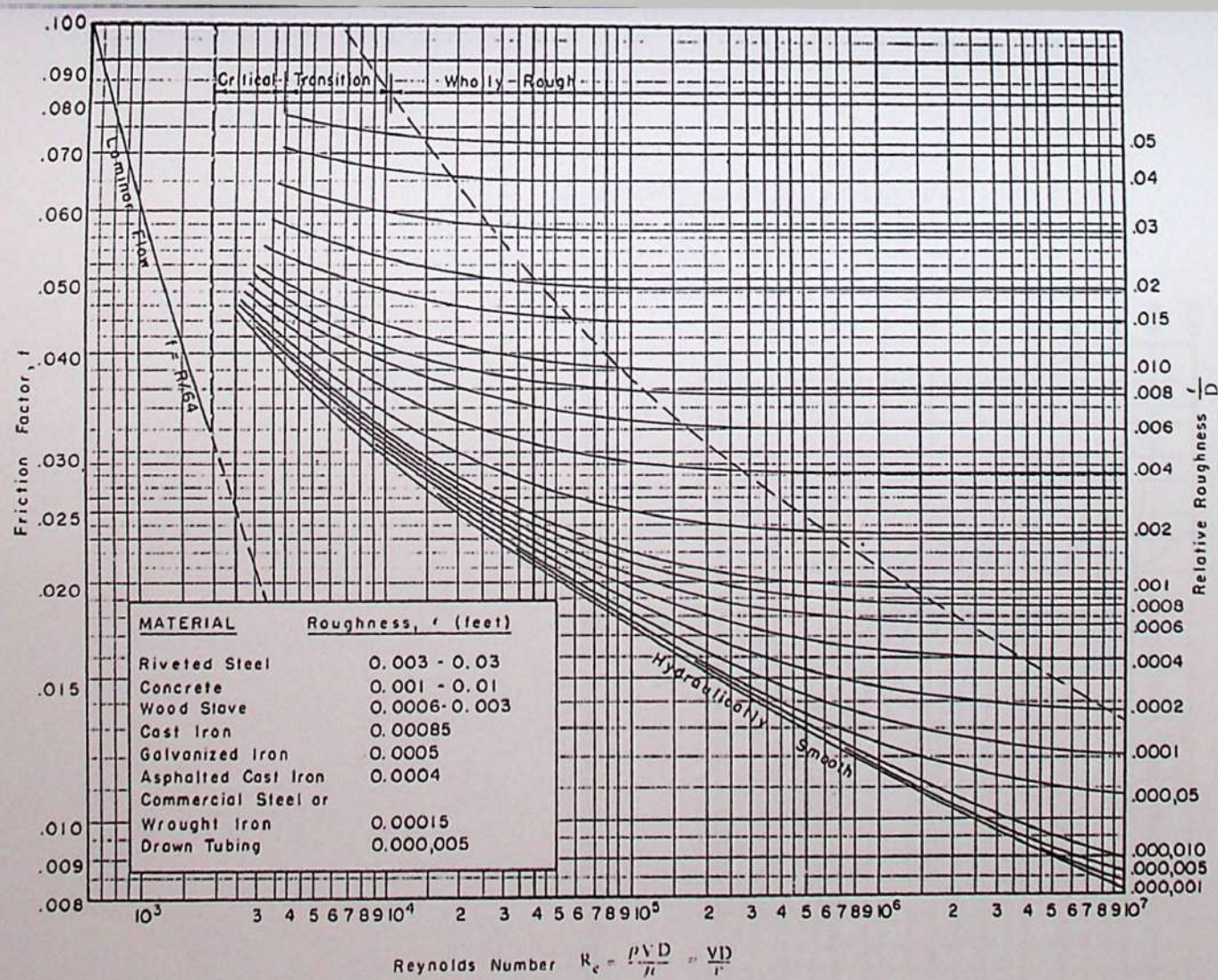
ตารางภาคผนวกที่ 1.21 (ต่อ) เกลียวเมตรแบบมาตรฐานระหว่างประเทศ-เกลียวละเอียด

สัญลักษณ์ (ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรวม x ระยะพิทช์ P)	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ภายนอก	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ภายใน	พื้นที่หน้าตัด (mm ²)
M30x3	28.051	26.319	581.0
M36x3	34.051	32.319	865.0
M42x3	40.051	38.319	1210.0
M48x3	46.051	44.319	1600.0
M56x3	54.051	52.319	2220.0
M64x3	62.051	60.319	2940.0
M72x3	70.051	68.319	3760.0
M80x3	78.051	76.319	4680.0
M100x3	98.051	96.319	7420.0
M125x3	123.051	121.319	11700.0
M140x3	138.051	136.319	14800.0
M160x3	158.051	156.319	19400.0
M42x4	39.402	37.093	1150.0
M48x4	45.402	43.093	1540.0
M56x4	53.402	51.093	2140.0
M64x4	61.402	59.093	2850.0
M72x4	69.402	67.093	3560.0
M80x4	77.402	75.093	4570.0
M90x4	87.402	85.093	5840.0
M100x4	97.402	95.093	7280.0
M125x4	122.402	120.093	11500.0
M140x4	137.402	135.093	14600.0
M160x4	157.402	155.093	19200.0
M180x4	177.402	175.093	24400.0
M72x6	68.103	64.639	3460.0
M80x6	76.103	72.639	4340.0
M90x6	86.103	82.639	5590.0
M100x6	96.103	92.639	7000.0
M110x6	106.103	102.639	8560.0
M125x6	121.103	117.639	11200.0
M140x6	136.103	132.639	14200.0
M160x6	156.103	152.639	18700.0
M180x6	176.103	172.639	23900.0

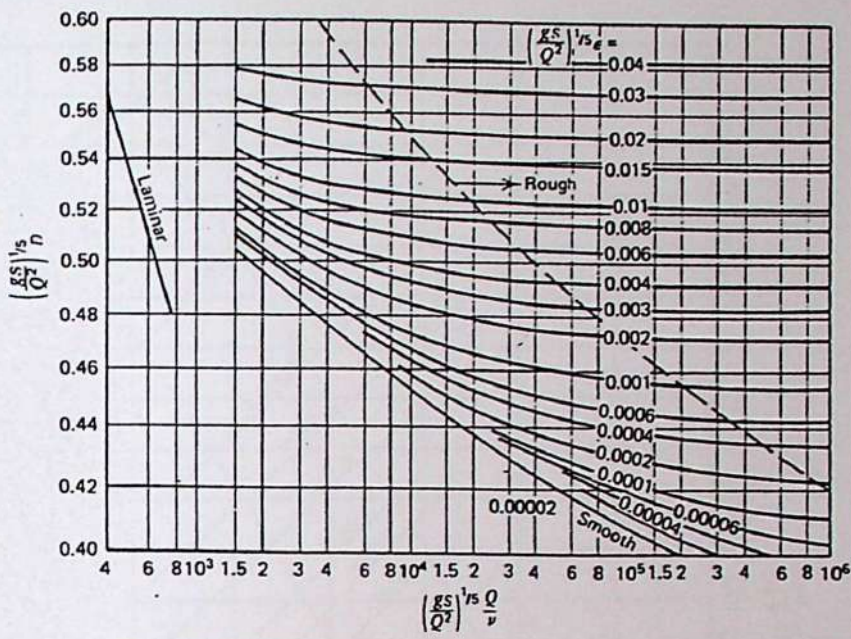
ตารางภาคผนวกที่ 1.22 อัตราดอกเบี้ย 10%

n	Single Payment		Equal Payment Series				Uniform gradient-series factor
	Compound amount factor	Present-worth factor	Compound amount factor	Sinking-fund factor	Present-worth factor	Capital-recovery factor	
	To find F Given P $F/P, i, n$	To find P Given F $P/F, i, n$	To find F Given A $F/A, i, n$	To find A Given F $A/F, i, n$	To find P Given A $P/A, i, n$	To find A Given P $A/P, i, n$	
1	1.100	0.9091	1.000	1.0000	0.9091	1.1000	0.0000
2	1.210	0.8265	2.100	0.4762	1.7355	0.5762	0.4762
3	1.331	0.7513	3.310	0.3021	2.4869	0.4021	0.9366
4	1.464	0.6830	4.641	0.2155	3.1699	0.3155	1.3812
5	1.611	0.6209	6.105	0.1638	3.7908	0.2638	1.8101
6	1.772	0.5645	7.716	0.1296	4.3553	0.2296	2.2236
7	1.949	0.5132	9.487	0.1054	4.8684	0.2054	2.6216
8	2.144	0.4665	11.436	0.0875	5.3349	0.1875	3.0045
9	2.358	0.4241	13.579	0.0737	5.7590	0.1737	3.3724
10	2.594	0.3856	15.937	0.0628	6.1446	0.1628	3.7255
11	2.853	0.3505	18.531	0.0540	6.4951	0.1540	4.0641
12	3.138	0.3186	21.384	0.0468	6.8137	0.1468	4.3884
13	3.452	0.2897	24.523	0.0408	7.1034	0.1408	4.6988
14	3.798	0.2633	27.975	0.0358	7.3667	0.1358	4.9955
15	4.177	0.2394	31.772	0.0315	7.6061	0.1315	5.2789
16	4.595	0.2176	35.950	0.0278	7.8237	0.1278	5.5493
17	5.054	0.1979	40.545	0.0247	8.0216	0.1247	5.8071
18	5.560	0.1799	45.599	0.0219	8.2014	0.1219	6.0526
19	6.116	0.1635	51.159	0.0196	8.3649	0.1196	6.2861
20	6.728	0.1487	57.275	0.0175	8.5136	0.1175	6.5061
21	7.400	0.1351	64.003	0.0156	8.6487	0.1156	6.7189
22	8.140	0.1229	71.403	0.0140	8.7716	0.1140	6.9189
23	8.954	0.1117	79.543	0.0126	8.8832	0.1126	7.1085
24	9.850	0.1015	88.497	0.0113	8.9848	0.1113	7.2881
25	10.835	0.0923	98.347	0.0102	9.0771	0.1102	7.4580
26	11.918	0.0839	109.182	0.0092	9.1610	0.1092	7.6187
27	13.110	0.0763	121.100	0.0083	9.2372	0.1083	7.7704
28	14.421	0.0694	134.210	0.0075	9.3066	0.1075	7.9137
29	15.863	0.0630	148.631	0.0067	9.3696	0.1067	8.0489
30	17.449	0.0573	164.494	0.0061	9.4269	0.1061	8.1762
31	19.194	0.0521	181.943	0.0055	9.4790	0.1055	8.2962
32	21.114	0.0474	201.138	0.0050	9.5264	0.1050	8.4091
33	23.225	0.0431	222.252	0.0045	9.5694	0.1045	8.5152
34	25.548	0.0392	245.477	0.0041	9.6086	0.1041	8.6149
35	28.102	0.0356	271.024	0.0037	9.6442	0.1037	8.7086
40	45.259	0.0221	442.593	0.0023	9.7791	0.1023	9.0962
45	72.890	0.0137	718.905	0.0014	9.8628	0.1014	9.3741
50	117.391	0.0085	1163.909	0.0009	9.9148	0.1009	9.5704
55	189.059	0.0053	1880.591	0.0005	9.9471	0.1005	9.7075
60	304.482	0.0033	3034.816	0.0003	9.9672	0.1003	9.8023
65	490.371	0.0020	4893.707	0.0002	9.9796	0.1002	9.8672
70	789.747	0.0013	7887.470	0.0001	9.9873	0.1001	9.9113
75	1271.895	0.0008	12708.954	0.0001	9.9921	0.1001	9.9410
80	2048.400	0.0005	20474.002	0.0001	9.9951	0.1001	9.9609
85	3298.969	0.0003	32979.690	0.0000	9.9970	0.1000	9.9742
90	5313.023	0.0002	53120.226	0.0000	9.9981	0.1000	9.9831
95	8556.676	0.0001	85556.760	0.0000	9.9988	0.1000	9.9889
100	13780.612	0.0001	137796.123	0.0000	9.9993	0.1000	9.9928

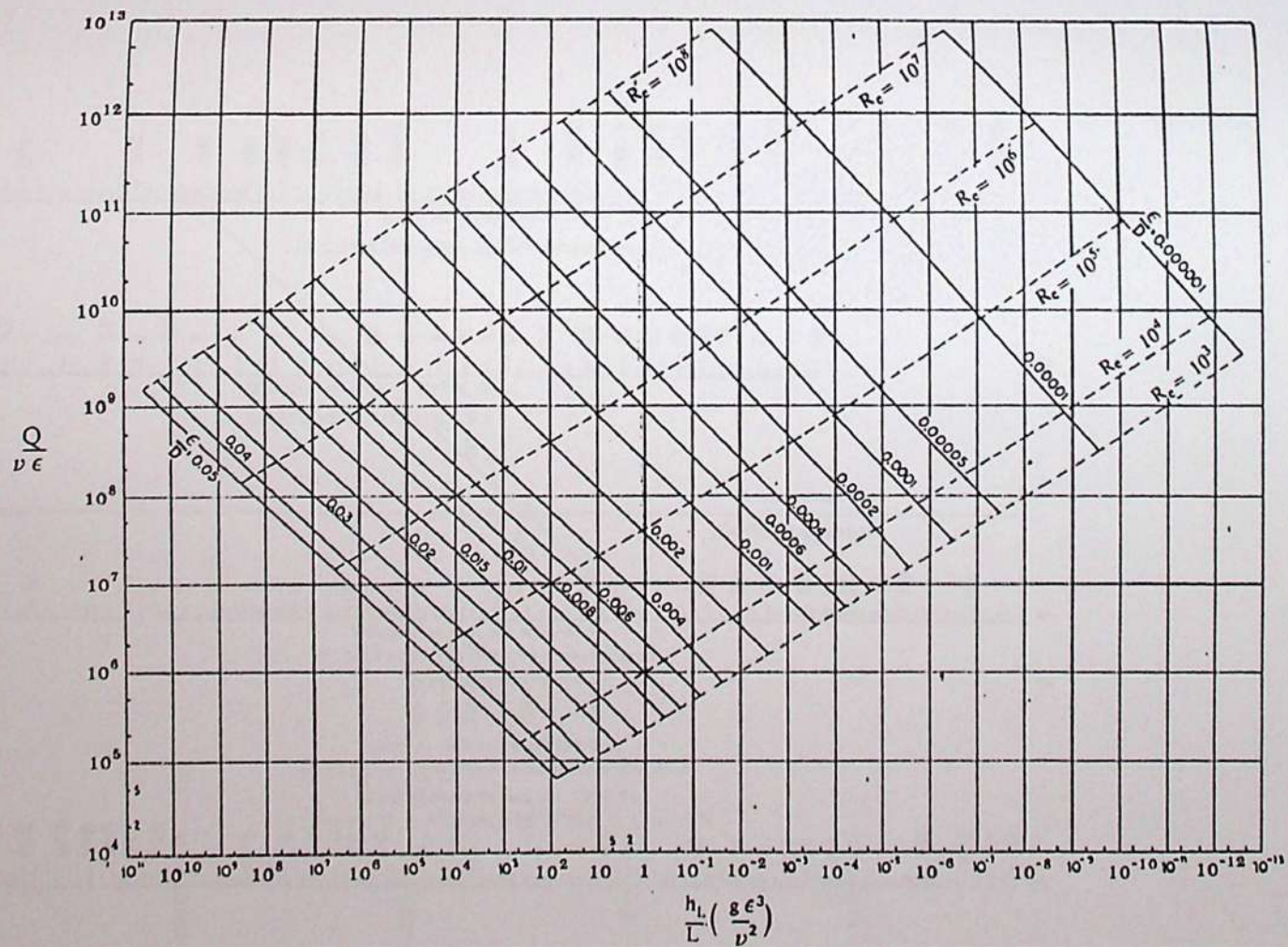
ภาคผนวกที่ 2
แสดงรูปต่าง ๆ ที่ใช้ในการคำนวณ



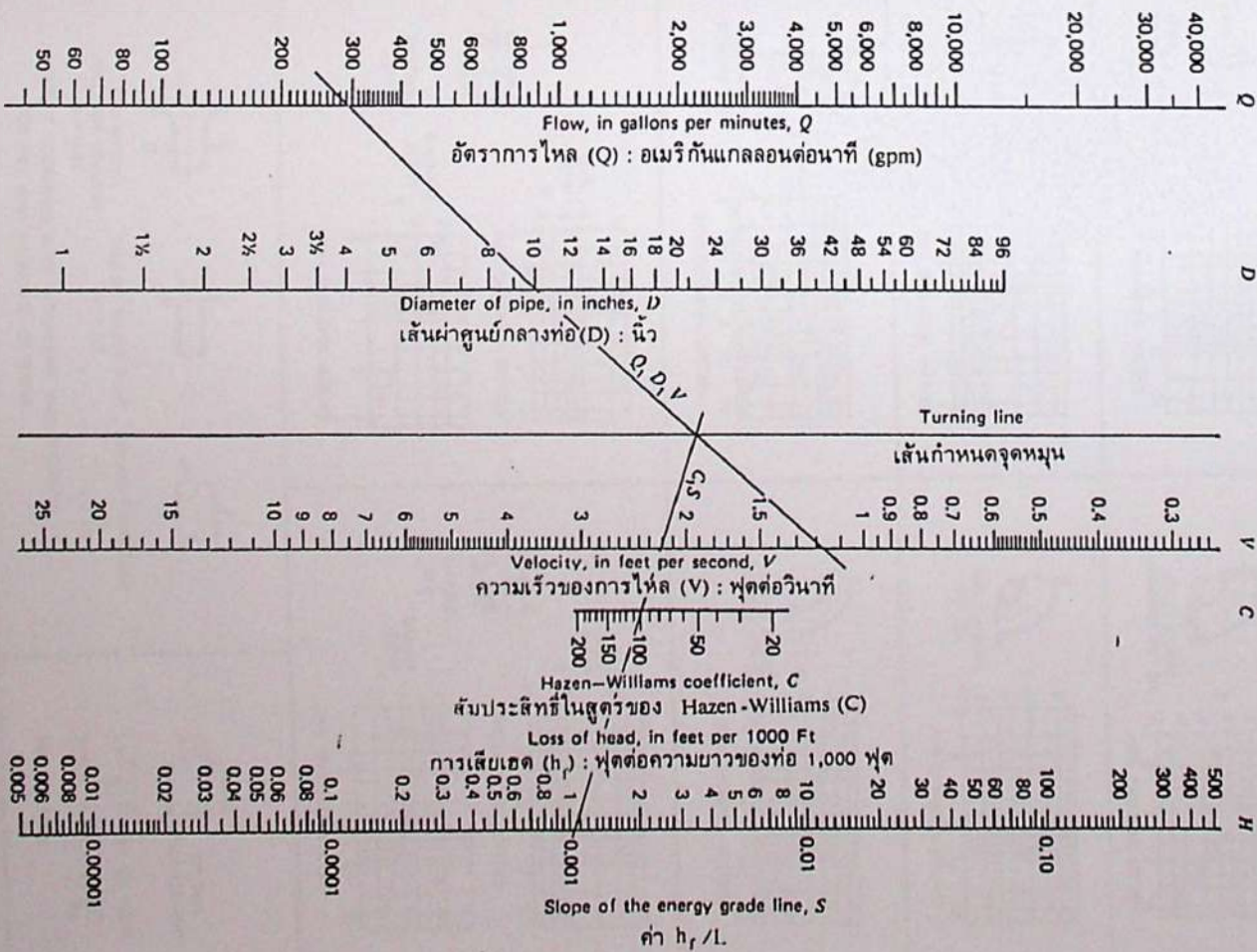
รูปภาพภาคผนวกที่ 2.1 แสดง Moody Diagram สำหรับหาค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด



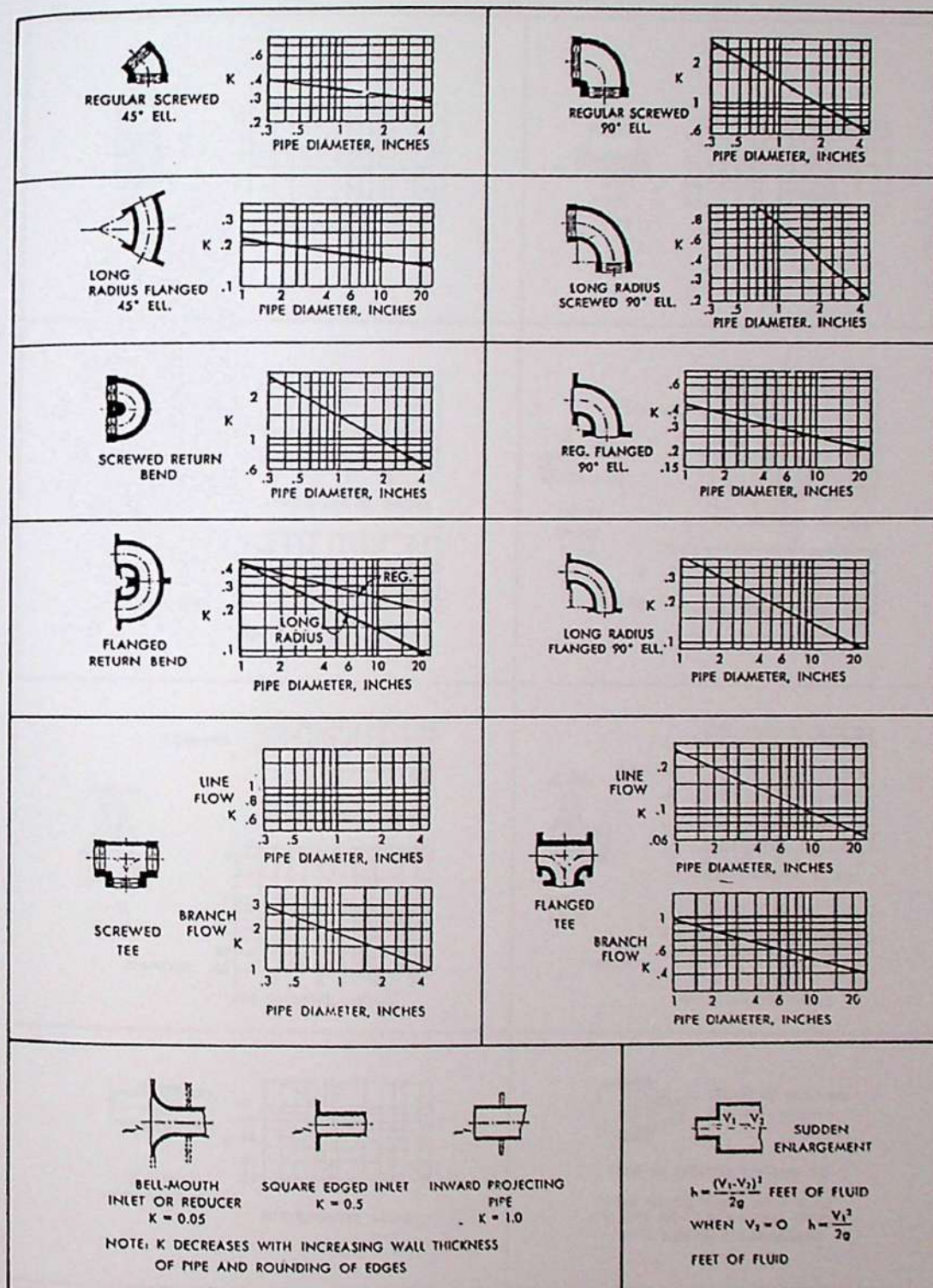
รูปภาพภาคผนวกที่ 2.2 แสดง Moody Diagram คัดแปลงของ Wen-Hsiung Li สำหรับหาขนาดของท่อ



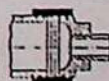
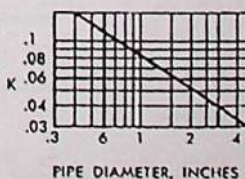
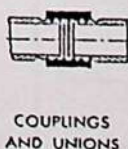
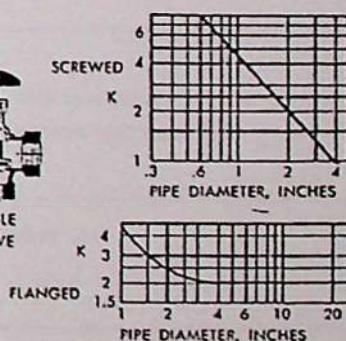
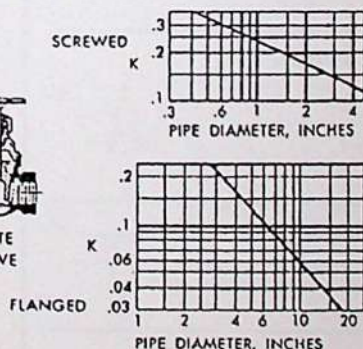
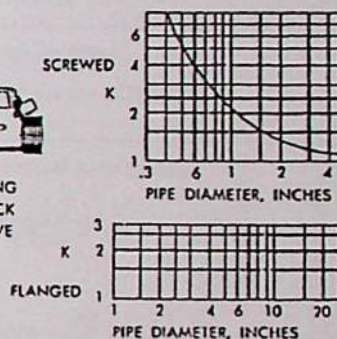
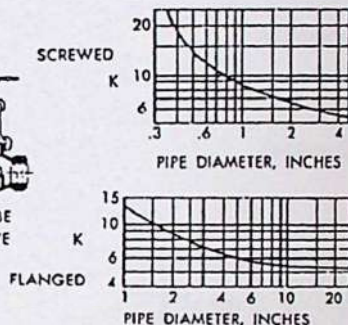
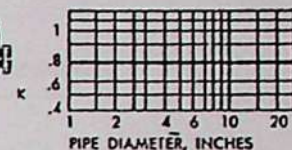
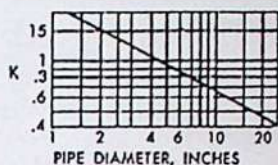
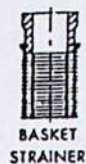
รูปภาพภาคผนวกที่ 2.3 แสดง Diagram สำหรับหาขนาดของท่อซึ่งพัฒนาขึ้นโดย K.C. Asthana



รูปภาพภาคผนวกที่ 2.4 แสดงชาร์ตสำหรับคำนวณสูตร Hazen-Williams



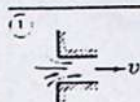
รูปภาพภาคผนวกที่ 2.5 แสดงสัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล



USED AS REDUCER $K = 0.05 - 2.0$
 USED AS INCREASER LOSS IS UP TO 40% MORE THAN THAT CAUSED BY A SUDDEN ENLARGEMENT

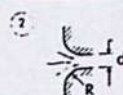
รูปภาคผนวกที่ 2.5 (ต่อ) แสดงสัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล

Use the equation $h_v = kv^2/2g$ unless otherwise indicated. Energy loss E_L equals h_v head loss in feet.



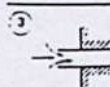
Perpendicular square entrance:

$$k = 0.50 \text{ if edge is sharp.}$$



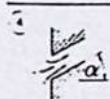
Perpendicular rounded entrance:

$R/d =$	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
$k =$	0.25	0.17	0.08	0.05	0.04



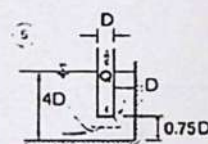
Perpendicular reentrant entrance:

$$k = 0.8$$



Additional loss due to skewed entrance:

$$k = 0.505 + 0.303 \sin \alpha + 0.226 \sin^2 \alpha$$



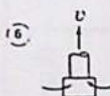
Suction pipe in sump with conical mouthpiece:

$$E_L = D + \frac{5.6Q}{\sqrt{2gD^{1.5}}} - \frac{v^2}{2g}$$

Without mouthpiece:

$$E_L = 0.53D + \frac{4Q}{\sqrt{2gD^{1.5}}} - \frac{v^2}{2g}$$

Width of sump shown: $3.5D$



Strainer bucket:

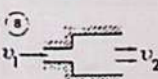
$$k = 10 \text{ with foot valve}$$

$$k = 5.5 \text{ without foot valve}$$



Standard Tee, entrance to minor line

$$k = 1.8$$

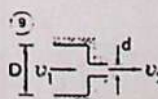


Sudden expansion:

$$E_L = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

or

$$E_L = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}$$



Sudden contraction:

$(d/D)^2 =$	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
$k =$	0.5	0.5	0.42	0.33	0.25	0.15

รูปภาพภาคผนวกที่ 2.6 แสดงสัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล

Confusor:

$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

$\alpha^\circ =$	20	40	60	80
$k =$	0.20	0.28	0.32	0.35

Diffusor:

$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

$\alpha^\circ =$	6	10	20	40	60	80	100	120	140
k for $D = 3d$	0.12	0.16	0.39	0.80	1.0	1.06	1.04	1.04	1.04
$D = 1.5d$	0.12	0.16	0.39	0.96	1.22	1.16	1.10	1.06	1.04

Sharp elbow:

$$k = 67.6 \times 10^{-4} (\alpha^\circ)^{2.17}$$

Bends:

$$k = (0.13 + 1.85(r/R)^{1.5}) \sqrt{\alpha^\circ/180^\circ}$$

Close return bend:

$$k = 2.2$$

Gate valve:

$e/D =$	0	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
$k =$	0.15	0.26	0.81	2.06	5.52	17.0	97.8

Globe valve:

$$k = 10 \quad \text{when fully open}$$

Rotary valve:

$\alpha^\circ =$	5	10	20	30	40	50	60	70	80
$k =$	0.05	0.29	1.56	5.47	17.3	52.6	206	485	∞

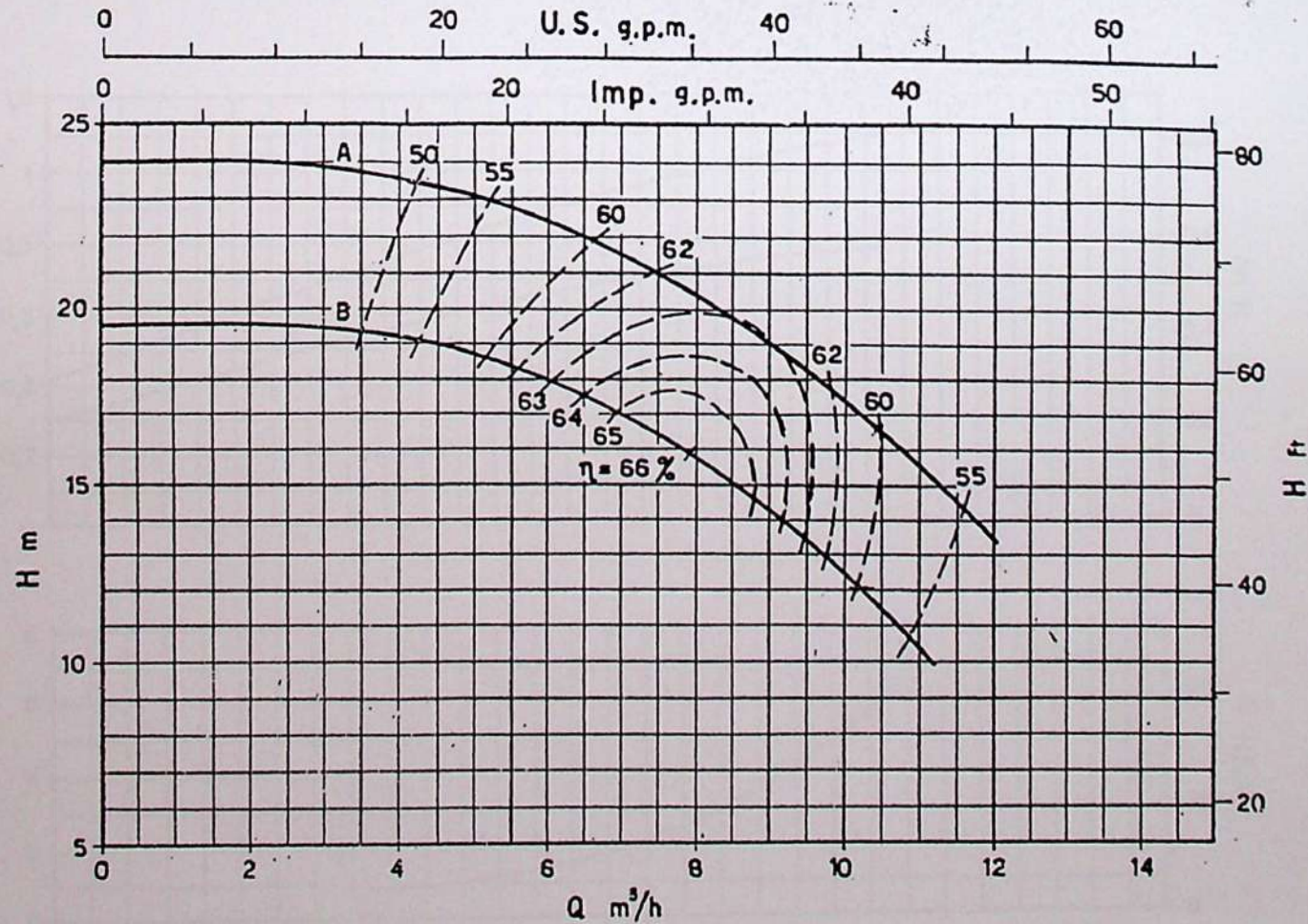
Check valves:

Swing type	$k = 2.5$	When fully open
Ball type	$k = 70.0$	
Lift type	$k = 12.0$	

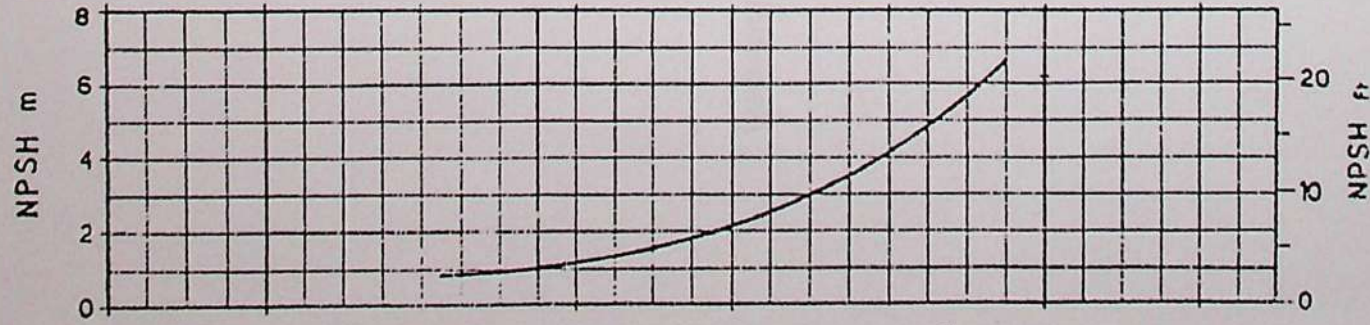
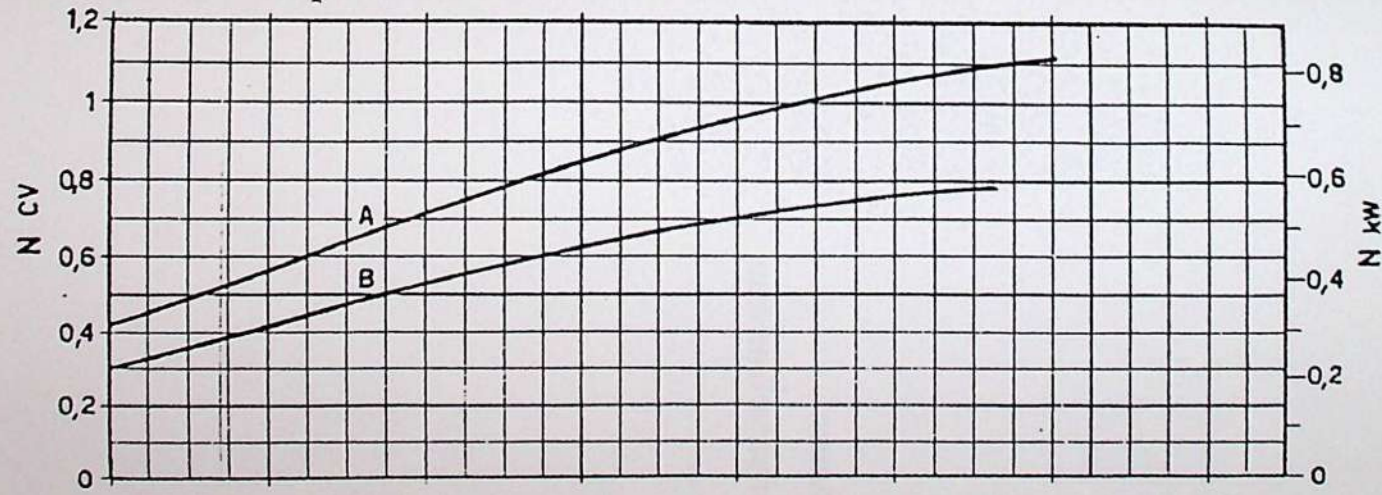
Angle valve:

$$k = 5.0 \quad \text{if fully open}$$

รูปภาคผนวกที่ 2.6 (ต่อ) แสดงสัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล



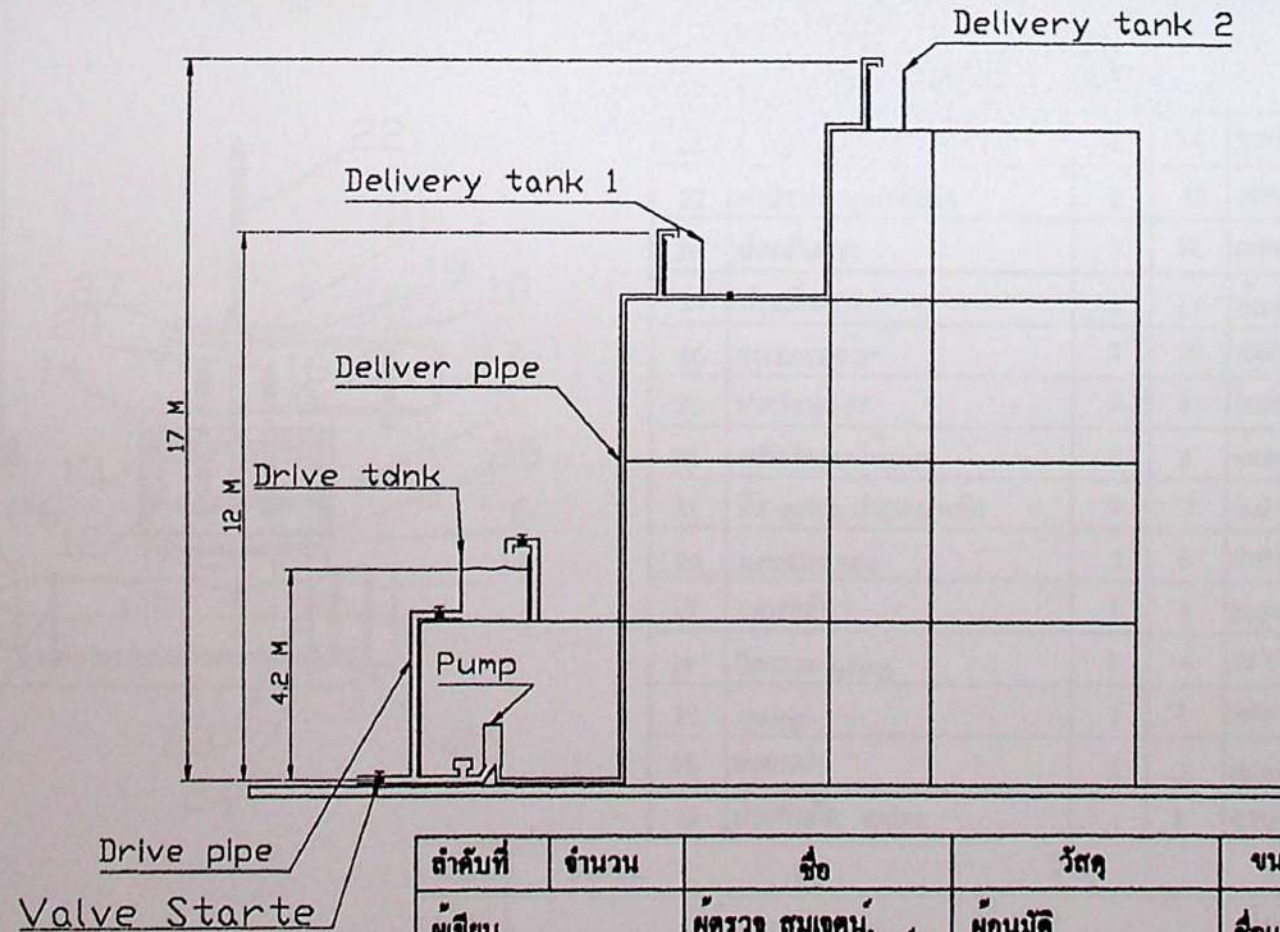
รูปภาพภาคผนวกที่ 2.7 แสดงกราฟอัตราการไหลของปั๊มไฟฟ้า



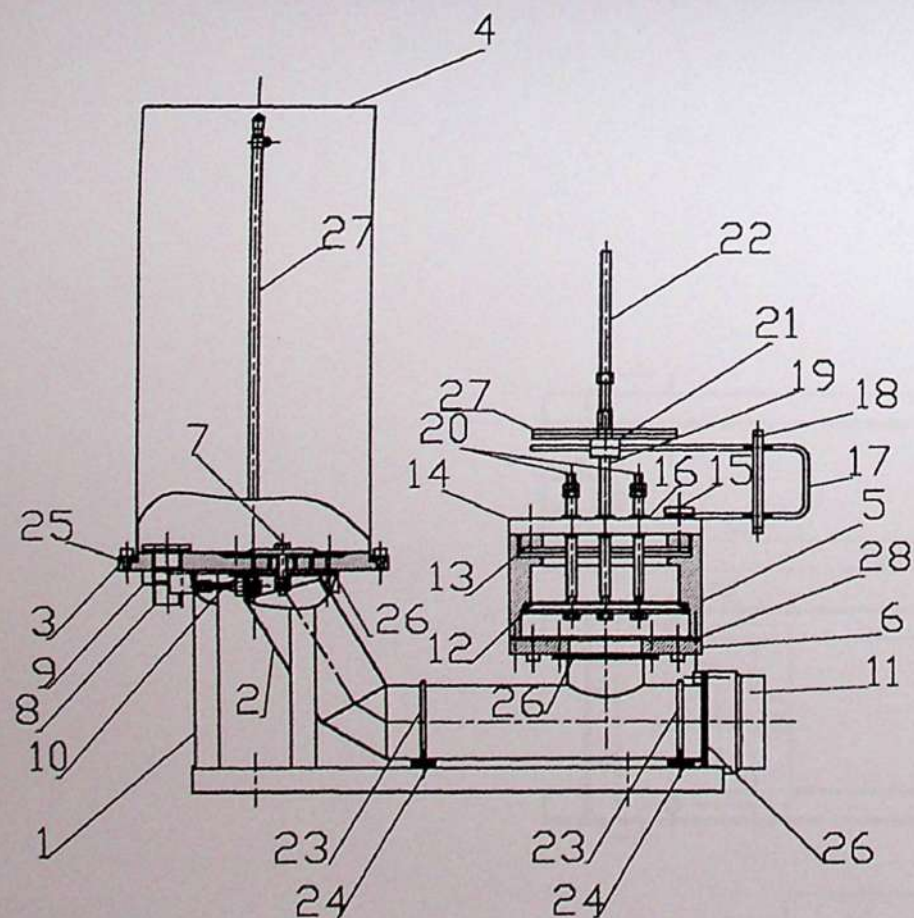
รูปภาคผนวกที่ 2.7 (ต่อ) แสดงกราฟอัตราการไหลของปั๊มไฟฟ้า

ภาคผนวกที่ 3
แบบแสดงชั้นส่วนต่างๆ ของป้อมตะบันน้ำ

การติดตั้งเพื่อทดสอบ

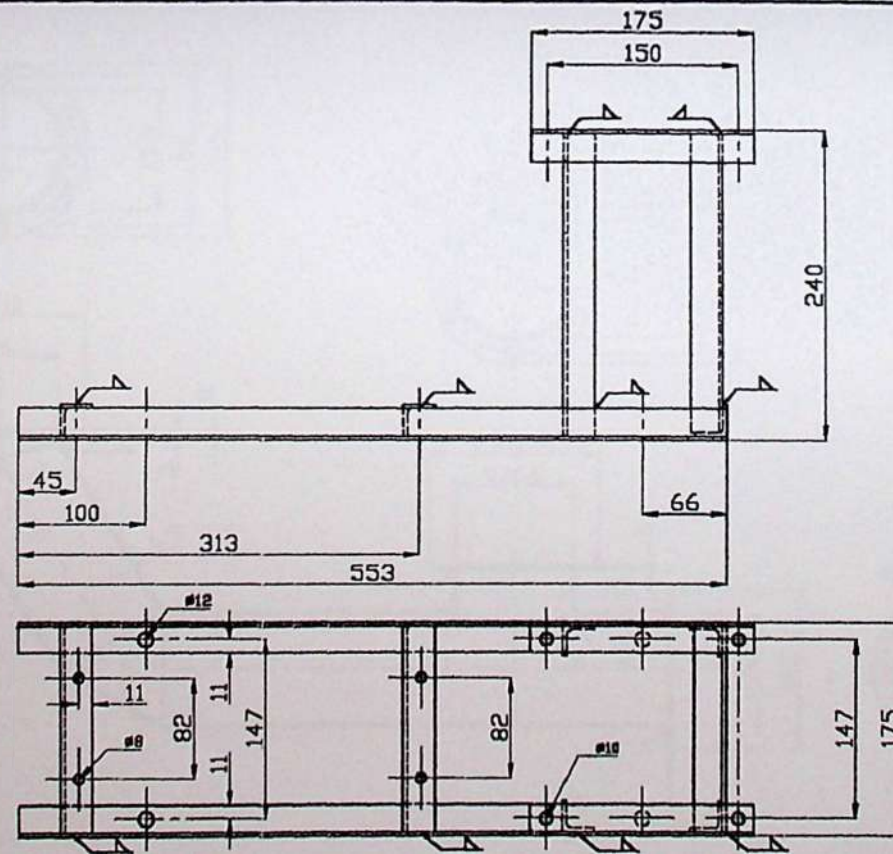


ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาหาร, ผนังค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน -
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มระบบน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0000		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 1

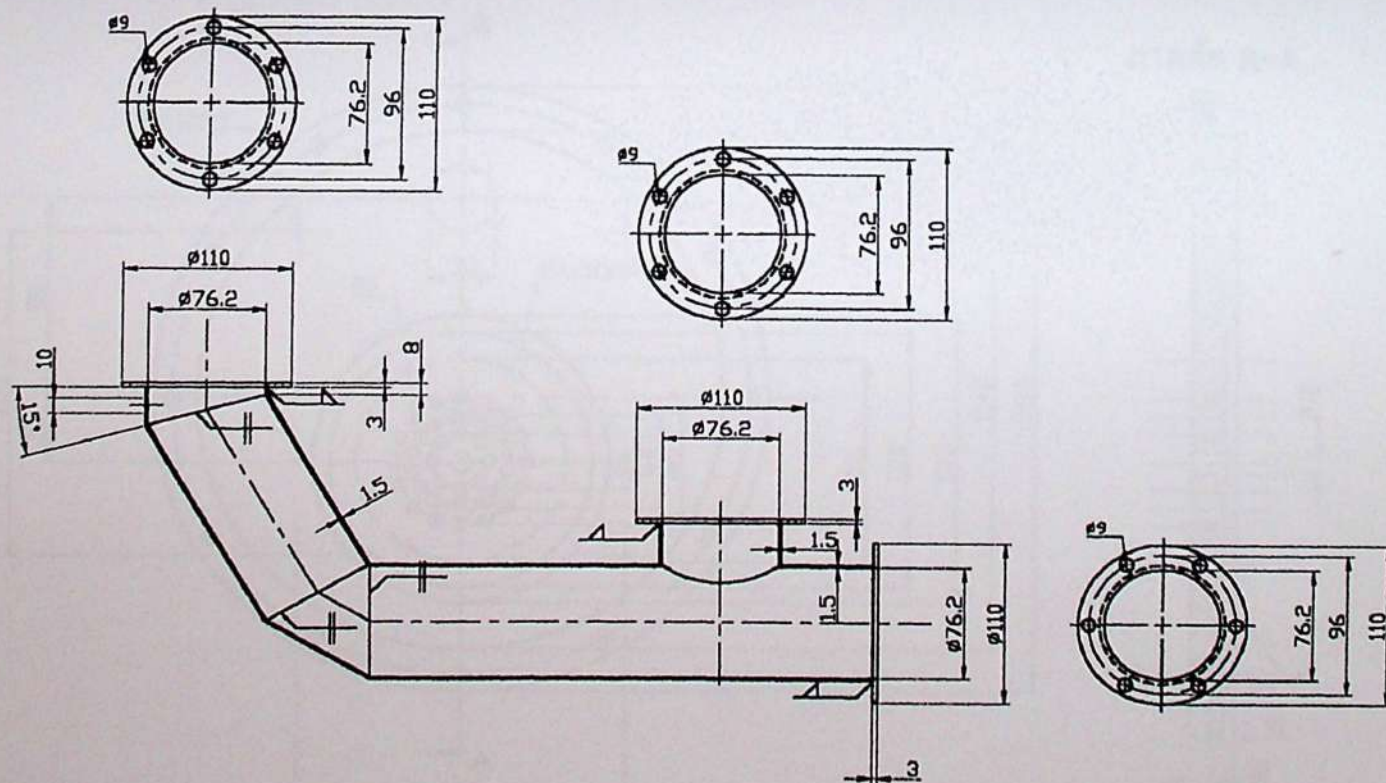


28	ประเก็นยาง	1	14	ฐานยึด spring	1
27	ฝาประกอบคัมน์น้ำหนัก	2	13	ฝาบน impulse valve	1
26	ประเก็นยาง	3	12	outside valve	1
25	ประเก็นยาง	1	11	ข้อต่อท่อ 3"	1
24	ยางรองท่อ 3"	2	10	sniffier valve	1
23	สายรัดท่อ 3"	2	9	โบกยึด ข้อต่อ pipe	1
22	สลักยึดคัมน์น้ำหนัก	1	8	ข้อต่อ delivery pipe	1
21	ยึด spring กับแกนหลัก	2	7	inside valve	1
20	แกนประคอง	2	6	ฝาล่าง impulse valve	1
19	แกนหลัก	1	5	impulse valve body	1
18	ปีกกระชະ spring	1	4	air vessel	1
17	spring	1	3	base	1
16	ปลอกหน้า	3	2	drive pipe	1
15	ประกับยึด spring	1	1	ฐานยึด	1

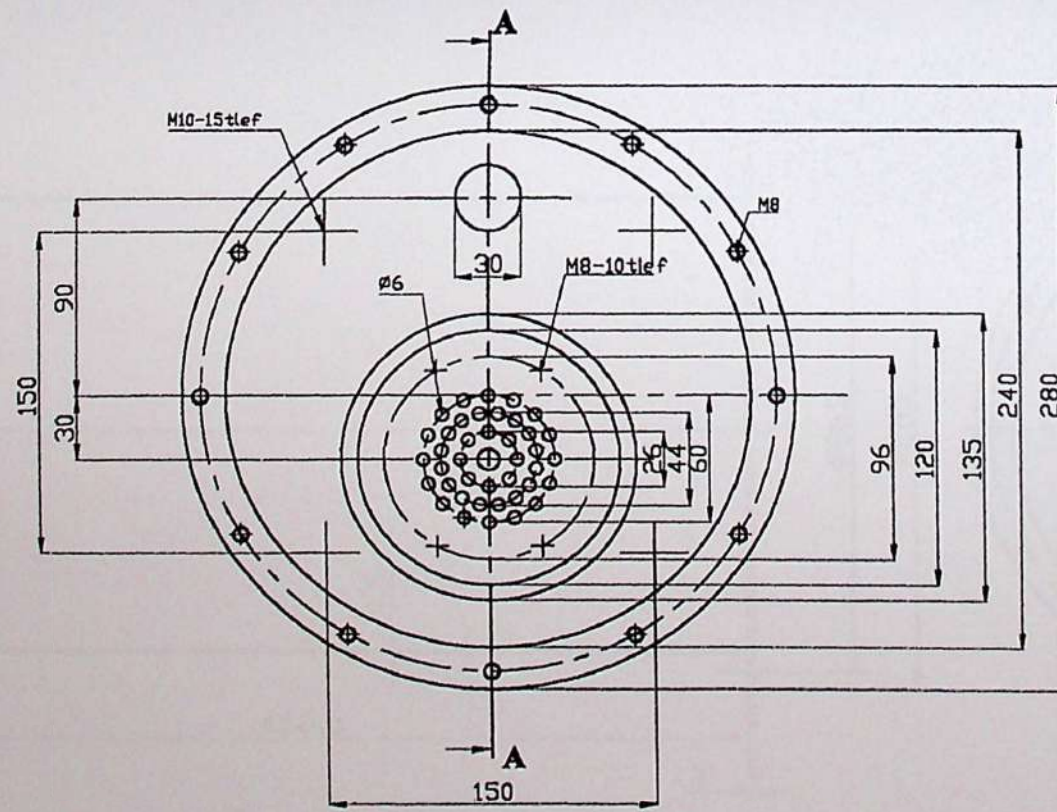
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 8
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มคละบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump000		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 2



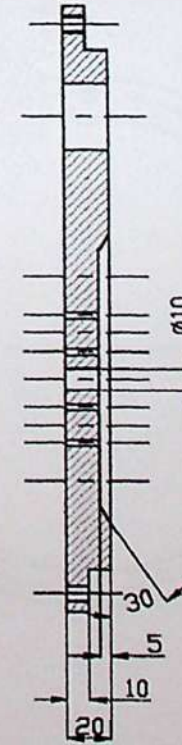
1	1	ฐานยึด	เหล็กฉาก 25 x 25	5000	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 6
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 001		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 3



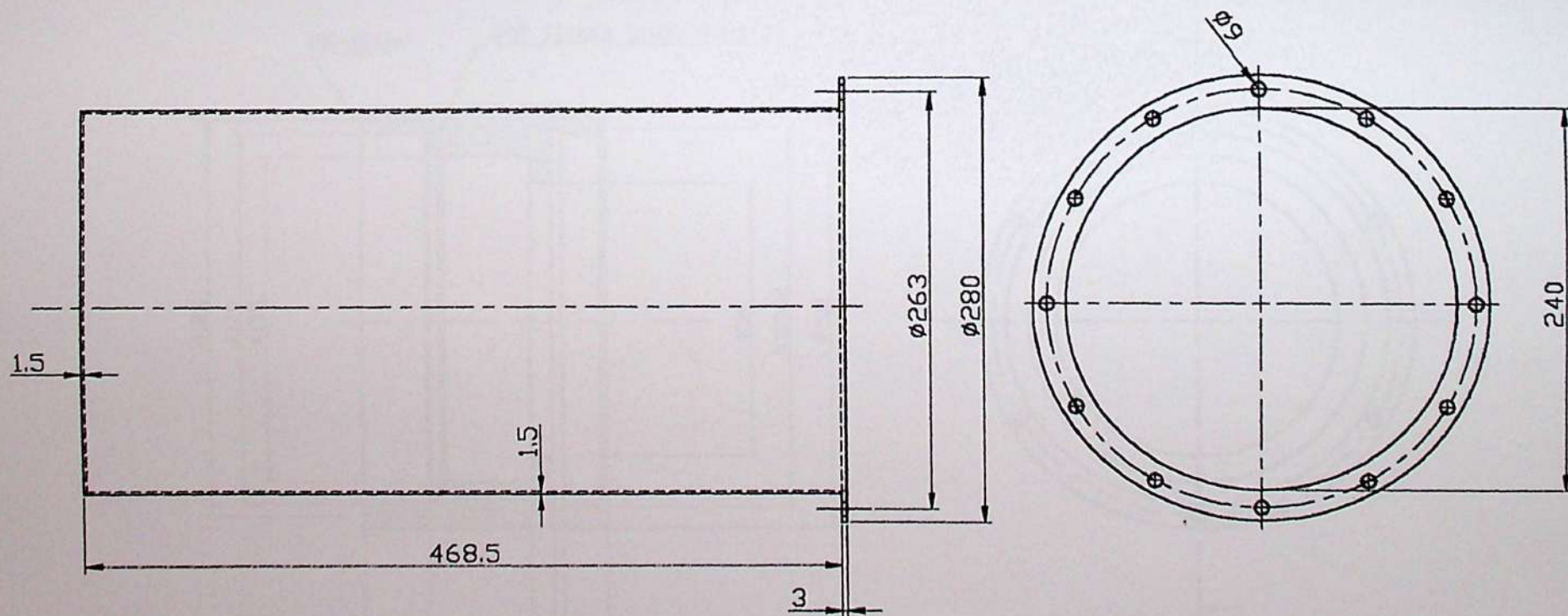
2	1	drive pipe	mm 304	-	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 5
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			บ่มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 002		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 4



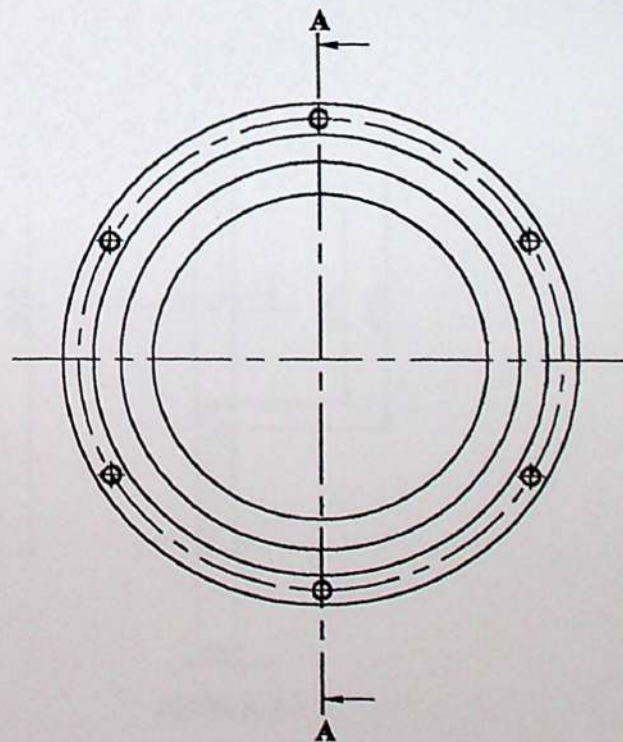
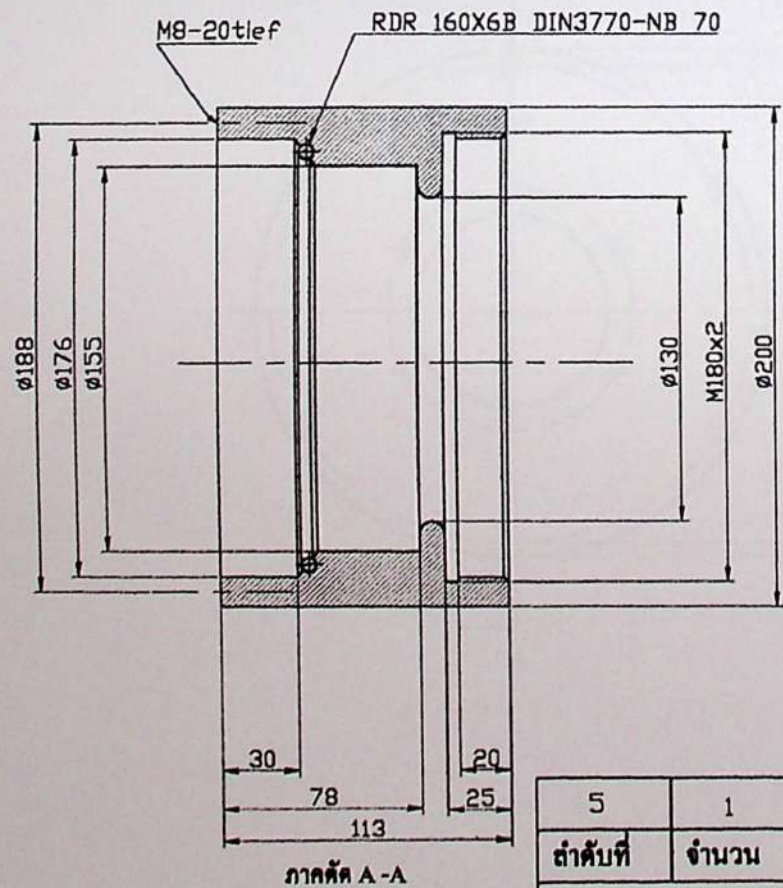
ภาคตัด A-A



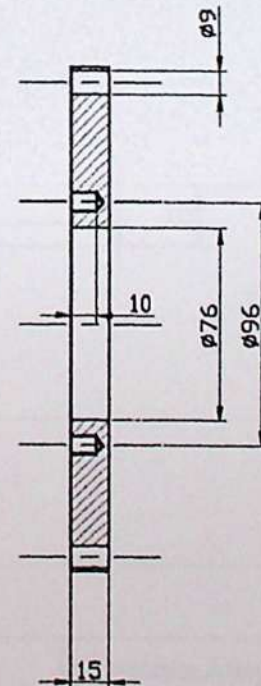
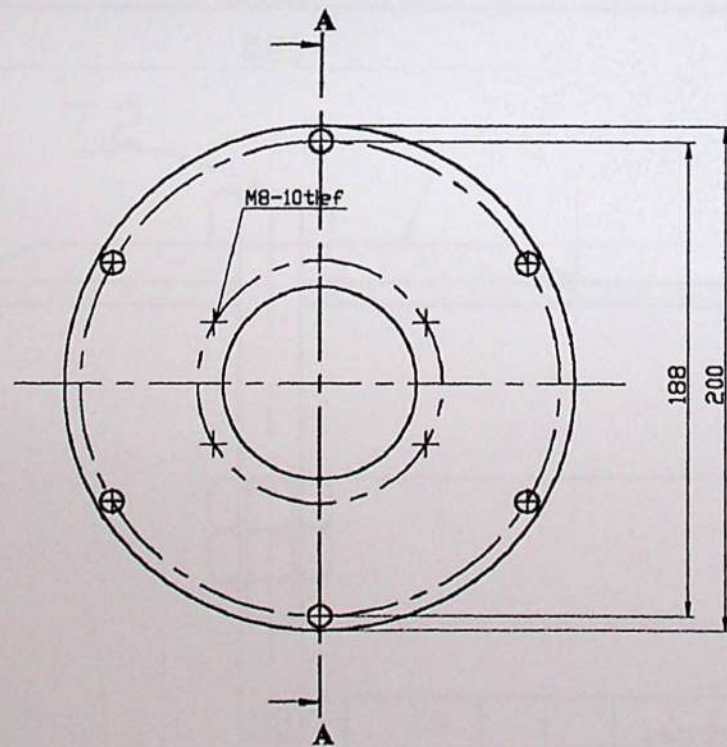
3	1	base	Aluminium Alloy	ø300x25	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 3.5
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 003		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 5



4	1	air vessel	sus 304	-	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 4
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 004		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 6

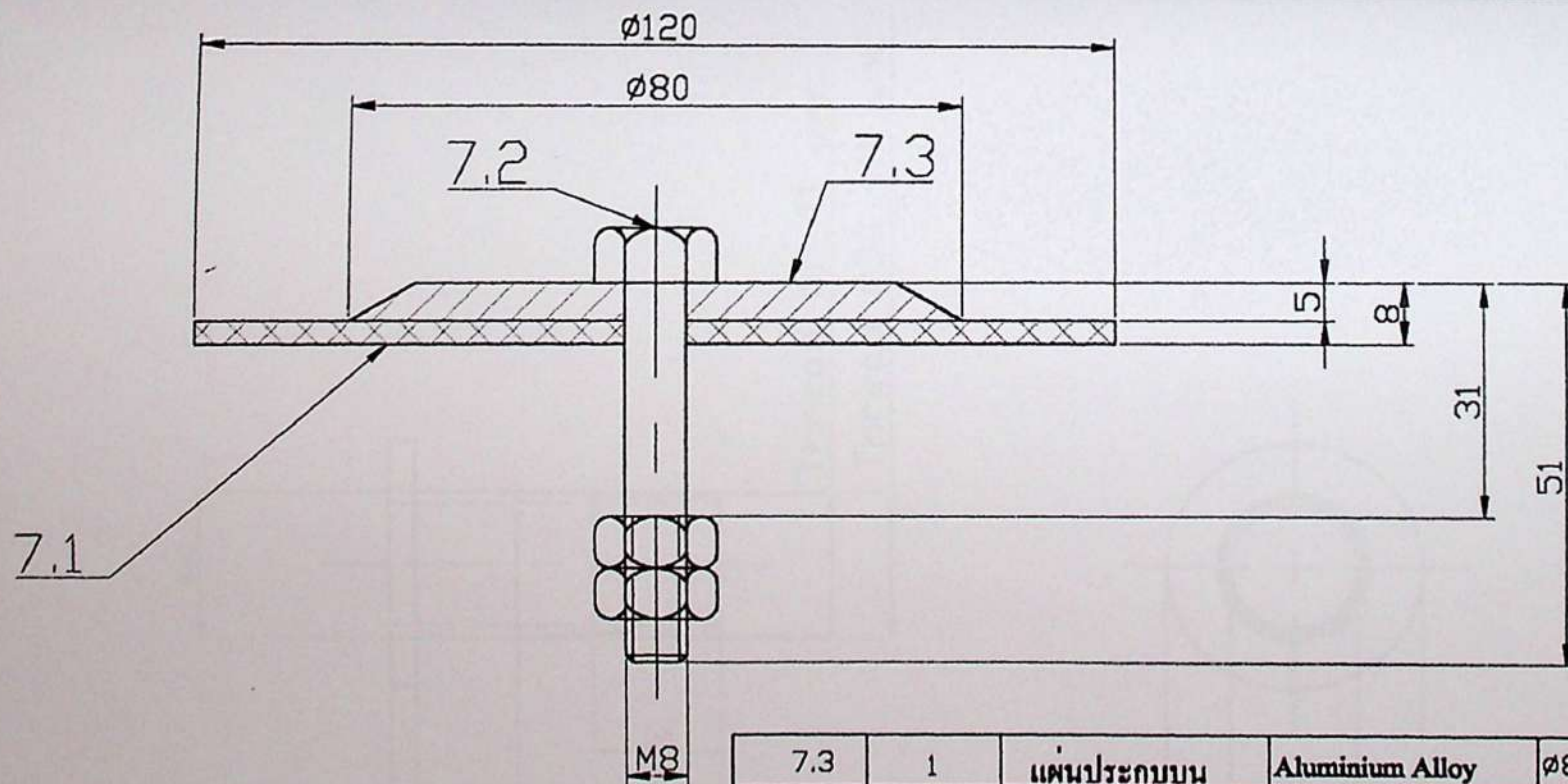


5	1	impulse valve body	Aluminium Alloy	Ø205x117	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาหาร,ฉรงค์ชัย	ผู้ออกแบบ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:3
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 005		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 7

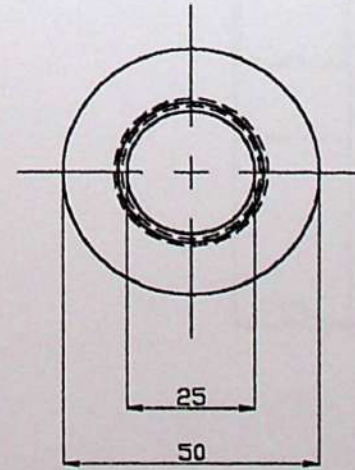
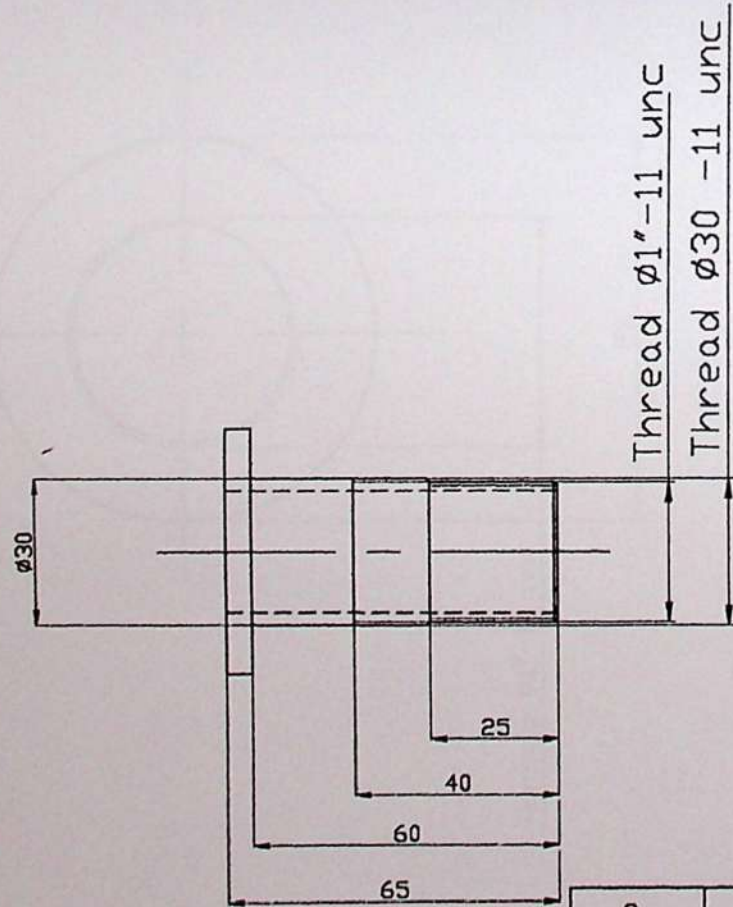


ภาคตัด A-A

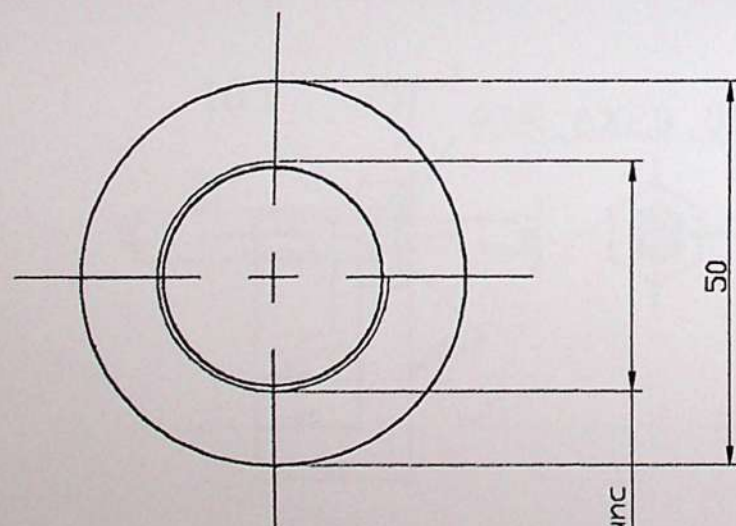
6	1	ผ่าถัง impulse valve	Aluminum Alloy	๑205x17	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 3
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 006		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 8



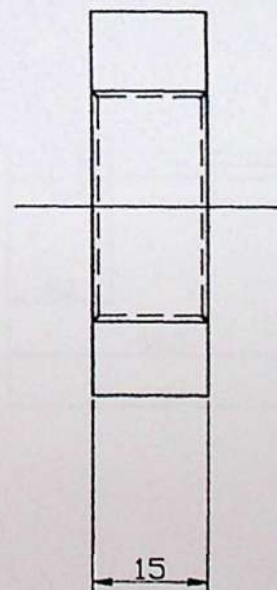
7.3	1	แผ่นประกบบน	Aluminium Alloy	Ø85×10	mm
7.2	1	ตกรู	ทองเหลืองหกเหลี่ยม	12.7×60	mm
7.1	1	แผ่นยาง smifter	ยาง	Ø120×3	mm
7	1	inside valve	-	-	mm
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย
ผู้เขียน อุทิศ	ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประภา	ชื่อเพิ่ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มคาน้ำ		
			หมายเลขแบบ pump 007	แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 9



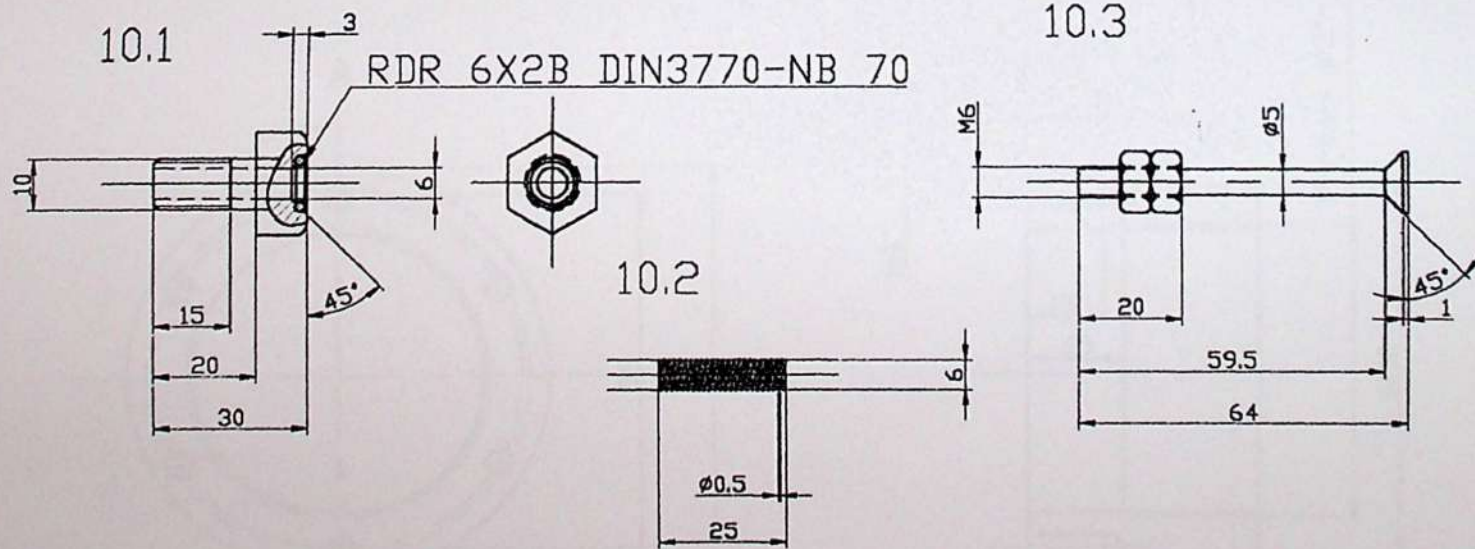
8	1	ข้อต่อdelivery pipe	Aluminium	ø50x70	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 1.5
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 008		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 10



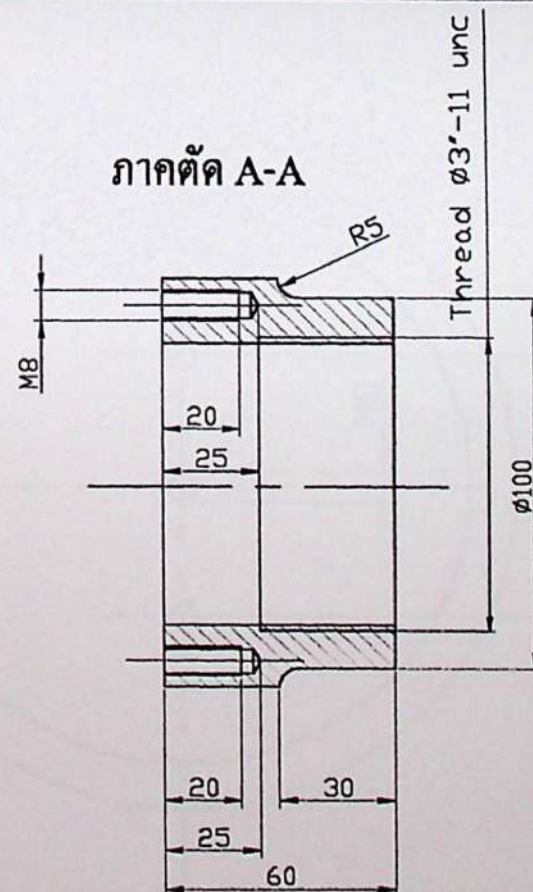
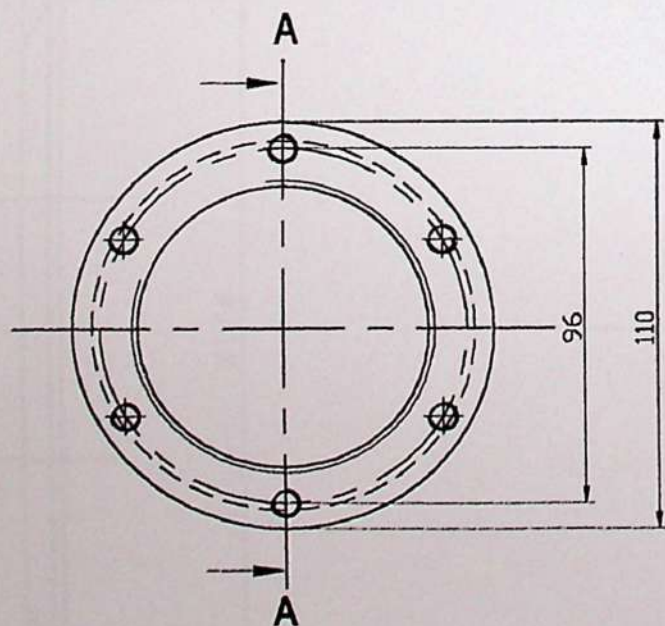
Thread 1"-11 unc



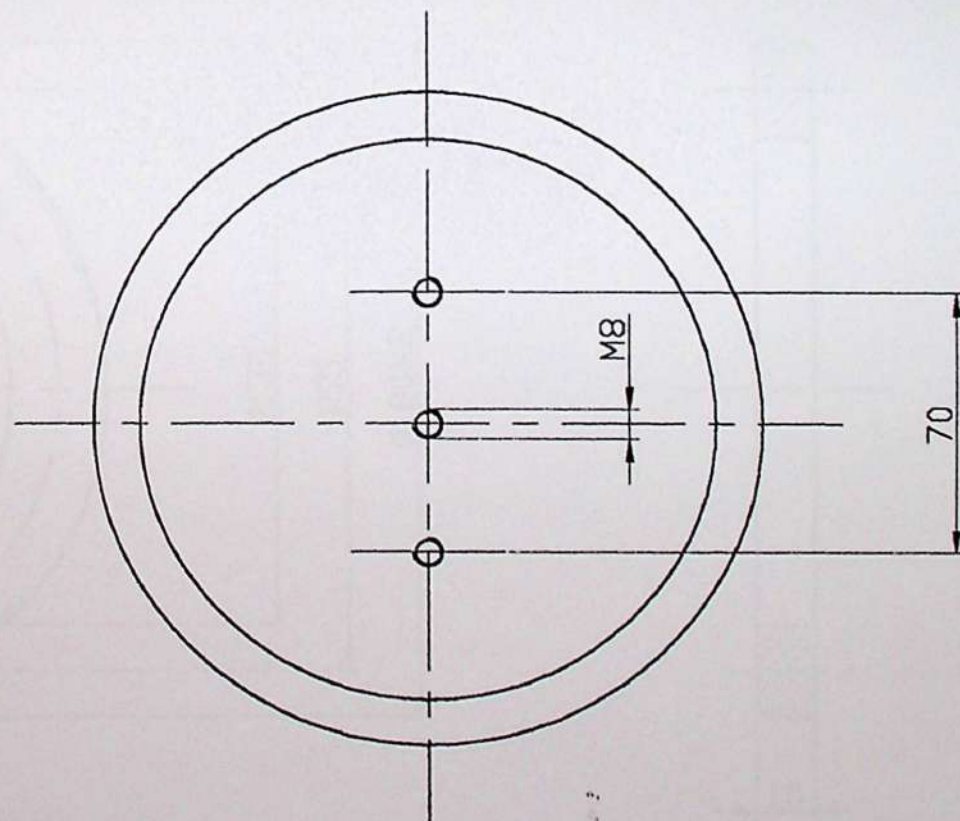
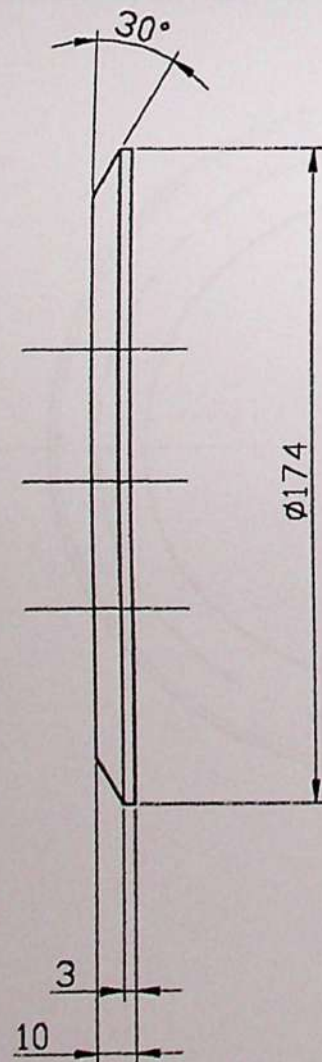
9	1	โบตชีค ขั้วต่อ	Aluminum	ø50x20	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, ชาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อเพิ่ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 009		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 11



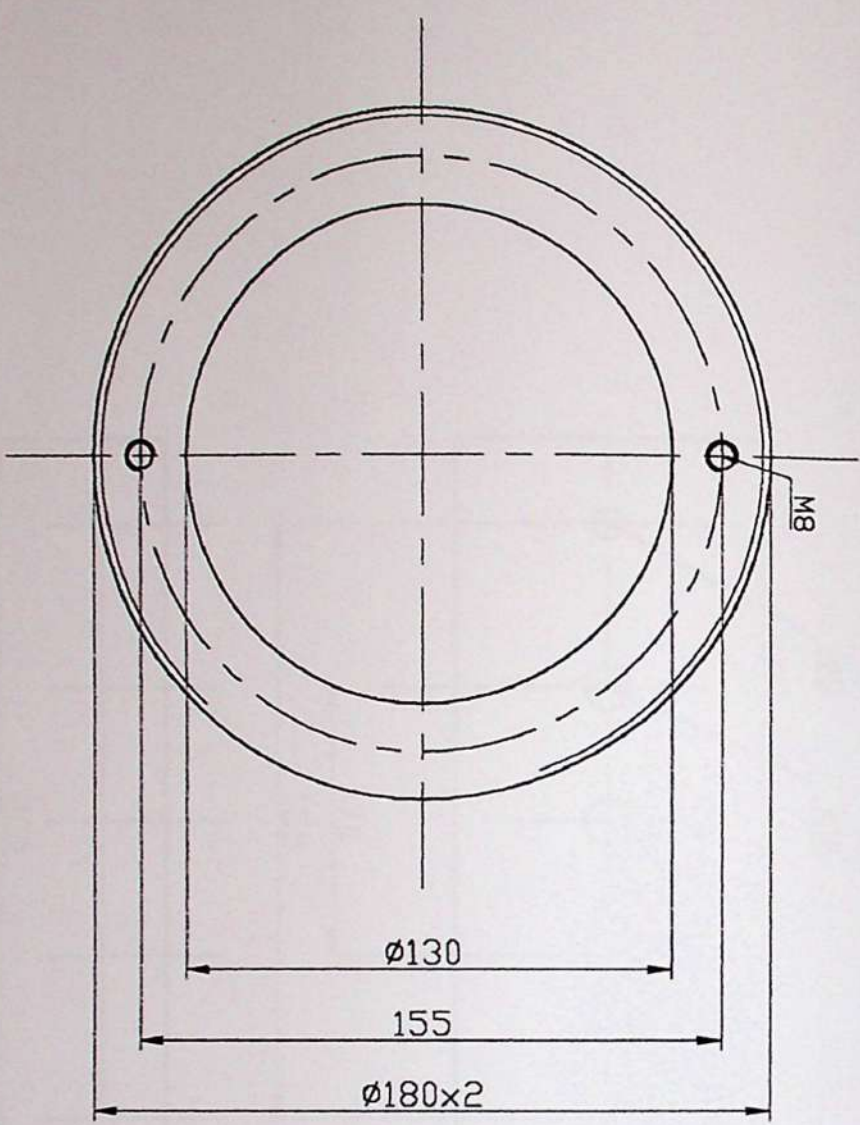
10.3	1	สกรู	brass	Ø12.7×40	mm	
10.2	1	spring	-	-	mm	
10.1	1	sniffier valve	brass หกเหลี่ยม	12.7×40	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย		ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543
					มาตราส่วน 1 : 1.5	
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะป็นน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0010		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 12



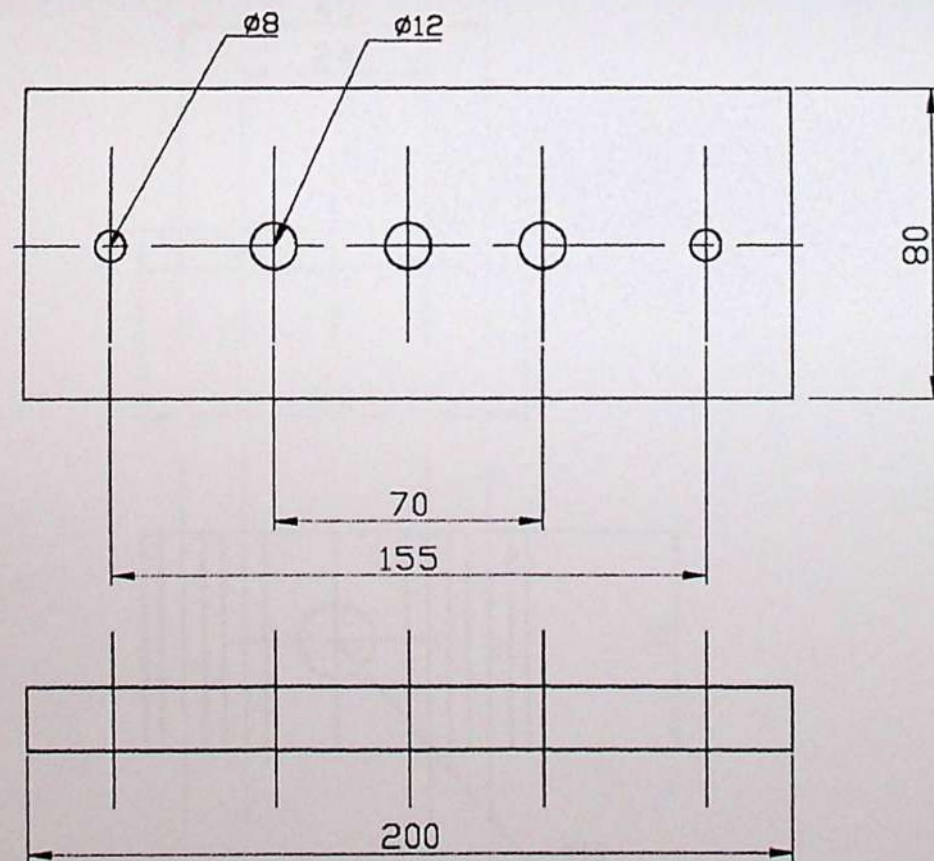
11	1	ข้อต่อ 3"	Aluminum	110x65	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจดน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์						
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์						
			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0011	แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 13	



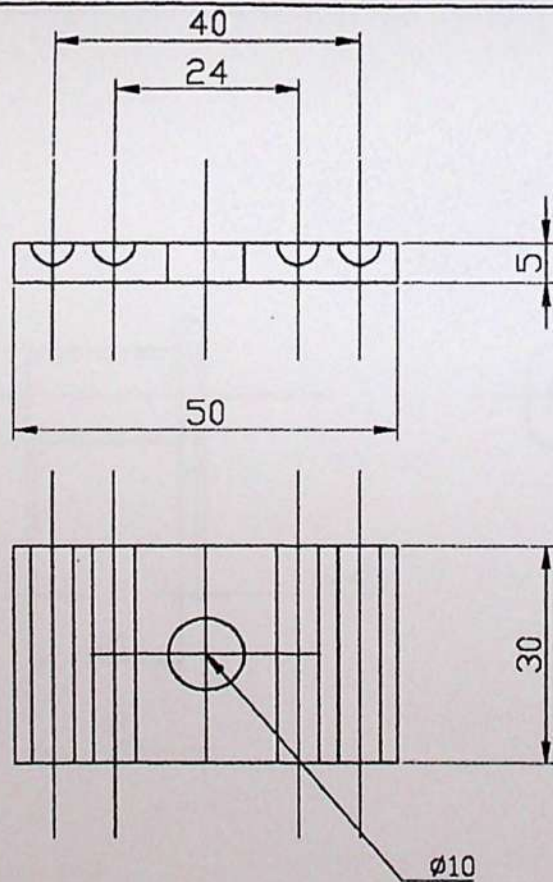
12	1	outside valve	Aluminum	176x12	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0012		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 14



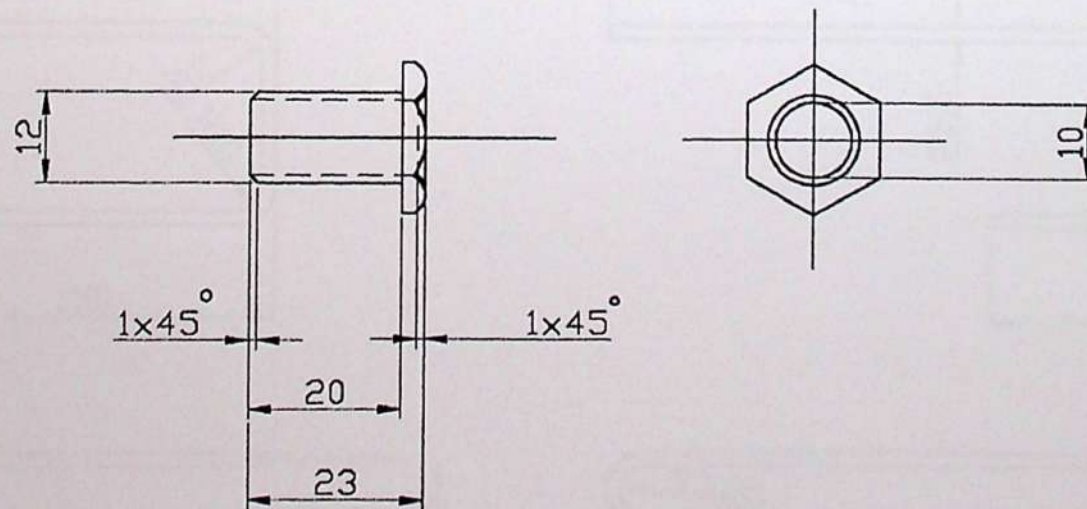
13	1	ผ่าน impulse valve	Aluminium Alloy	Ø185x17	mm
ตำแหน่งที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย
ผู้เขียน อุทิศ	ผู้ตรวจสอบ อ.ทว.ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประภา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/22/543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์					
มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์					
หมายเลขแบบ pump 0013					
แก้ไขครั้งที่ 2					
แผ่นที่ 15					



14	1	ฐานยึด ping	Aluminium	85x205x17	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,พรพงศ์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั้มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0014			แก้ไขครั้งที่ 2

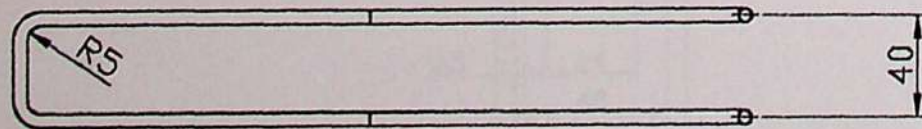
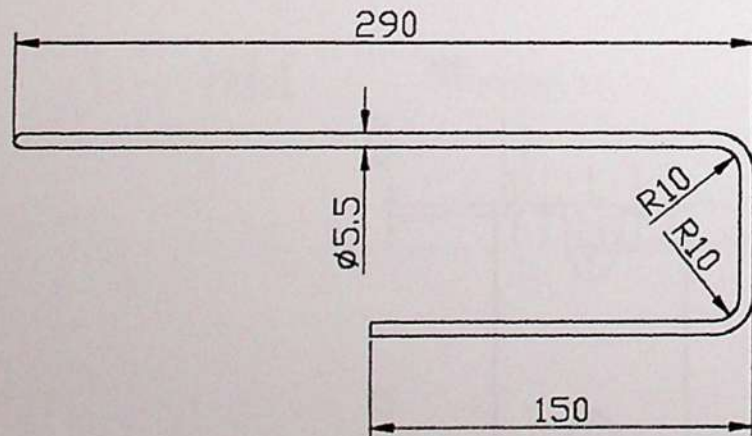


15	1	ประกับปิด spring	Aluminium	35x55x7	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ	ผู้ตรวจ	สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0015		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 17

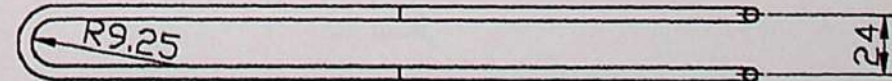
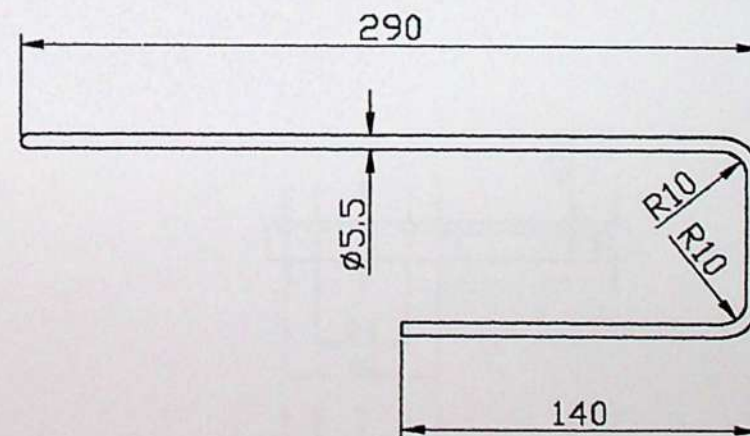


16	1	ปลอกนำ	brass หกเหลี่ยม	12.7x25	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0016		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 18

17.1

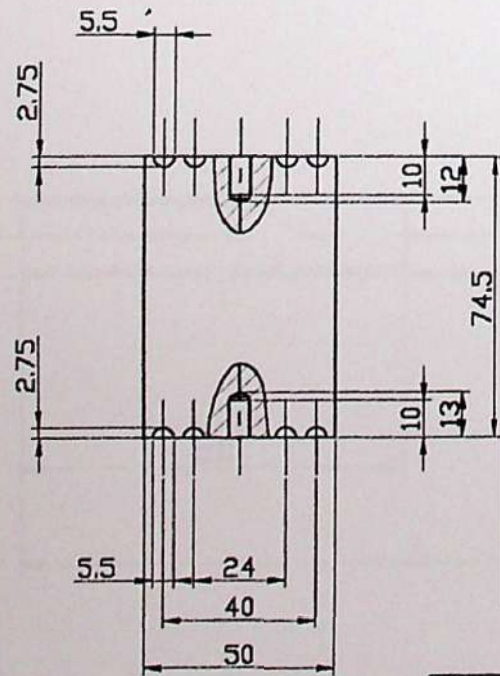


17.2

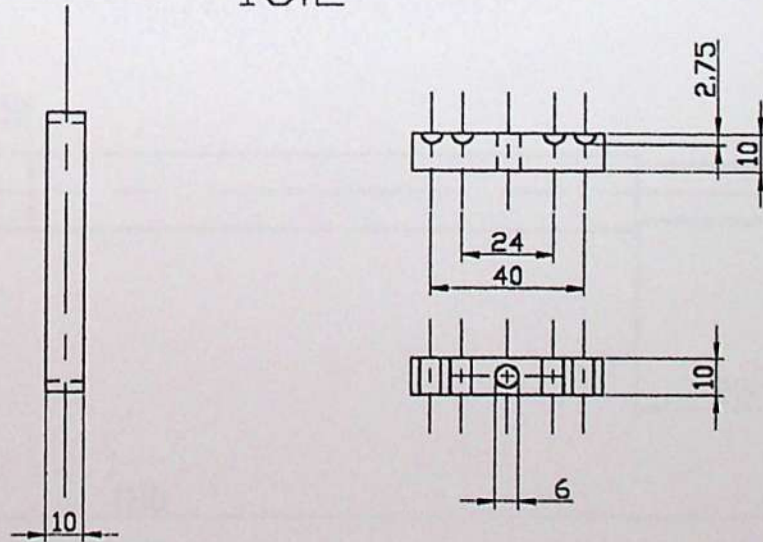


17.2	1	spring 2	ถาด spring	5.5x500	mm
17.1	1	spring 1	ถาด spring	5.5x500	mm
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย
ผู้เขียน อุทิศ	ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 3
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			บันทึบบันทึก		
			หมายเลขแบบ pump 0017	แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 19

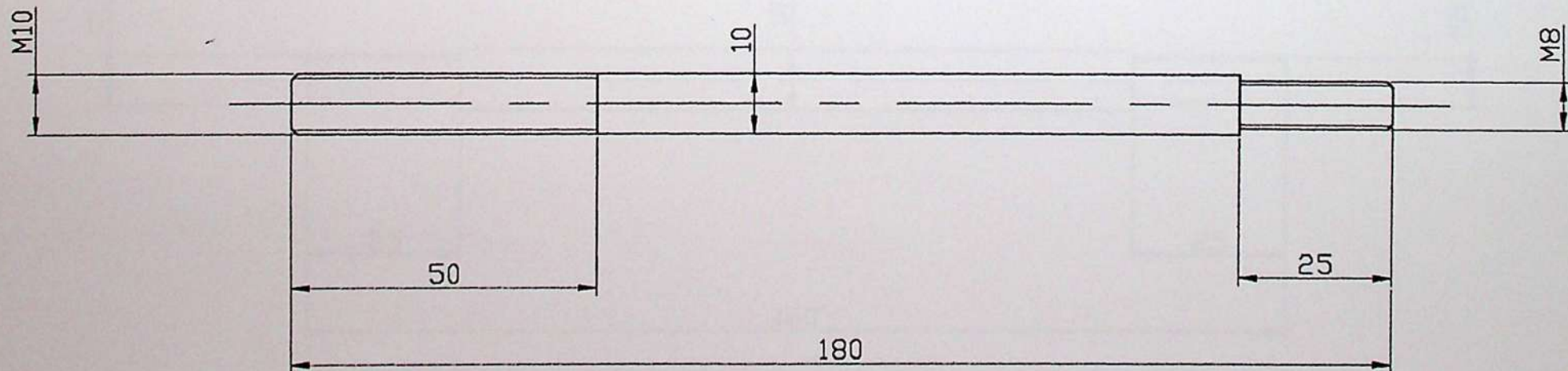
18.1



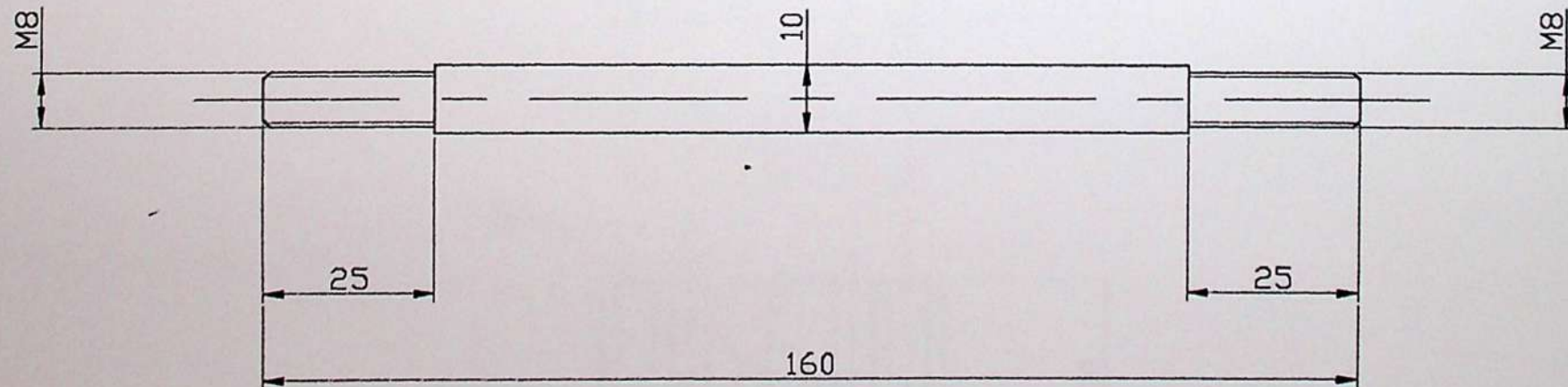
18.2



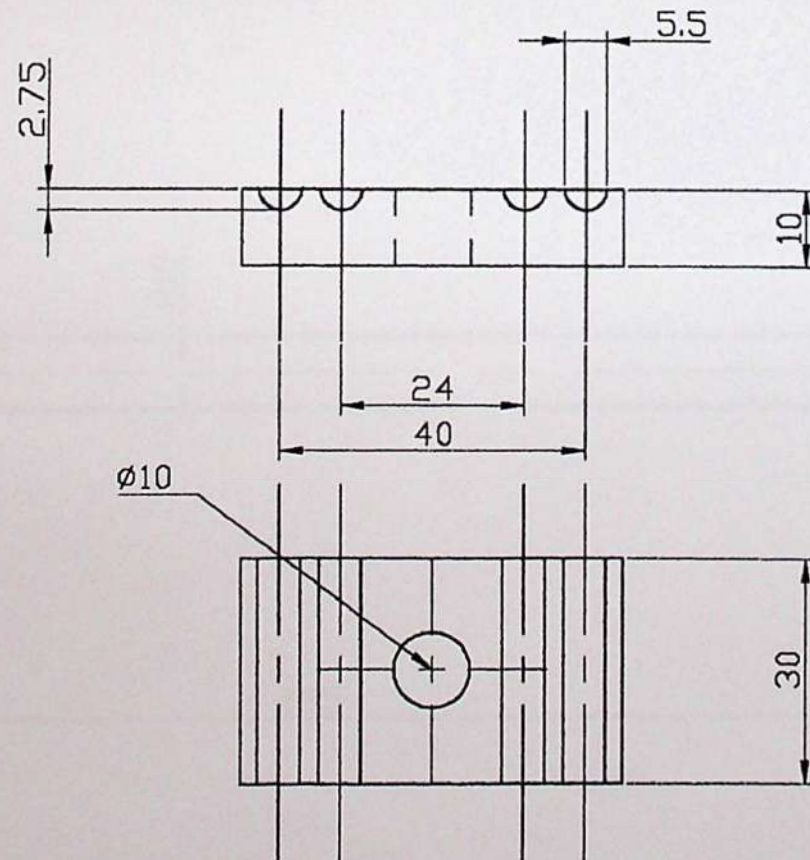
18.2	2	ประกอบยึด spring	Aluminium	15x77x12	mm	
18.1	1	ยึดระยะ spring	Aluminium	50x77x12	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			บันทึกฉบับนี้			
			หมายเลขแบบ pump 0018		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 20



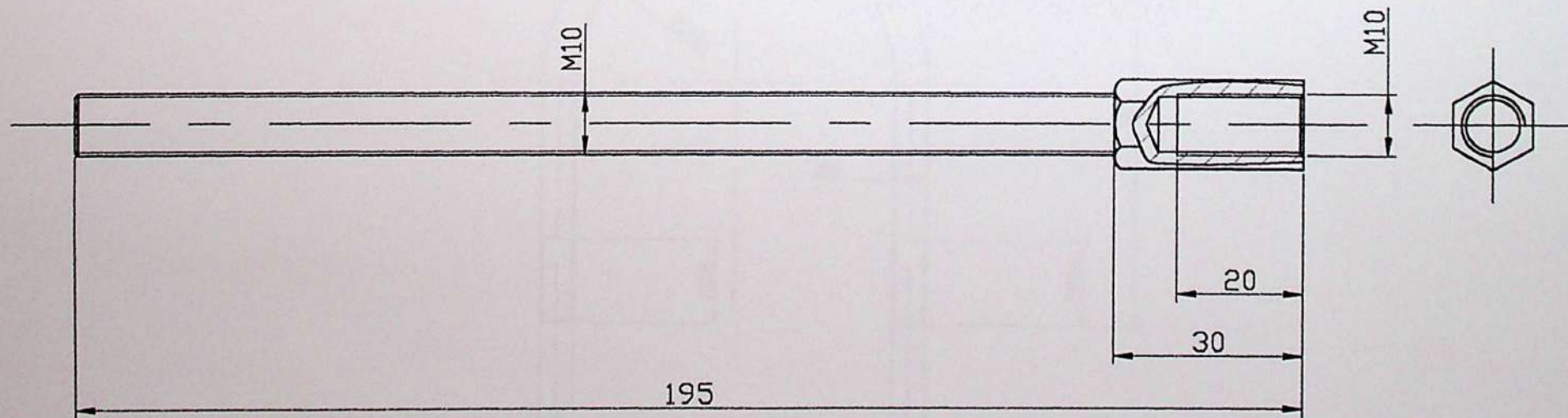
19	1	แกนหลัก	brass	ø10x185	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาหาร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประภา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0021		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 21



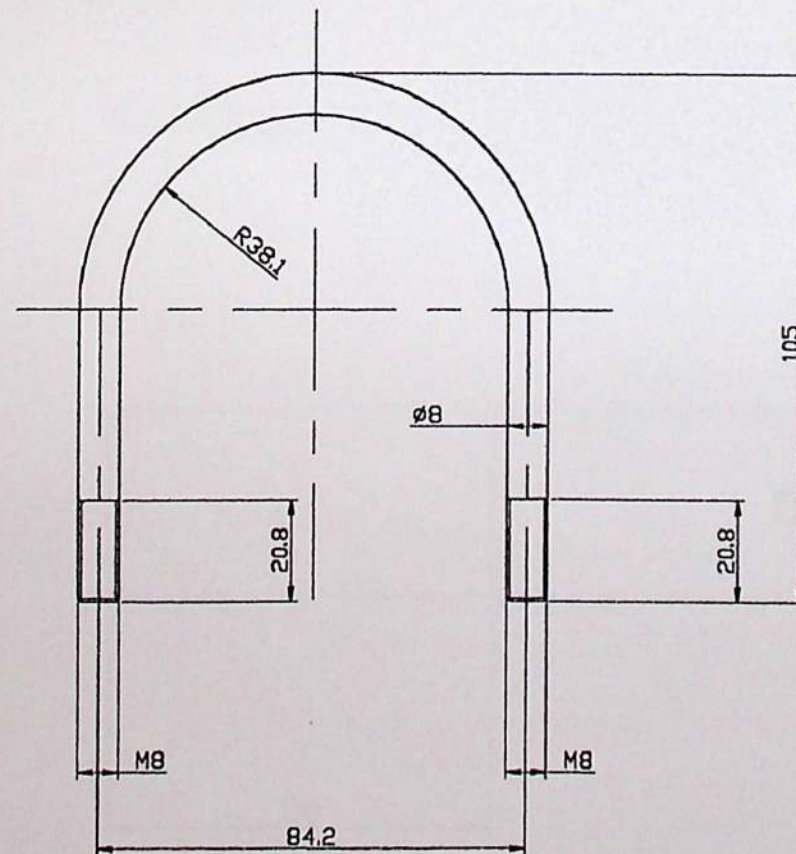
20	2	แกนประคอง	brass	Ø10x165	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้ออกแบบ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0020		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 22



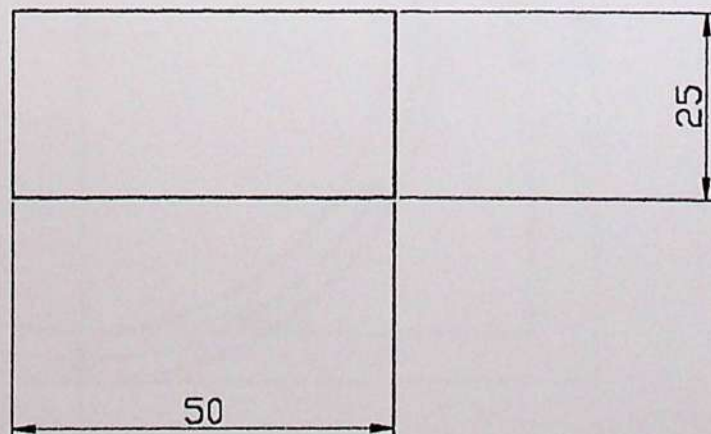
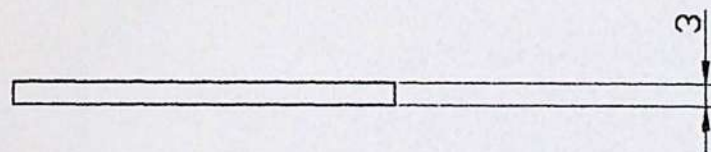
21	2	ยึด spring กับแกนหลัก	Aluminium	35x45x12	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0021		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 23



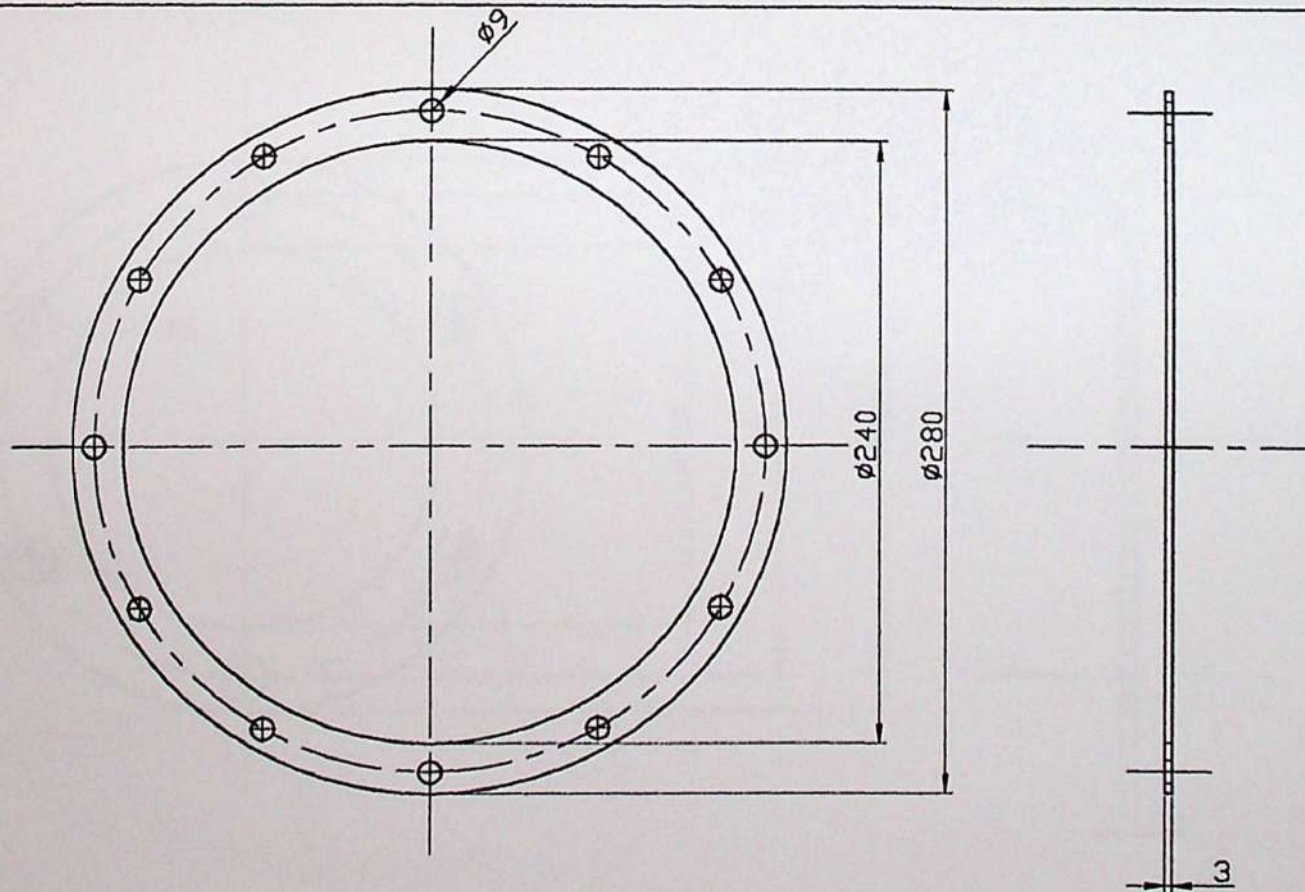
22	1	ตักปิดค้อนน้ำหนัก	brass หกเหลี่ยม	12.7x200	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้ออกแบบ อ.ประชา	ชื่อเพิ่ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1:1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0022		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 24



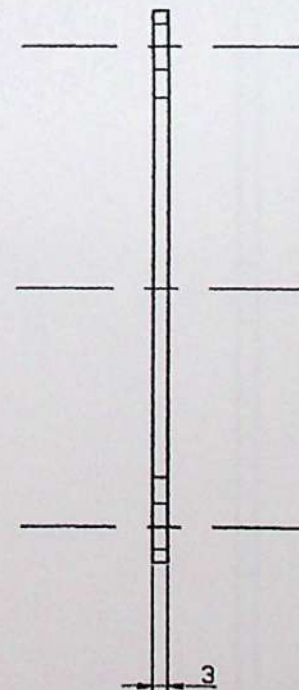
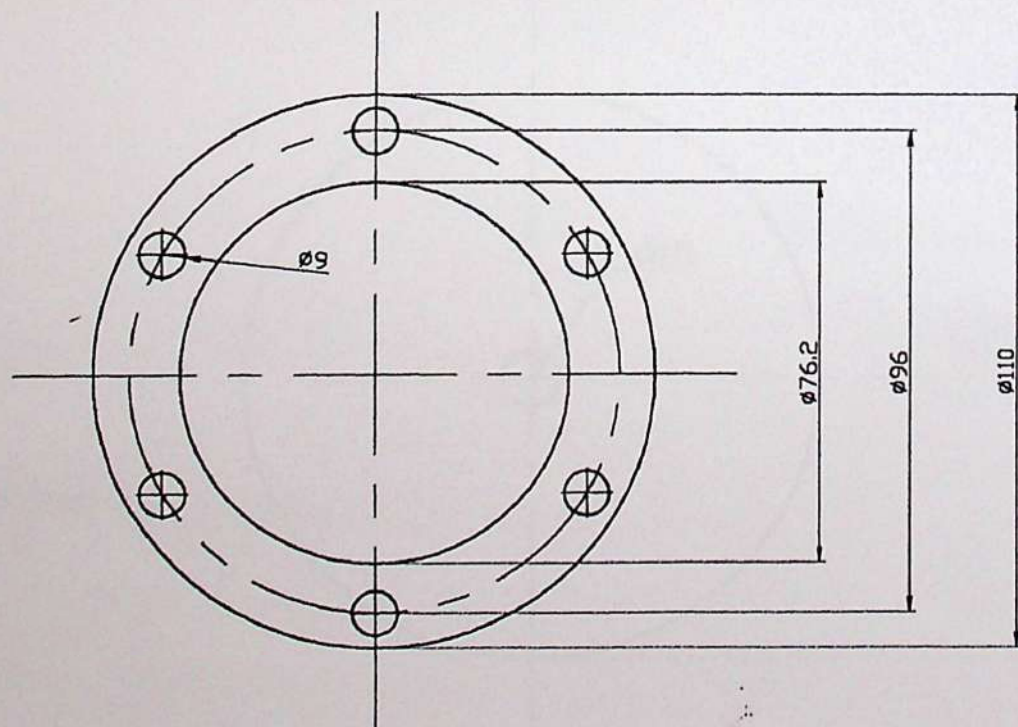
23	2	สายรัดท่อ 3"	steel	-	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 1.5
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0023		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 25



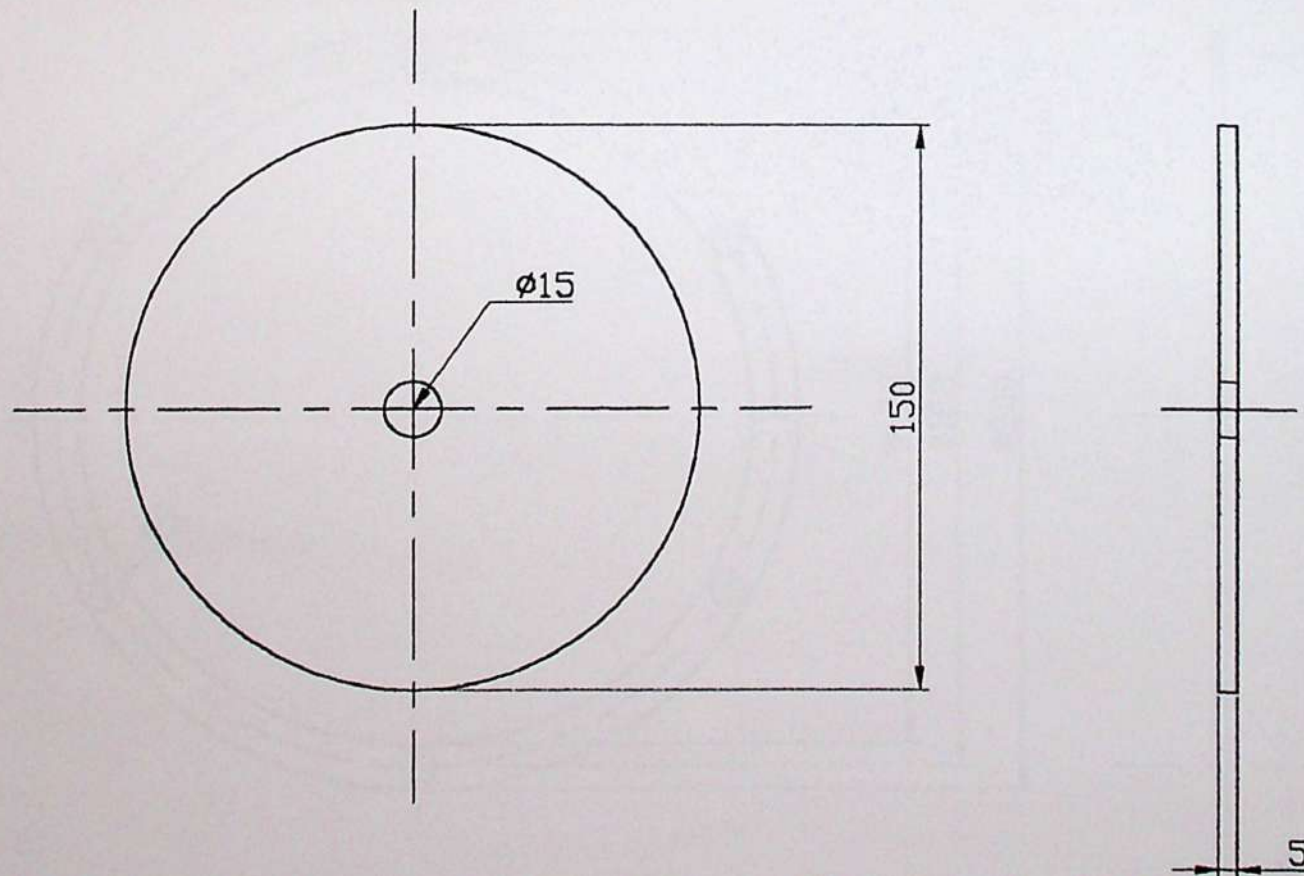
24	1	ยางรองท่อ 3"	ยาง	25x50x3	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 1
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0024		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 26



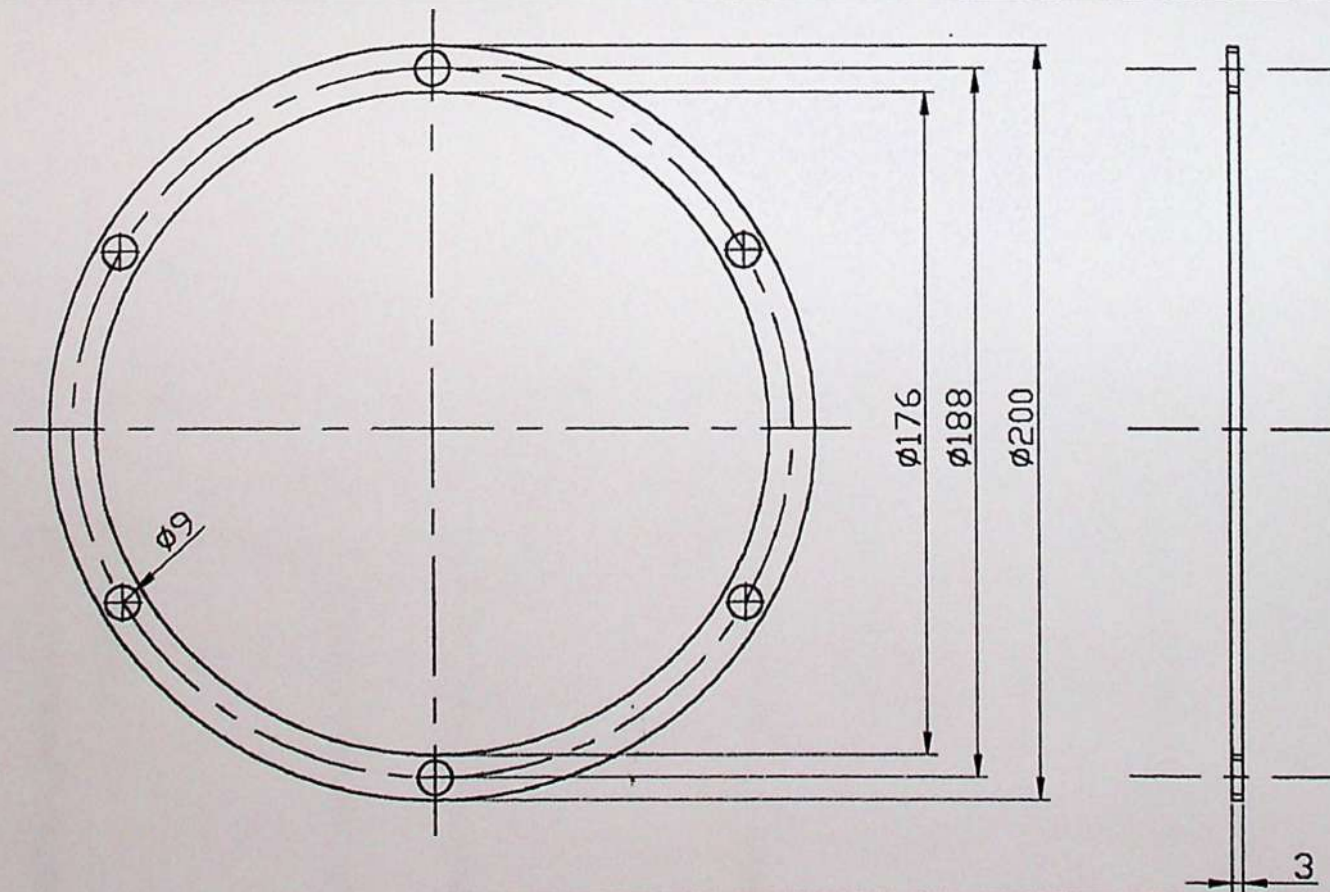
25	1	ประเก็นยาง	ยาง	ø280×3	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้ออกแบบ อ.ประชา	ชื่อแฟ้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 3
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0025		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 27



28	3	ประเก็นยาง	ยาง	ø110×3	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประจำ	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 1.5
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั้มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0026		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 28



27	2	ฝาประกอบค้ำน้ำหนัก	Aluminum Alloy	Ø160x20	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้ออกแบบ อ.ประภา	ชื่อแผ่น	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มค้ำน้ำหนัก			
			หมายเลขแบบ pump 0027		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 29



28	1	ประเก็นยาง	ยาง	ø200x3	mm	
ลำดับที่	จำนวน	ชื่อ	วัสดุ	ขนาด	หน่วย	
ผู้เขียน อุทิศ		ผู้ตรวจ สมเจตน์, อาทร,ณรงค์ชัย	ผู้อนุมัติ อ.ประชา	ชื่อแท้ม	วันที่ 6/2/2543	มาตราส่วน 1 : 2
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย ศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์			ปั๊มตะบันน้ำ			
			หมายเลขแบบ pump 0028		แก้ไขครั้งที่ 2	แผ่นที่ 30

ประวัติผู้จัดทำ

ชื่อ นายณรงค์ชัย ไชยชมภู

การศึกษา ป.ว.ช. วิทยาลัยเทคนิคลำปาง
ป.ว.ส.วิทยาลัยเทคนิคลำปาง
สาขา ช่างยนต์

ที่อยู่ 106 ม.4 ต.จอแก้ว อ.ห้างฉัตร จ.ลำปาง
โทร. (054) 368193

ชื่อ นายสมเจตน์ เกตุนิล

การศึกษา ป.ว.ช. วิทยาลัยเทคนิคนครนายก
ป.ว.ส. วิทยาลัยเทคนิคนครนายก
สาขา ช่างยนต์

ที่อยู่ 14 หมู่ 6 ต.พิบูลย์นอก อ.บ้านนา จ.นครนายก
โทร. (037) 381424

ชื่อ นายอาทร รอดพันธ์

การศึกษา ป.ว.ช. ช่างกลสยาม
ป.ว.ส. สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตพระนครเหนือ
สาขา ช่างยนต์

ที่อยู่ 9 หมู่ 3 ถ.ชัยพฤกษ์ แขวงสีกัน เขตคลองสาน กรุงเทพมหานคร
โทร. 424-6716

ชื่อ นายอุทิศ ทองสุขใส

การศึกษา ป.ว.ช. วิทยาลัยเทคนิคนครพนม
ป.ว.ส.วิทยาลัยเทคนิคท่าหลวงจันทบุรี
สาขา เครื่องมือกล

ที่อยู่ 123 หมู่ 6 ต.นาอุดม อ.นิคมคำสร้อย จ.มุกดาหาร 49130