



ปีการศึกษา 2533

ระบบส่งกำลังแบบต่อเนืองสำหรับยานพาหนะ

โดย

1. นาย จารุวัตร เจริญสุข 301036
2. นาย ตีเรก คงสวัสดิ์ 301075
3. นาย วัลลภ สิมพลีพันธุ์ 301242

อาจารย์ที่ปรึกษา

.....
(ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ระบบส่งกำลังแบบต่อเนื่องสำหรับยานพาหนะ

CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION SYSTEM FOR HYBRID VEHICLES



ปริญญาโทสำหรับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2533

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อ	1
บทที่ 1 บทนำ	3
บทที่ 2 ระบบส่งกำลังไฮดรอสแตติก	4
บทที่ 3 ระบบควบคุมของการส่งกำลังไฮดรอสแตติก	14
บทที่ 4 การตอบสนองและการจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ	20
บทที่ 5 การทดลองและการวิเคราะห์	28
บทที่ 6 สรุป วิจารณ์และแนวทางการพัฒนาในอนาคต	53
ภาคผนวก	56
กิตติกรรมประกาศ	81
เอกสารอ้างอิง	82

ระบบส่งกำลังแบบต่อเนื่องสำหรับยานพาหนะ

จารุวัตร เจริญสุข

ดิเรก คงสวัสดิ์

วัลลก สิมพลีพันธุ์

อาจารย์ที่ปรึกษา ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์

ปีการศึกษา 2533

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาระบบส่งกำลังแบบแบ่งแยกพลังงานสำหรับยานพาหนะ ซึ่งต้นกำลังที่จ่ายให้ระบบจะมีความเร็วรอบคงที่ แต่แรงบิดที่ output ขาออก จะเปลี่ยนแปลงไปตามเงื่อนไขการทำงาน การศึกษาที่รวมไปถึงการหา transfer function ของระบบ โดยการใช้ unit step function ซึ่งจะได้ transfer function ของระบบในรูปเมตริกซ์ 2×2 และของตัวรบกวน (disturbance) เป็นเมตริกซ์ 2×1 สมการที่ใช้จะกำหนดให้อยู่ในรูปของ First order และ second order differential equation ผลของการจำลองนี้จะนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง.

CONTINUOUS VARIABLE TRANSMISSION SYSTEM FOR HYBRID VEHICLES

JARUWAT CHARURNSUK

DIREK KONGSAWAT

WANLOP SIMPLIPUN

ADVISOR Dr.MONGKOL MONGKOLVONGROAJ

Abstract

This project deal with the experimental study on the Power Split Continuous Variable Transmission for Hybrid Vehicle System. The input engine speed keep constant but load torque is varing depend on the operating condition. The study included the hybrid system identification using step input in order to obtain the transfer function matrices; a 2×2 system transfer function matrix and a 2×1 disturbance transfer function matrix. First order and second order differential equations are represented for the mathematical model of the hybrid system. The result from the simulation of the transfer function matrices are compared with the experimental result.

บทที่ 1

บทนำ

ระบบส่งกำลังที่ใช้กันแพร่หลายในปัจจุบัน คือระบบเกียร์ ซึ่งเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูง แต่การส่งกำลังจะไม่ต่อเนื่อง เพราะต้องเปลี่ยนอัตราทดตามลักษณะของภาระ (load) ดังนั้น ความเร็วรอบของต้นกำลังจึงไม่สม่ำเสมอ ทำให้ประสิทธิภาพของต้นกำลัง (ในที่นี้คือเครื่องยนต์สันดาบภายใน) ไม่แน่นอน เนื่องจากต้นกำลังจะทำงานได้มีประสิทธิภาพสูงสุดที่ความเร็วช่วงหนึ่งเท่านั้น เมื่อมาพิจารณาาระบบส่งกำลังแบบไฮโดรสแตติก ซึ่งเป็นการส่งพลังงานโดยใช้น้ำมันไฮดรอลิก พบว่ามีประสิทธิภาพต่ำกว่าแบบแรก แต่การส่งกำลังจะทำได้ต่อเนื่องและความเร็วรอบของต้นกำลังสามารถตั้งไว้ที่ประสิทธิภาพสูงสุดได้ (ตามทฤษฎีอัตราทดสามารถทำได้ตั้งแต่ 0 ถึง อนันต์)

ดังนั้น จึงมีการพัฒนาวิธีการส่งกำลังโดยวิธีแบ่งส่วนพลังงาน ส่วนหนึ่งผ่านระบบไฮโดรสแตติก เรียกว่า Continuous variable transmission unit (CVT) ซึ่งเป็นส่วนเปลี่ยนอัตราทด และกำลังอีกส่วนหนึ่งส่งผ่านทางเพลาโดยตรง เรียกว่า Mechanical unit นำมารวมกันโดย Differential gear

ได้มีการศึกษาวิจัยระบบนี้เพื่อนำไปใช้กับยานพาหนะ โดยนำระบบควบคุมมาใช้เพื่อให้สามารถทำงานในสภาวะต่าง ๆ ซึ่งมีแนวโน้มที่จะเพิ่มประสิทธิภาพรวมของทั้งระบบได้

สำหรับเนื้อหาในบริบทวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ประกอบด้วย ทฤษฎีของระบบส่งกำลังไฮโดรสแตติก ผสมผสานเข้ากับทฤษฎีของระบบควบคุม (Control system theory) ที่เป็นพื้นฐานของการศึกษาระบบส่งกำลัง CVT ในแง่ของการหา Transfer function ของระบบ เพื่อนำไปใช้ในการสร้างตัวควบคุมในอนาคต

การทำงานของระบบการส่งกำลังไฮดรอลิค

เริ่มต้นจากเครื่องต้นกำลังส่งกำลังในการขับปั๊มไฮดรอลิคเพื่อสร้างอัตราการไหลและความดันส่งต่อไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิค ซึ่งอีกนัยหนึ่งหมายถึง พลังงานกลจากเครื่องต้นกำลังถูกเปลี่ยนรูปให้อยู่ในรูปความดันของของไหลโดยปั๊ม และถูกส่งผ่านไปยังมอเตอร์ไฮดรอลิค เพื่อใช้งานในสถานะที่ต้องการต่างๆ โดยสิ่งสำคัญในระบบที่ต้องคำนึงถึงประกอบด้วย

1. อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิคภายในระบบ ซึ่งมีผลต่อความเร็วของมอเตอร์ที่นำไปใช้งาน การปรับอัตราการไหลสามารถทำได้โดย

1.1 การปรับระยะการเคลื่อนที่ในการรับ-ส่งน้ำมัน (Displacement) ของมอเตอร์และปั๊มไฮดรอลิค

1.2 การปรับและควบคุมอัตราการไหลโดยวาล์ว (Control Valve) ซึ่งติดตั้งอยู่ระหว่างปั๊มและมอเตอร์

1.3 การปรับการส่งกำลังจากอุปกรณ์ต้นกำลังที่ใช้ในการขับปั๊ม

จากระบบดังกล่าวจะพบว่าหากต้องการใช้วิธีการปรับอัตราการไหลตามข้อ 1.1 ปั๊มและมอเตอร์ไฮดรอลิคที่ใช้จะต้องเป็นแบบใบพัด (Vane) หรือแบบลูกสูบ (Piston) ซึ่งแบบลูกสูบลูกสูบมีด้วยกันสองชนิดคือ แบบลูกสูบบางตัวในแนวรัศมี (Radial-Piston) และแบบลูกสูบบางตัวในแนวแกน (Axial-Piston) โดยในแบบใบพัดและแบบลูกสูบบางตัวในแนวรัศมี การปรับอัตราการไหลทำได้โดยการปรับระยะการเอียงศูนย์ระหว่างเพลลาของใบพัดหรือลูกสูบกับส่วนสเตเตอร์ของปั๊มหรือมอเตอร์ ส่วนในกรณีแบบลูกสูบบางตัวในแนวแกน การปรับอัตราการไหลทำได้โดยการปรับแผ่นมุมเอียง (Swash Plates or Wobble Plates) ซึ่งจะเป็นตัวกำหนดระยะการเคลื่อนที่ของลูกสูบบรับ-ส่งน้ำมันในการหมุนหนึ่งรอบ และมีผลต่ออัตราการไหลของน้ำมัน และความเร็วของเพลลามอเตอร์

การใช้วิธีตามข้อ 1.2 หรือ 1.3 สามารถทำใช้ร่วมกับวิธีตามข้อ 1.1 และกับระบบที่ไม่สามารถจะใช้วิธีในข้อ 1.1 ได้ เช่น ระบบที่ใช้ปั๊มแบบเฟือง (Gear Pump) การปรับอัตราการไหลของน้ำมันจะทำได้โดยการปรับความเร็วของการหมุนปั๊มจากอุปกรณ์ต้นกำลัง และการควบคุมความเร็วของมอเตอร์อาจทำได้โดยวาล์วควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิคที่ทางเข้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับอ้างอิงเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ของมอเตอร์

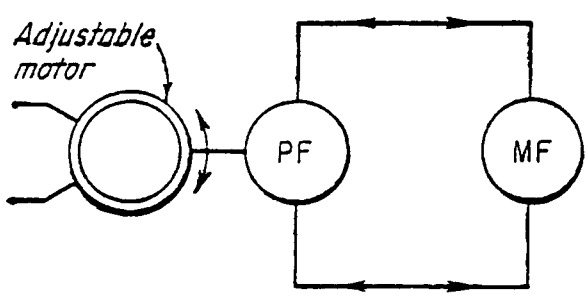
อัตราการไหลของน้ำมันสามารถหาได้จากผลคูณของความเร็วยรอบมอเตอร์และปริมาตรการรับน้ำมันของลูกสูบในหนึ่งรอบของการหมุนมอเตอร์ และในทางกลับกันความเร็วรอบมอเตอร์ก็สามารถหาได้จากอัตราการไหลของน้ำมันจากปั๊ม

2. ความดันของน้ำมันไฮดรอลิกภายในระบบมีผลต่อแรงบิดที่เพลารอบมอเตอร์ ค่าแรงบิดที่มอเตอร์ จะขึ้นอยู่กับความดันที่ปั๊มสร้างขึ้น รวมทั้งระยะของการรับ-ส่งน้ำมันของลูกสูบภายในมอเตอร์และปั๊มไฮดรอลิก (Displacement) และค่าประสิทธิภาพของระบบ หรือในทางกลับกันที่ค่าระยะการส่งน้ำมันคงที่ค่าหนึ่ง เมื่อเพิ่มแรงบิดให้กับระบบหรือมอเตอร์จะทำให้ระบบมีความดันสูงขึ้น หากความดันสูงเกินค่าความดันที่ตั้งไว้ ปั๊มจะทำการระบายน้ำมันออกเพื่อป้องกันความเสียหายที่อาจเกิดขึ้น ซึ่งการเลือกใช้ความดันควรพิจารณาถึงภาระหรือแรงบิดที่ระบบจะต้องถูกนำไปใช้งาน

แบบต่างๆ ของระบบส่งกำลังไฮดรอสแตติก

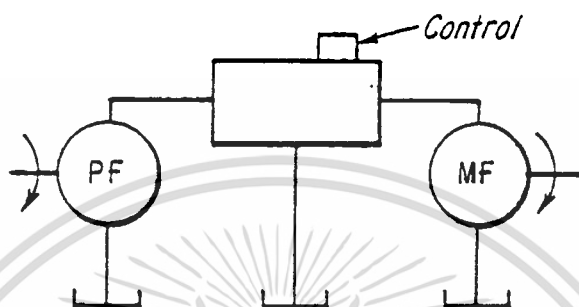
ระบบไฮดรอสแตติกแบ่งออกตามลักษณะของการควบคุมการไหลได้ 5 แบบคือ

- 1. ระบบที่ปั๊มและมอเตอร์ปรับไม่ได้ (Fixed-displacement pump, Fixed-displacement motor) การปรับวนที่นี้หมายถึงการปรับระยะการเคลื่อนที่ในการรับ-ส่งน้ำมันของปั๊มและมอเตอร์ที่มีผลต่อความเร็วรอบของระบบ ในกรณีนี้ความเร็วของมอเตอร์จะถูกควบคุมโดยเครื่องต้นกำลังที่ส่งความเร็วและแรงบิด (Input) ให้กับปั๊ม เพื่อเป็นการควบคุมการจ่ายน้ำมันให้กับมอเตอร์อีกที ระบบดังกล่าวแสดงดังรูปข้างล่าง



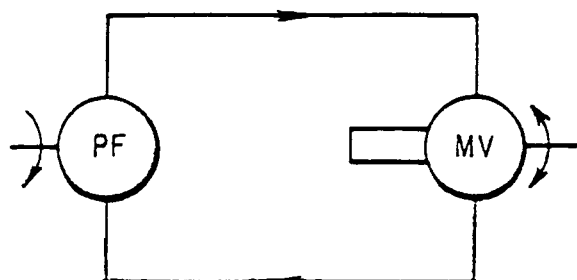
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
รูปที่ 2.2 แสดงไดอะแกรมของระบบไฮดรอสแตติกแบบปั๊มและมอเตอร์ปรับค่าไม่ได้

2. ระบบที่**ไม่มี** และมอเตอร์ปรับ**ไม่ได้** และ**ไม่**ใช้การปรับเครื่องต้นกำลัง ค่าที่ส่งออก (Output) จากมอเตอร์จะถูกควบคุมโดยการปรับค่าที่ส่งเข้า หรือ อัตราการไหลและความดัน (Input) ที่เข้ามอเตอร์ด้วยวาล์ว ซึ่งวิธีนี้เป็นวิธีที่ง่ายที่สุดรวมทั้งมีต้นทุนต่ำที่สุดแต่ประสิทธิภาพที่ได้ค่อนข้างต่ำ แสดงดังรูป



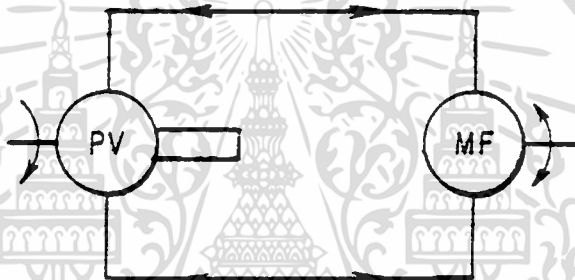
รูปที่ 2.3 แสดงโคะแกรมของระบบไฮดรอสแตติกแบบใช้การปรับเครื่องต้นกำลัง

3. ระบบที่มอเตอร์ปรับ**ได้** และ **ไม่มี**ปรับค่า**ไม่ได้** ในระบบนี้ ค่าของแรงบิดที่มอเตอร์จะแปรผกผันกับความเร็วรอบของมอเตอร์ เมื่อปรับค่าการเคลื่อนที่ของระยะรับน้ำมันให้มากขึ้น จะมีผลทำให้ความเร็วรอบของมอเตอร์มีค่าน้อยลง เนื่องจากมอเตอร์จะต้องใช้น้ำมันมากขึ้นในการผลักดันให้เกิดการเคลื่อนที่ที่หนึ่งรอบ ในขณะที่เดียวกันแรงบิดของมอเตอร์จะเพิ่มขึ้น เนื่องจากการปรับระยะการเคลื่อนที่รับน้ำมันให้มากขึ้นนี้ ทำให้เกิดการเยื้องศูนย์ของเพลามอเตอร์ กับตัวฝาสูบ และมีผลทำให้มอเตอร์เกิดในเมนต์ในการหมุนเพิ่มขึ้น และเมื่อปรับค่าการเคลื่อนที่ของระยะการรับน้ำมันให้น้อยลง ก็จะได้ผลในทางตรงกันข้าม กับการปรับแบบข้างต้น อย่างไรก็ตาม กล้างของมอเตอร์จะยังคงคงที่ตลอดช่วงการทำงาน แสดงดังรูป 2.4 และคุณสมบัติต่างๆของระบบแสดงดังรูป 2.7



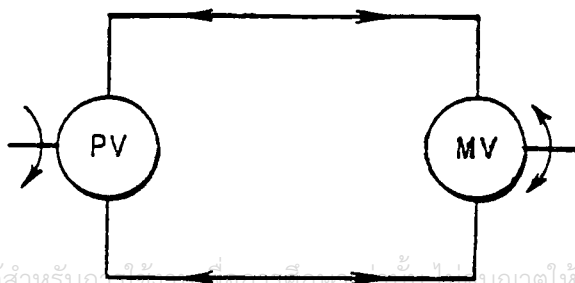
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
รูปที่ 2.4 แสดงโคะแกรมของระบบไฮดรอสแตติกที่มอเตอร์ปรับได้และไม่มีปรับไม่ได้

4. ระบบที่มอเตอร์ปรับไม่ได้ และปั๊มปรับได้ เนื่องจากมอเตอร์เป็นแบบปรับระยะการเคลื่อนที่รับน้ำมันของลูกสูบไม่ได้ และการจ่ายน้ำมันของปั๊ม ทาที่ความดันค่อนข้างคงที่ตลอดเวลา ระบบไฮดรอสแตติกแบบนี้จึงมีค่าแรงบิดค่อนข้างคงที่ ส่วนการปรับระยะการเคลื่อนที่ส่งน้ำมันของปั๊มจะควบคุมให้ระบบมีอัตราการไหลของน้ำมันเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น หรือลดลง และทำให้ความเร็วรอบของมอเตอร์มีค่าเปลี่ยนแปลงได้ หรืออาจกล่าวได้ว่า ในระบบแบบนี้แรงบิดจะมีค่าค่อนข้างคงที่ ตลอดช่วงการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของมอเตอร์ โคอะแกรมของระบบ แสดงดังด้านล่าง และคุณสมบัติต่างๆ ของระบบ (Torque output, Pump Hp, Over-all eff.) แสดงดังรูป 2.5

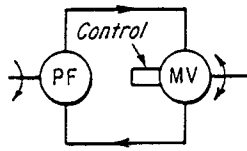


รูปที่ 2.5 แสดง โคอะแกรมของระบบไฮดรอสแตติกแบบมอเตอร์ปรับไม่ได้และปั๊มปรับได้

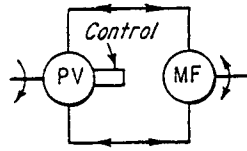
5. ระบบไฮดรอสแตติกแบบปั๊มและมอเตอร์ปรับค่าได้ ในระบบแบบนี้การควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ทำได้โดยผลรวมของการปรับระยะการเคลื่อนที่รับ-ส่งน้ำมัน (Displacement) ของทั้งมอเตอร์และปั๊ม ซึ่งทำให้ได้ค่าอัตราส่วนของความเร็วของมอเตอร์ต่อปั๊ม มีค่าสูงหรือมีช่วงความเร็วรอบใช้งานที่สูงกว่าในแบบอื่นๆ นอกจากนี้ยังใช้งานในภาระต่างๆ กันได้กว้างกว่าแบบอื่นๆ เช่นการใช้งานแบบที่นอกเหนือจากแบบที่ต้องการให้แรงบิดคงที่หรือกำลังคงที่ อย่างไรก็ตามแสดงดังรูป 2.6 และคุณสมบัติของระบบแสดงดังรูปที่ 2.7



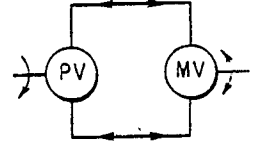
รูปที่ 2.6 แสดง โคอะแกรมของระบบไฮดรอสแตติกแบบปั๊มและมอเตอร์ปรับค่าได้



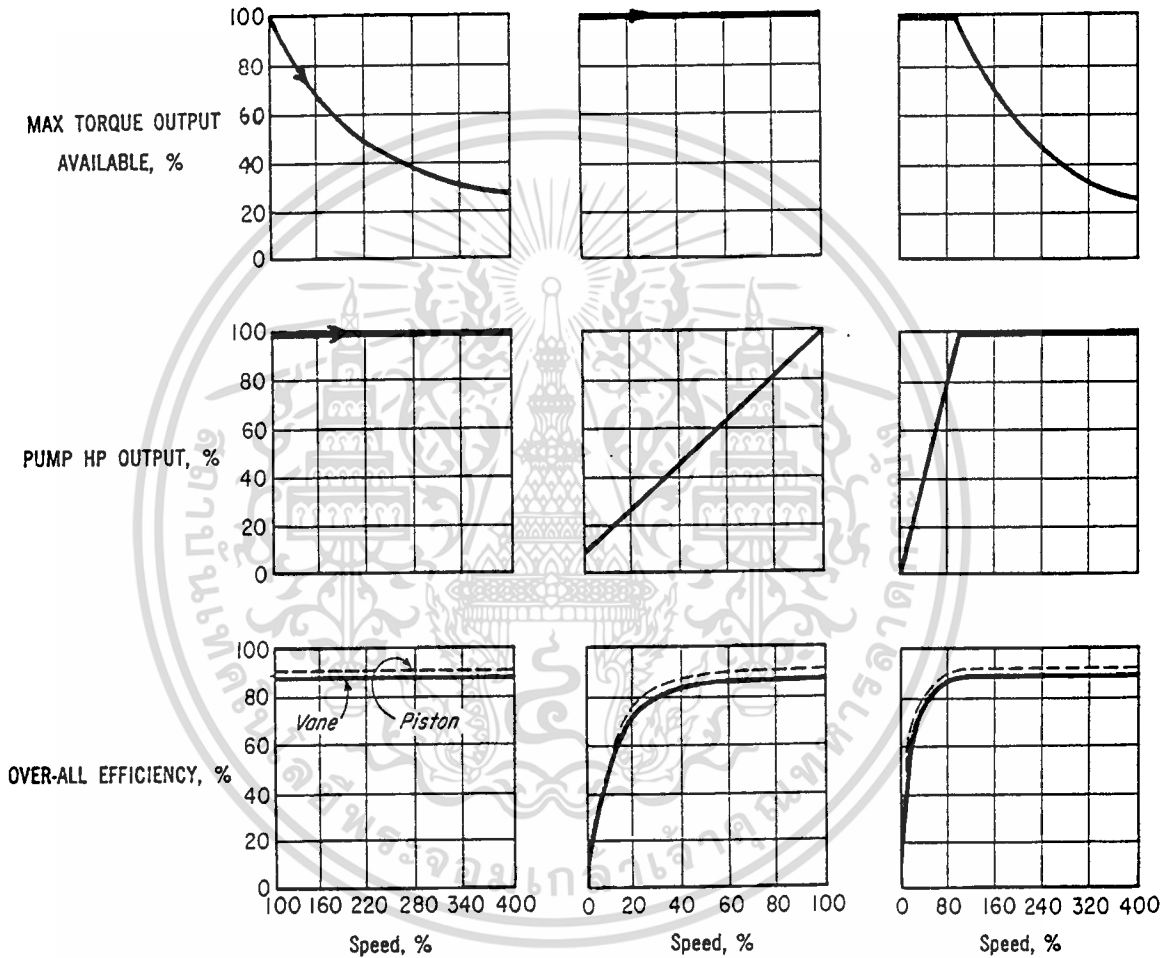
FIXED PUMP,
VARIABLE MOTOR
(PF-MV)



VARIABLE PUMP,
FIXED MOTOR
(PV-MF)



VARIABLE PUMP,
VARIABLE MOTOR
(PV-MV)



รูปที่ 2.7 แสดง Performance ของระบบไฮดรอสแตติกในแบบต่างๆ

นอกจากระบบการส่งกำลังไฮดรอสแตติกในแบบต่างๆที่ได้กล่าวมาข้างต้นแล้วระบบไฮดรอสแตติกยังมีการพัฒนา เพื่อให้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น โดยให้มีการทำงานในแบบผสม

ระหว่างการทดกำลังแบบเฟือง ในเครื่องยนต์ส่งกำลังและระบบไฮดรอลิก เช่นระบบไฮดรแมค-เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ซึ่งจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

ความสัมพันธ์ภายในระบบไฮดรอสแตติก

พิจารณาเมื่อให้ปั๊มและมอเตอร์เป็นแบบในอุดมคติ (Ideal pump & motor) และไม่คำนึงถึงการสูญเสีย (Losses) ที่เกิดขึ้นในระบบก่อน

กำหนดค่าให้

$$n_p = \text{ความเร็วของปั๊มไฮดรอลิก rev/min}$$

$$D_p = \text{ปริมาตรการส่งน้ำมันในหนึ่งรอบของปั๊ม}$$

$$n_m = \text{ความเร็วของมอเตอร์ rev/min}$$

$$D_m = \text{ปริมาตรการรับน้ำมันในหนึ่งรอบของมอเตอร์}$$

จะพบว่าอัตราการไหลของน้ำมันที่ส่งโดยปั๊ม จะมีค่า

$$Q_p = n_p D_p$$

เมื่อ $Q_p =$ อัตราการไหลของน้ำมันที่ส่งโดยปั๊ม

เนื่องจากน้ำมันเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้ อัตราการไหลของน้ำมันจากปั๊มไฮดรอลิกจะมีค่าเท่ากับอัตราการไหลของน้ำมันที่ส่งผ่านมอเตอร์ไฮดรอลิก

$$Q_m = n_p D_p = n_m D_m$$

ดังนั้น

$$n_m = n_p D_p / D_m \quad \dots\dots\dots(2.1)$$

จากสมการ 2.1 จะพบว่า เมื่อให้ปั๊มไฮดรอลิก ปรับค่า Displacement ไม่ได้และมีความเร็วรอบที่ส่งจากเครื่องต้นกำลังคงที่ จะได้

$$n_m = \text{Constant} / D_m$$

หรือความเร็วรอบของมอเตอร์จะปรับค่าได้จากการปรับ Displacement ของมอเตอร์เอง

และในทางตรงกันข้าม ในแบบอื่นๆ ของระบบไฮดรอสแตติก สามารถหาความสัมพันธ์ของตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

แปรทั้งสี่ได้จากสมการ 2.1

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากไม่คำนึงถึงความสูญเสีย (Losses) ที่เกิดขึ้นในระบบ งานที่ใช้ในการหมุนมอเตอร์ไฮดรอลิก คือ

งาน = แรงบิด x มุมที่หมุนไป = ปริมาตรการรับน้ำมันของมอเตอร์ x ความดัน ดังนั้นงานที่ใช้ในการหมุนมอเตอร์หนึ่งรอบ คือ

$$T_m \times 2\pi = D_m P_m \quad \dots\dots\dots(2.2)$$

เมื่อ T_m = แรงบิดของมอเตอร์ และ P_m = ความดันที่คร่อมมอเตอร์

จากสมการ 2.2 จะพบว่ากำลังของมอเตอร์ในระบบมีค่า

$$T_m n_m = D_m P_m n_m / 2\pi \quad \dots\dots\dots(2.3)$$

แทนค่า n_m จากสมการ 2.1 ลงในสมการ 2.3 จะได้

$$\begin{aligned} T_m n_m &= (D_m P_m / 2\pi) (n_p D_p / D_m) \\ T_m n_m &= n_p D_p P_m / 2\pi \quad \dots\dots\dots(2.4) \end{aligned}$$

สมการ 2.4 สามารถใช้อธิบายความสัมพันธ์ของตัวแปรในสมการกับระบบไฮดรอสแตติกแบบต่างๆได้ ในทำนองเดียวกับสมการ 2.1 ตัวอย่างเช่น ในระบบที่ปั๊มปรับค่า Displacement ไม่ได้และ n_p คงที่จากต้นกำลัง สมการ 2.4 จะเขียนได้เป็น

$$T_m n_m = \text{constant} \times P_m$$

จากสมการ ที่ความดันของระบบค่าหนึ่ง T_m จะแปรผกผันกับ n_m ในระบบไฮดรอสแตติกแบบนี้ อาจเรียกได้ว่าเป็น ระบบที่มีการส่งกำลังคงที่ (Constant power transmission)

ส่วนในระบบที่ปั๊มปรับค่าได้ และมอเตอร์ปรับค่าไม่ได้ ($D_m = \text{constant}$) จะพบว่า แรงบิดและความดันมีความสัมพันธ์ขึ้นอยู่ซึ่งกันและกัน หรือ ที่ความดันคงที่ค่าหนึ่งแรงบิดของมอเตอร์จะคงที่ จากสมการ 2.4 ในระบบที่มีความดันคร่อมปั๊ม (P_m) คงที่ และที่รอบการส่งกำลังให้ปั๊ม (n_p) คงที่ ความเร็วของมอเตอร์จะขึ้นกับการปรับค่า Displacement ของปั๊ม (D_p)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรณีใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ในระบบไฮดรอสแตติกแบบนี้ อาจเรียกได้ว่าเป็น ระบบที่มีแรงบิดส่งกำลังคงที่ (Constant torque transmission) ไม่ว่าการณ์ใดทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการที่พิจารณาถึงการสูญเสียที่เกิดขึ้นในระบบ สิ่งที่ต้องคำนึงถึง คือ ค่าประสิทธิภาพของ
ของระบบ สมการ 2.1 จะเขียนได้เป็น

$$Q_m = D_m n_m / m\eta_v \dots\dots\dots(2.5)$$

โดยที่ $m\eta_v$ = ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร จะเห็นว่า ในความเป็นจริงแล้ว
อัตราการไหลที่ผ่านมอเตอร์จะมีค่ามากกว่าในทางทฤษฎี

จากสมการ 2.2 แรงบิดจะมีค่า

$$T_m = m\eta_t D_m P_m / 2\pi \dots\dots\dots(2.6)$$

โดยที่ $m\eta_t$ = ประสิทธิภาพเชิงกล

จากสมการ 2.3 กำลังที่ได้จริงจะมีค่า

$$T_m n_m = m\eta_o n_m D_m P_m / 2\pi \dots\dots\dots(2.7)$$

โดยที่ $m\eta_o$ = ประสิทธิภาพรวมของระบบหรือมอเตอร์ไฮดรอลิค

และ $m\eta_o = m\eta_t \times m\eta_v$

ในสมการ 2.6 และ 2.7 แสดงให้เห็นว่า เมื่อพิจารณาถึงการสูญเสียแล้ว แรงบิดที่
ได้จากเพลลาของมอเตอร์ จะมีค่าน้อยกว่าค่าในทางทฤษฎี

ข้อดีของระบบไฮดรอสแตติก

- 1.สามารถส่งกำลังให้กับภาระได้อย่างเหมาะสมกับลักษณะงานในแต่ละแบบ
- 2.แรงบิด (Output)แปรตามความดันที่เกิดขึ้นในขณะนั้น ซึ่งไม่ขึ้นกับแรงบิดของเครื่อง
ยนต์ จึงสามารถให้แรงบิดสูงสุดได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความร้อนของ
เครื่องยนต์ (Over Heat)
- 3.สามารถปรับความเร็วรอบได้อย่างต่อเนื่อง เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ใช้อัตราทดของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สงวนลิขสิทธิ์ไว้ก่อน ปรึกษาว่า ระบบนี้สามารถเสื่อการใช้งานที่จุดใดก็ได้ของ
ไม่ว่ากรณีใดๆที่ อัตราที่ค่อนข้างเหมาะสมลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ระบบไฮดรอสแตติกมีค่าความเฉื่อยของการหมุนต่ำ จึงทำให้การสตาร์ท และการหยุดมีความแม่นยำ ราบเรียบมากกว่าระบบส่งกำลังบางประเภท เช่นทางไฟฟ้า
5. พลังงานถูกส่งผ่านไประบบไฮดรอลิก ดังนั้นปัญหาในเรื่องการวางตำแหน่งของเครื่องต้นกำลังและตัวขับเคลื่อน (Motor) จะไม่เกิดขึ้นเนื่องจากวางไว้ที่ตำแหน่งใดก็ได้ ซึ่งลดปัญหาในเรื่องการกระจายน้ำหนัก เป็นต้น
6. อุปกรณ์เพื่อความปลอดภัย เช่น วาล์วปลดความดัน (Pressure Relief Valve) สามารถป้องกันอุปกรณ์จากภาวะที่มีลักษณะกระแทกได้

ข้อเสียของระบบไฮดรอสแตติก

1. ความยุ่งยากของชุดอุปกรณ์ควบคุม
2. การขาดบุคคลากรที่มีความรู้เกี่ยวกับการซ่อมบำรุง
3. มีราคาหรือต้นทุนค่อนข้างสูง
4. การสูญเสียที่เกิดจากการเสียดสีของน้ำมันไฮดรอลิกเนื่องจากความหนืดของน้ำมันจะลดประสิทธิภาพของการส่งกำลัง

ด้วยเหตุผลของข้อเสียข้างต้นจึงทำให้ระบบไฮดรอสแตติกมีการใช้งานเมื่ออยู่ในวงจำกัด ในงานที่ต้องการแรงบิดที่สูง

ระบบส่งกำลังไฮดรอสแตติก

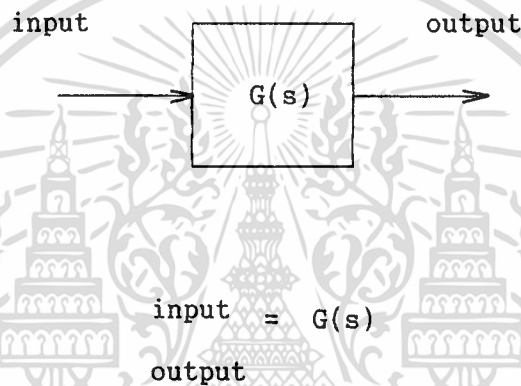
ระบบไฮดรอสแตติกอาจจะเรียกได้อีกอย่างหนึ่งคือระบบส่งกำลังแบบแยกกำลัง (Power Split Hydrostatic Transmission) เนื่องจากประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังไฮดรอลิก มีค่าต่ำกว่าระบบส่งกำลังทางกล เพื่อให้ประสิทธิภาพของระบบสูงขึ้น โดยยังคงข้อดีของระบบส่งกำลังไฮดรอสแตติกไว้ จึงนำระบบการส่งกำลังทางกลและไฮดรอลิกมารวมกันโดยใช้

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของบริษัทผู้จัดทำ ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
Differential Gear ก่อนจะถูกนำไปขับเคลื่อน

บทที่ 3

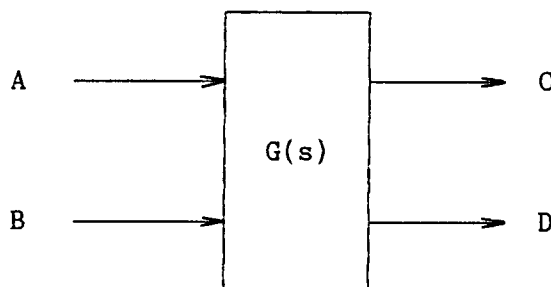
ระบบควบคุมของการส่งกำลังไฮดรอสแตติก

ในบทนี้จะกล่าวถึงระบบควบคุมของการส่งกำลังไฮดรอสแตติก ซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะประกอบด้วยค่า input และ ค่า output ที่มากกว่าหนึ่งค่า หรือเป็นแบบ Multivariable systems จากทฤษฎีการควบคุม ความสัมพันธ์ระหว่าง input และ output ของอุปกรณ์ตัวหนึ่ง แสดงได้ดังรูป



โดยที่ G เรียกว่าเป็น Transfer function เป็นค่าที่อธิบายความสัมพันธ์ระหว่าง input และ output ซึ่งเป็นฟังก์ชันของเวลา แต่เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ จึงใช้การเปลี่ยนให้อยู่ในรูปสมการลาพาส์ ที่เป็นฟังก์ชันของ S ดังนั้นในการศึกษา Multivariable systems หรือ ระบบไฮดรอสแตติก นี้จะเขียนรูป Transfer function ได้ดังนี้

กำหนดให้ input = A,B และ output = C,D จะได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เขียนในรูปเมตริกซ์ได้

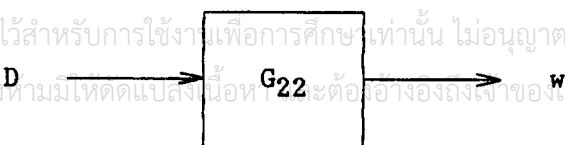
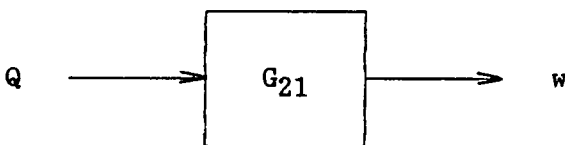
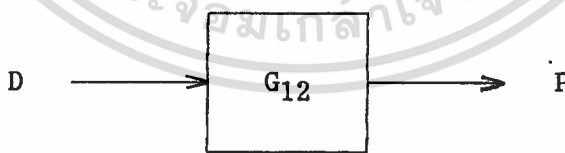
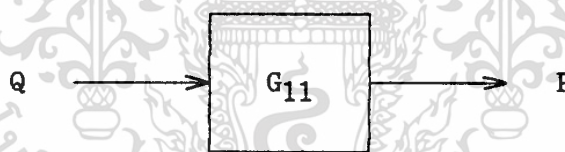
$$\begin{bmatrix} C \\ D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A \\ B \end{bmatrix}$$

หรือ เขียนในรูปสมการได้

$$C = G_{11}A + G_{12}B$$

$$D = G_{21}A + G_{22}B$$

ดั่งนี้ โดยการพิจารณาจะแยกเป็นส่วนๆ แล้วนำมาใช้วิธี Superposition ซึ่งแบ่งเป็นส่วนๆ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดเบสงนี้เพื่อต่ออ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในระบบมอเตอร์ไฮดรอลิก input คืออัตราการไหล (Q) และมุมเอียงของแผ่น Swash plate หรือ Displacement

output คือ ความเร็วรอบ (w) และความดันของน้ำมัน (p)

Disturbance คือ แรงบิด (T)

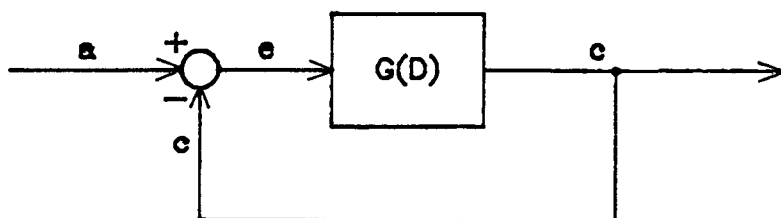
เพราะฉะนั้นสมการแสดงความสัมพันธ์จะอยู่ในรูป

$$\begin{bmatrix} w \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ D \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_{d1} \\ G_{d2} \end{bmatrix} T$$

ค่า $[G_s]$ และ $[G_d]$ จะหาได้จากการทดลอง ทำให้สามารถหาสมการในทางระบบควบคุมของระบบไฮดรอสแตติกได้และเพื่อทำการควบคุมให้ระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ (การหา G_c ที่เหมาะสม) โดยอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมในระบบนี้คือ อุปกรณ์ควบคุมมุมของแผ่นเอียง (Swash plate) และควบคุมอัตราการไหล เช่น วาล์วนิวแมติก

การควบคุมมอเตอร์ไฮดรอลิกโดยใช้ระบบควบคุมแบบย้อนกลับ

สำหรับระบบที่มีตัวแปรเดียว สามารถแสดงบล็อกโคอะแกรมได้ดังรูป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากบล็อกไดอะแกรมข้างต้น input ของระบบที่มีตัวแปรเดียว คือ a จะถูกนำมาเปรียบเทียบกับค่า output, c ที่นำมาข้อนกลับ ค่าที่ได้จากการเปรียบเทียบ e จะถูกส่งให้กับส่วนที่เรียกว่า Control element เพื่อให้ได้ค่า output, c การนำค่า output ข้อนกลับไปเปรียบเทียบกับค่า input ที่เข้ามาในระบบ ก่อนที่จะนำสัญญาณไปควบคุมจริง เรียกว่า เป็นการควบคุมแบบปิด ซึ่งสามารถควบคุมระบบ ที่ต้องการให้มีค่าการตอบสนองหรือ output ได้ อย่างเหมาะสมกว่า ระบบควบคุมแบบเปิด หรือ ระบบที่ไม่มีการข้อนกลับของสัญญาณ

สำหรับการหา Transfer function ของบล็อกไดอะแกรมทำได้ดังนี้

เนื่องจาก $c = e G(D)$

เมื่อ $G(D)$ คือ ฟังก์ชันใด ๆ

$$e = a - c$$

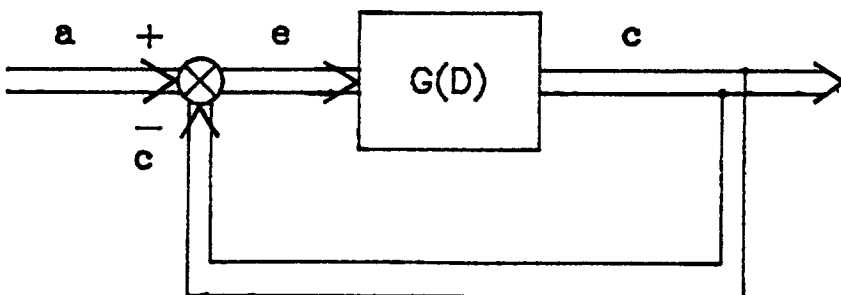
จะพบว่า

$$c = a G(D) / (1 + G(D)) \dots\dots\dots(3.1)$$

จากสมการ 3.1 ค่า Transfer function ของระบบที่มีตัวแปรเดียว คือ

$G(D) / (1 + G(D))$ โดยที่ $G(D)$ คือ ฟังก์ชันใด ๆ ที่อาจจะเป็น First order differential , Second order differential function หรือ ฟังก์ชันลำดับสูงกว่าได้ ซึ่งจะกล่าวถึงฟังก์ชันดังกล่าวในบทต่อไป

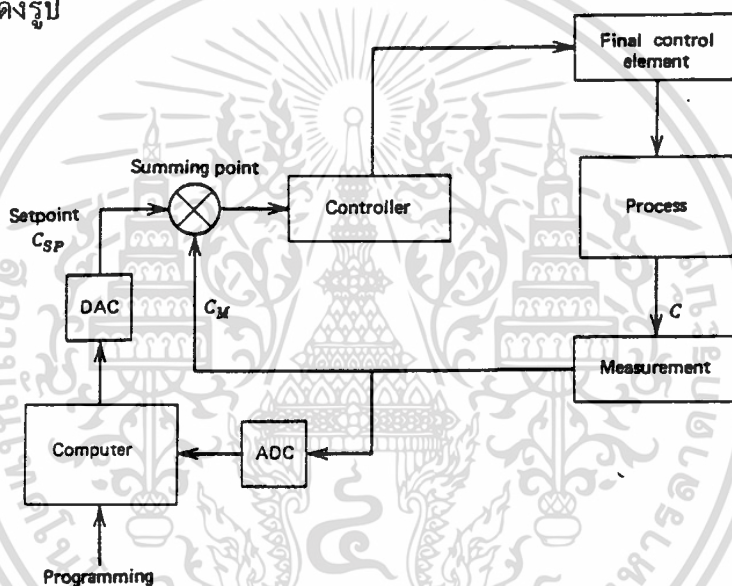
สำหรับระบบหลายตัวแปร (2 ตัวแปร) ก็มีลักษณะเช่นเดียวกัน ดังรูป



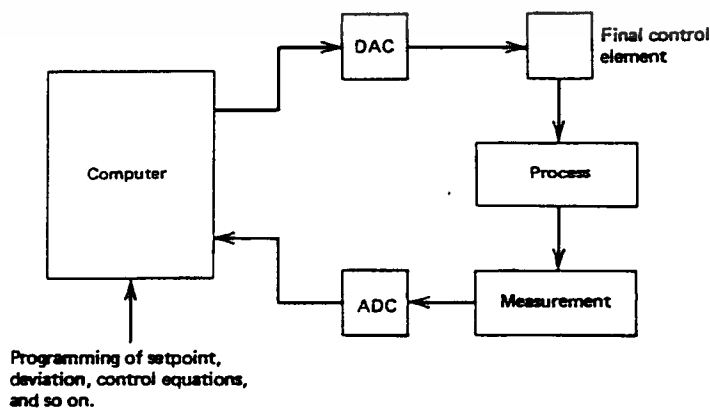
การใช้คอมพิวเตอร์ควบคุมระบบหลายตัวแปร

ลักษณะการใช้คอมพิวเตอร์เข้าควบคุมมี 2 แบบ คือ

1. การใช้คอมพิวเตอร์ปรับค่า set point ของ วงจรควบคุมเท่านั้นไม่เกี่ยวข้องกับการควบคุม โดยรับข้อมูลจากระบบมาประมวลผล ซึ่งในระบบควบคุมสัญญาณของ output จะถูกแปลงเป็นสัญญาณดิจิทัลโดย Analog to Digital Converter(ADC) และสัญญาณจากคอมพิวเตอร์จะถูกแปลงเป็นสัญญาณแอนาล็อกโดย Digital to Analog Converter(DAC) ก่อนส่งไป วงจรควบคุม ดังรูป

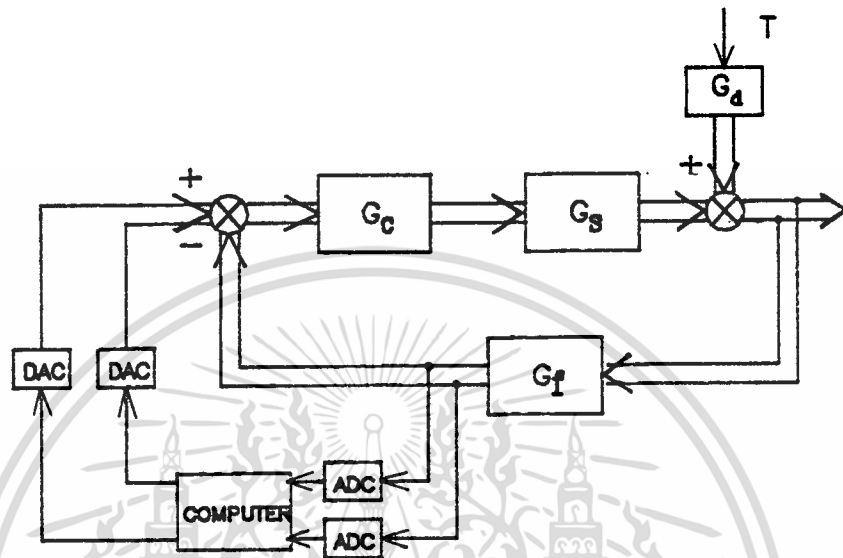


2. การใช้คอมพิวเตอร์ควบคุมโดยตรง โดยการสร้างโปรแกรมควบคุมเพื่อกำหนดค่าที่วัดได้ผ่าน ADC มาประมวลผลเพื่อกำหนดค่า Setpoint และ สร้างสัญญาณเพื่อควบคุมระบบ

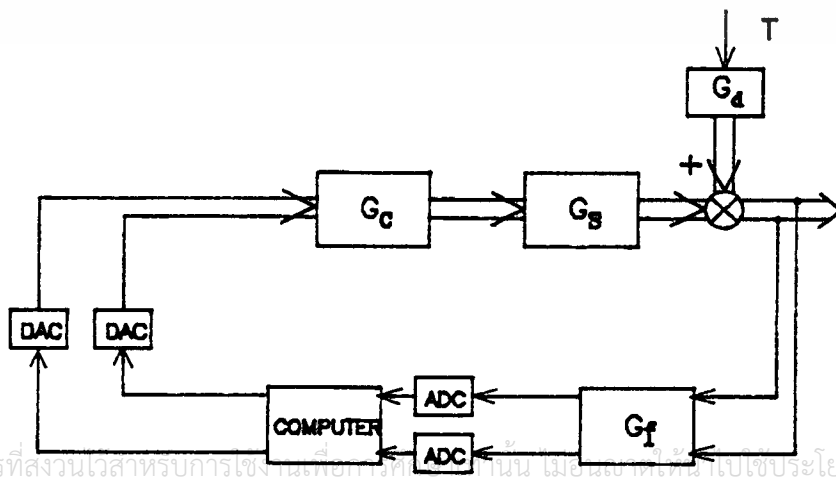


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการควบคุมระบบแบบหลายตัวแปร นี้เราอาจใช้การควบคุมแบบแรก แสดงบล็อกไดอะแกรมได้ดังรูป



ในระบบควบคุมมอเตอร์ไฮดรอลิก สัญญาณของ output จะถูกแปลงเป็นสัญญาณแอนะล็อก โดย Feedback element สัญญาณจะถูกเปลี่ยนเป็นสัญญาณดิจิทัลโดย Analog to Digital Converter(ADC) นำไปประมวลผลในคอมพิวเตอร์ และส่งสัญญาณ set point ผ่านอุปกรณ์แปลงสัญญาณดิจิทัลเป็นแอนะล็อกโดย Digital to Analog Converter(DAC) เข้าไปในวงจรควบคุม ของระบบ รูปบล็อกไดอะแกรมของการควบคุมแบบที่สองแสดงได้ ดังรูป



บทที่ 4

การตอบสนองและการจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ

เนื่องจากในระบบจริงจะมี input ได้มากมายหลายแบบ จึงเป็นการยากที่จะหาการตอบสนองของระบบต่อ input ทุกๆ ค่าได้ ในบทนี้แสดงการหาพฤติกรรมของการตอบสนองของระบบ ซึ่งหามาได้โดยตรงจากรากของ characteristic equation เกณฑ์การหานี้ได้มาจากการพิจารณา characteristic ของระบบทั่วไป อันดับที่ n

สำหรับสมการ differential ทั่วไป อันดับที่ n [เมื่อ $D = d(\)/dt$]

$$y(t) = [(a_m D^m + a_{m-1} D^{m-1} + \dots + a_1 D + a_0) / (D^n + b_{n-1} D^{n-1} + \dots + b_1 D + b_0)] f(t) \quad \dots\dots(4.1)$$

Laplace Transform

$$\begin{aligned} Y(s) &= [(a_m s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_1 s + a_0) F(s) + I(s)] / [s^n + b_{n-1} s^{n-1} + \dots + b_1 s + b_0] \\ &= [L_m(s) F(s) + I(s)] / L_n(s) \quad \dots\dots(4.2) \end{aligned}$$

เมื่อ $I(s)$ = ผลรวมของค่าเริ่มต้นทุกค่า

เมื่อค่าเริ่มต้นทุกค่า = 0

$$Y(s) = [L_m(s) / L_n(s)] F(s) \quad \dots\dots(4.3)$$

$L_m(s) / L_n(s)$ เรียกว่า transfer function

1. FIRST-ORDER DIFFERENTIAL EQUATION

รูปสมการทั่วไป

$$(\tau D + 1) * y(t) = K * f(t) \quad \dots\dots(4.4)$$

$$(D + 1/\tau) * y(t) = (K/\tau) * f(t)$$

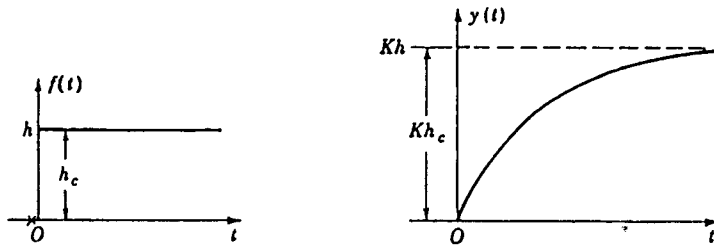
Laplace Transform

$$(s + 1/\tau) * Y(s) - y(0) = (K/\tau) * F(s)$$

$$Y(s) = [(K/\tau) * F(s) + y(0)] / (s + 1/\tau) \quad \dots\dots(4.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Initial conditions ทุกค่า = 0



ทำให้ f(t) เป็น step function

$$f(0) = 0 \quad , \quad F(s) = h_c/s \quad , \quad y(0) = 0$$

แทนค่า F(s) ลงใน (4.5)

$$Y(s) = (Kh_c/\tau) / [s*(s+1/\tau)]$$

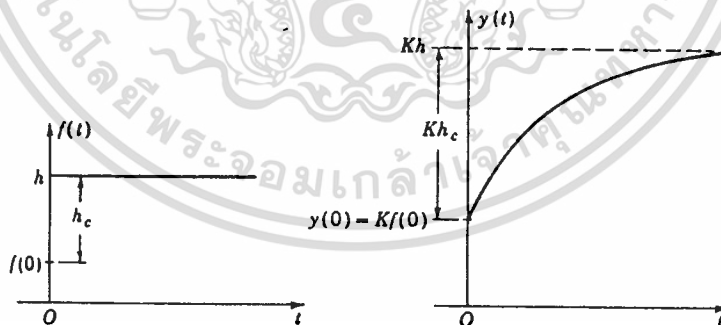
$$= Kh_c * [1/s - 1/(s+1/\tau)]$$

Inverse Laplace

$$y(t) = Kh_c * [1 - \exp(-t/\tau)] \quad ; \quad t > 0 \quad \dots (4.6.a)$$

$$y(\tau) = 0.632 * Kh_c \quad \dots (4.6.b)$$

- มี Initial condition ที่ Steady State



ค่าเริ่มต้นของ time derivative = 0

$$D^n y = D^m f = 0 \quad ; \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad ; \quad m = 1, 2, 3, \dots$$

จาก (4.4) $y(0) = Kf(0)$

ทำให้ f(t) เป็น step function

$$F(s) = h/s = [h_c + f(0)]/s = \{h_c + [y(0)/K]\}/s$$

แทนค่า F(s) ลงใน (4.5)

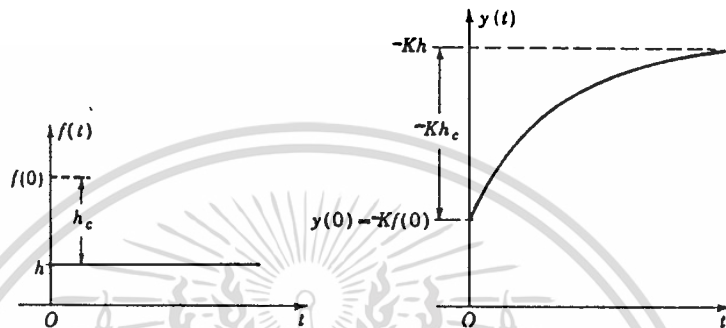
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยัง Y(s) คือ $(Kh_c/\tau) / [s*(s+1/\tau)]$ ถึง $y(0)/s$ สารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Inverse Laplace

$$y(t) = Kh_c * [1 - \exp(-t/\tau)] + y(0) \quad ; \quad t > 0 \quad \dots (4.7.a)$$

$$y(\tau) = 0.632 * Kh_c + y(0) \quad \dots (4.7.b)$$

- กรณีที่ $f(0) > h$ และ ค่า K เป็นลบ



$$F(s) = h/s = [f(0) - h_c]/s = [y(0)/K - h_c]/s$$

$$Y(s) = (-Kh_c/\tau) / [s * (s + 1/\tau)] + y(0)/s$$

$$y(t) = -Kh_c * [1 - \exp(-t/\tau)] + y(0) \quad \dots (4.8.a)$$

$$y(\tau) = 0.632 * (-Kh_c) + y(0) \quad \dots (4.8.b)$$

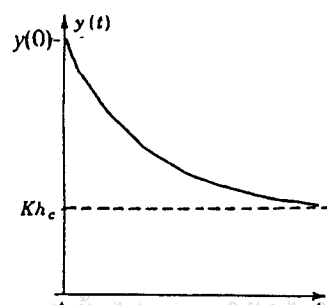
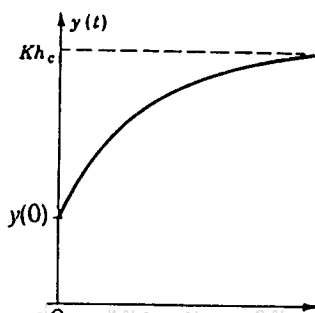
- กรณีที่มีเฉพาะค่า $y(0)$, $f(0) = 0$, $F(s) = h_c/s$

$$Y(s) = (Kh_c/\tau) / [s * (s + 1/\tau)] + y(0)/(s + 1/\tau)$$

$$y(t) = Kh_c * [1 - \exp(-t/\tau)] + y(0) * \exp(-t/\tau)$$

$$= Kh_c + [y(0) - Kh_c] * \exp(-t/\tau) \quad \dots (4.9.a)$$

$$y(\tau) = Kh_c + 0.368 * [y(0) - Kh_c] \quad \dots (4.9.b)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังมิให้ต้นฉบับของเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$y(0) < Kh_c$

$y(0) > Kh_c$

2. SECOND-ORDER DIFFERENTIAL EQUATION

รูปสมการทั่วไป

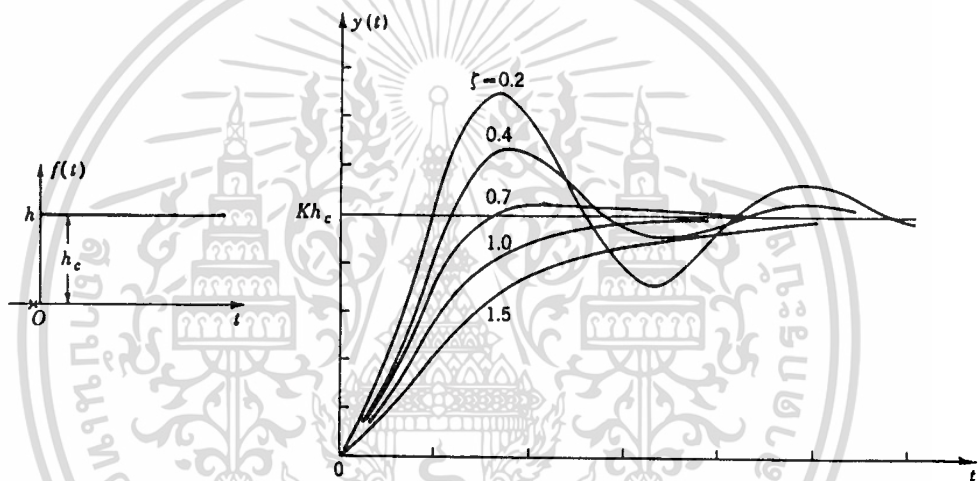
$$(D^2 + 2\zeta\omega_n D + \omega_n^2) * y(t) = K\omega_n^2 * f(t) \quad \dots\dots(4.10)$$

$$y(t) = [K\omega_n^2 * f(t)] / (D^2 + 2\zeta\omega_n D + \omega_n^2)$$

Laplace Transform

$$Y(s) = [K\omega_n^2 * F(s) + sy(0) + y'(0) + 2\zeta\omega_n y(0)] / (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2) \quad \dots\dots(4.11)$$

- Initial conditions ทุกค่า = 0



ให้ $f(t)$ เป็น step function

$$f(0) = 0, \quad F(s) = h_c/s, \quad y(0) = 0$$

แทนค่า $F(s)$ ลงใน (4.11)

$$Y(s) = (K\omega_n^2 h_c) / [s * (s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)] = A(s)/B(s) \quad \dots\dots(4.12)$$

สำหรับ complex conjugate zeros ($-1 < \zeta < 1$)

$$[s - (a + jb)][s - (a - jb)] = s^2 - 2as + (a^2 + b^2) \quad ; \quad j = \sqrt{-1}$$

ขยายเศษส่วนย่อย

$$Y(s) = K_c / [s - (a + jb)] + K_{-c} / [s - (a - jb)] + K_1 / s$$

$$\text{เมื่อ } a^2 + b^2 = \omega_n^2, \quad a = -\zeta\omega_n, \quad b = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

Inverse Laplace

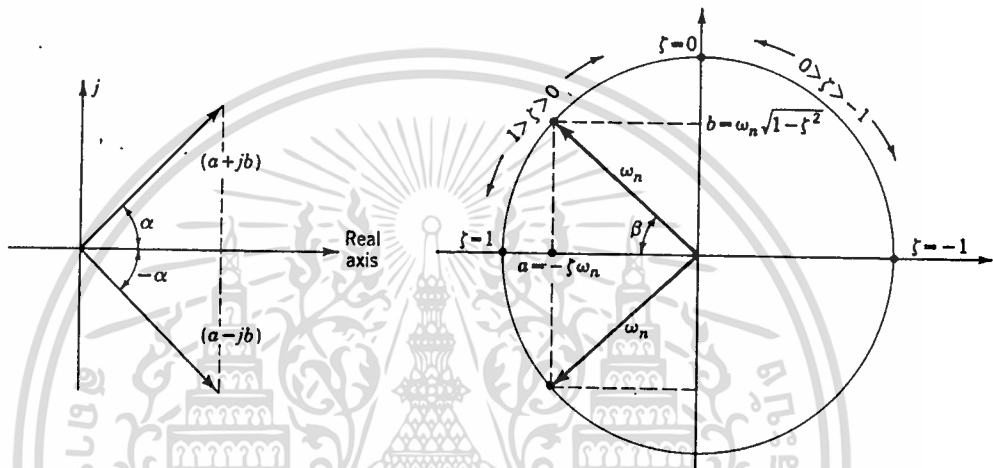
$$y(t) = K_c * \exp[(a + jb)t] + K_{-c} * \exp[(a - jb)t] + K_1 \quad \dots\dots(4.13)$$

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 K_C &= \lim_{s \rightarrow a+jb} \{ [s-(a+jb)][Kw_n^2 h_C] / [s-(a+jb)][s-(a-jb)]s \} \\
 &= \lim_{s \rightarrow a+jb} \{ [Kw_n^2 h_C] / [s-(a-jb)]s \} \\
 &= (1/2jb)(Kw_n^2 h_C) / (a+jb)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K_{-C} &= \lim_{s \rightarrow a-jb} \{ [s-(a-jb)][Kw_n^2 h_C] / [s-(a+jb)][s-(a-jb)]s \} \\
 &= (-1/2jb)(Kw_n^2 h_C) / (a-jb)
 \end{aligned}$$

$$K_1 = \lim_{s \rightarrow 0} \{ [Kw_n^2 h_C] / [s^2 + 2w_n s + w_n^2] \} = Kh_C$$



$$\begin{aligned}
 \left| \frac{Kw_n^2 h_C}{a+jb} \right| &= \left| \frac{Kw_n^2 h_C}{a-jb} \right| = Kw_n^2 h_C / a^2 + b^2 = Kw_n h_C \\
 \text{เมื่อ } -1 < \zeta < 0 : \quad \alpha &= -\tan^{-1}(b/a) = \tan^{-1}(-b/a) \\
 &= \tan^{-1}(-\sqrt{1-\zeta^2}/-\zeta) \\
 \text{เมื่อ } 0 < \zeta < 1 : \quad \alpha &= -[\pi + \tan^{-1}(b/a)] \\
 &= -[\pi + \tan^{-1}(\sqrt{1-\zeta^2}/-\zeta)]
 \end{aligned}$$

จาก EULER's Equation $\exp(j\alpha) = \cos \alpha + j \sin \alpha$

$$\exp(-j\alpha) = \cos \alpha - j \sin \alpha$$

$$K_C = [1/2jb][Kw_n h_C * \exp(j\alpha)]$$

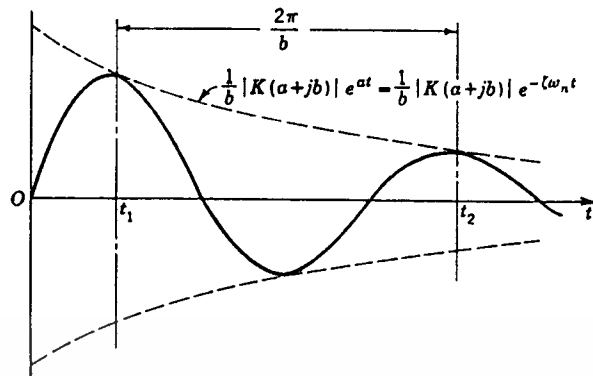
$$K_{-C} = [-1/2jb][Kw_n h_C * \exp(-j\alpha)]$$

แทนค่า K_C , K_{-C} , K_1 ลงใน (4.13)

$$\begin{aligned}
 y(t) &= (Kw_n h_C / 2jb) * \exp(j\alpha + at + jbt) - (Kw_n h_C / 2jb) * \exp(-j\alpha + at - jbt) + Kh_C \\
 &= \{ Kw_n h_C * \exp(at) / b \} \{ \exp(jbt + j\alpha) - \exp(-jbt - j\alpha) \} / 2j + Kh_C
 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าการณีใดๆที่ขึ้นชื่อให้ด้วยตนเอง และต้องอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
 $= (Kh_C / \sqrt{1-\zeta^2}) * \exp(-\zeta w_n t) * \sin[(w_n \sqrt{1-\zeta^2})t + \alpha] + Kh_C ; t > 0 \dots (4.14)$

Logarithmic Decrement



ที่เวลา t_1 : amplitude = $(1/b) |Kw_n^2 h_c / (a+jb)| * \exp(at_1)$

เวลาที่มีการ oscillation ครบ 1 รอบ $T = 2\pi/b$

ที่เวลา $t_2 = t_1 + T$:

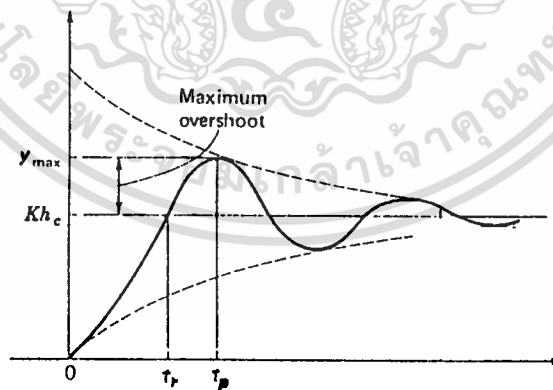
$$\text{amplitude} = (1/b) |Kw_n^2 h_c / (a+jb)| * \exp[a(t_1 + 2\pi/b)]$$

อัตราส่วนระหว่าง amplitude คือ

$$\exp(at_1) / \exp[a(t_1 + 2\pi/b)] = \exp(-2\pi a/b) = \exp(2\pi \zeta / \sqrt{1-\zeta^2}) \dots (4.15)$$

natural logarithm ของอัตราส่วนระหว่าง amplitude ซึ่งเท่ากับ $2\pi \zeta / \sqrt{1-\zeta^2}$

เรียกว่า logarithmic decrement



ที่เวลา t_r : $y(t_r) = Kh_c$

$$\sin[(w_n \sqrt{1-\zeta^2}) t_r + \alpha] = 0$$

$$(w_n \sqrt{1-\zeta^2}) t_r + \alpha = 0$$

$$t_r = -\alpha / (w_n \sqrt{1-\zeta^2})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่อนุญาติให้ผู้อื่นทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต; $-1 < \zeta < 0$ ประโยค (4.16.a) ถ้า

ไม่จำกัดค่าใดๆทั้งสิ้น อีกที่หน้า π ให้ด้วย $-\alpha = [\pi + \tan^{-1}(\sqrt{1-\zeta^2}/-\zeta)] / (w_n \sqrt{1-\zeta^2})$; $0 < \zeta < 1$... (4.16.b)

จาก $\tan \alpha = (-\sqrt{1-\zeta^2})/\zeta$ จะได้ $\cos \alpha = -\zeta$, $\sin \alpha = -\sqrt{1-\zeta^2}$

จาก (4.14) และ $\sin(\alpha + \beta) = (\sin \alpha \cos \beta) + (\cos \alpha \sin \beta)$

$$y(t) = Kh_c - [Kh_c \exp(-\zeta \omega_n t) / (\sqrt{1-\zeta^2})] * [\sin(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t) + \sqrt{1-\zeta^2} \cos(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t)] \dots (4.17)$$

$$dy/dt = [K \omega_n h_c \exp(-\zeta \omega_n t) / (\sqrt{1-\zeta^2})] * \sin(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t)$$

ค่ายอดของ $y(t)$ มีค่า $dy/dt = 0$

$$\sin(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} t_p) = 0$$

$$(\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}) t_p = \pi, 2\pi, 3\pi, \dots$$

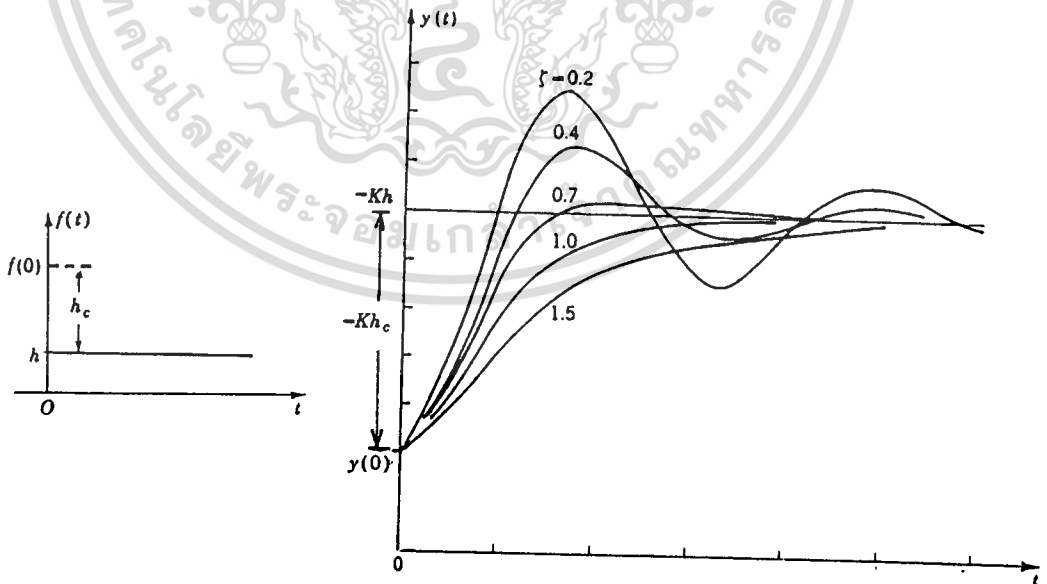
ค่าสูงสุดของ $y(t)$ เกิดขึ้นเมื่อ

$$t_p = \pi / (\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}) \dots (4.18)$$

แทนค่า t_p ลงใน (4.16)

$$y_{max} = Kh_c + Kh_c \exp(-\zeta \pi / \sqrt{1-\zeta^2}) \dots (4.19)$$

- มีค่า Initial condition ที่ Steady state



ค่าเริ่มต้นของ time derivative = 0

$$D^n y = D^n f = 0 ; n = 1, 2, 3, \dots ; m = 1, 2, 3, \dots$$

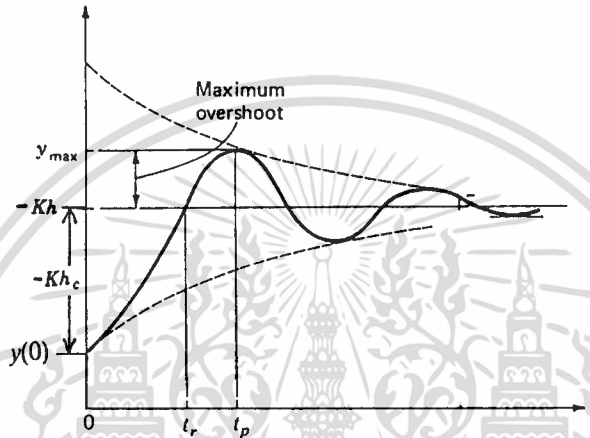
จาก (4.11) ไว้สำหรับ $y(0) = Kf(0)$ คือ $f(0) > h$, ค่า K เป็นลบ
 ไม่ว่กรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้ง $F(s) = h/s = [f(0) - h_c] / s = [y(0) / K - h_c] / s$

แทนค่า $F(s)$ ลงใน (4.11)

$$\begin{aligned} Y(s) &= \{Kw_n^2[y(0)/K-h_c] + [s*(s+2\zeta w_n)y(0)]\}/\{s*(s^2+2\zeta w_n s+w_n^2)\} \\ &= \{(-Kw_n^2 h_c) + [(s^2+2\zeta w_n s+w_n^2)y(0)]\}/\{s*(s^2+2\zeta w_n s+w_n^2)\} \\ &= [-Kw_n^2 h_c]/[s*(s^2+2\zeta w_n s+w_n^2)] + y(0)/s \end{aligned}$$

$$y(t) = (-Kh_c/\sqrt{1-\zeta^2}) * \exp(-w_n t) * \sin[(w_n \sqrt{1-\zeta^2})t + \alpha] - Kh_c + y(0)$$

; $t > 0$; $-1 < \zeta < 1$ (4.20)



ที่เวลา t_r : $y(t_r) = -Kh_c + y(0)$

$$t_r = \tan^{-1}(\sqrt{1-\zeta^2}/-\zeta)/(w_n \sqrt{1-\zeta^2}) \quad ; \quad -1 < \zeta < 0 \quad \dots(4.21.a)$$

$$= [\pi + \tan^{-1}(\sqrt{1-\zeta^2}/-\zeta)]/(w_n \sqrt{1-\zeta^2}) \quad ; \quad 0 < \zeta < 1 \quad \dots(4.21.b)$$

ที่เวลา t_p ี่ค่าสูงสุดของ $y(t)$: $dy/dt = 0$

$$t_p = \pi/(w_n \sqrt{1-\zeta^2}) \quad \dots(4.22)$$

$$y_{\max} = y(0) - Kh_c - Kh_c * \exp(-\zeta \pi / \sqrt{1-\zeta^2}) \quad \dots(4.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การทดลองและการวิเคราะห์

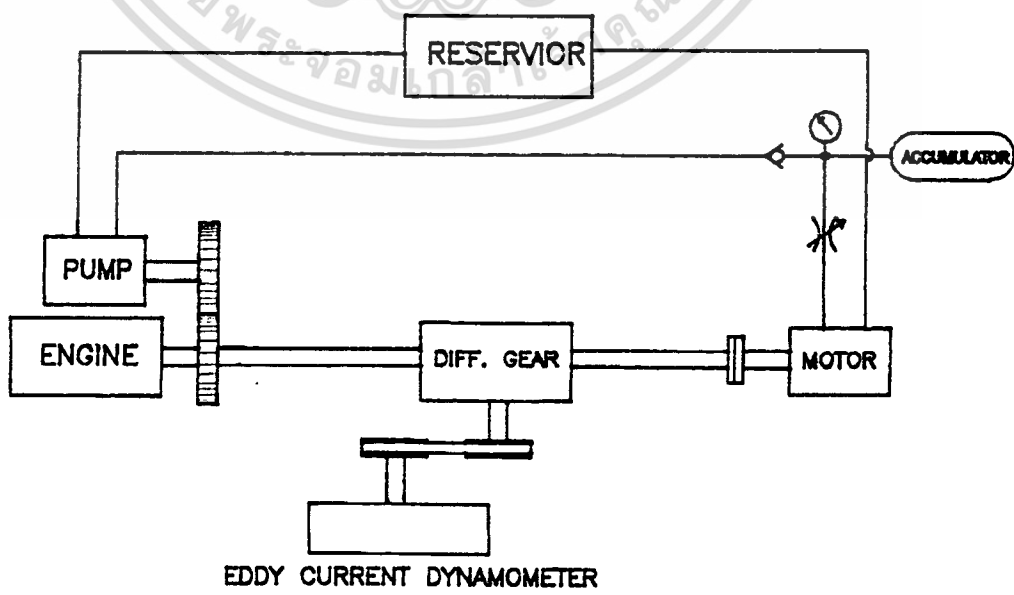
วัตถุประสงค์

- 1. เพื่อศึกษาระบบส่งกำลังแบบ Power split with continuous variable transmission ซึ่งพัฒนามาจากระบบไฮดรอสแตติก
- 2. เพื่อหา Transfer function ของระบบ และ ผลของ Torque ที่มีต่อ output ของมอเตอร์

การติดตั้งชุดทดลอง

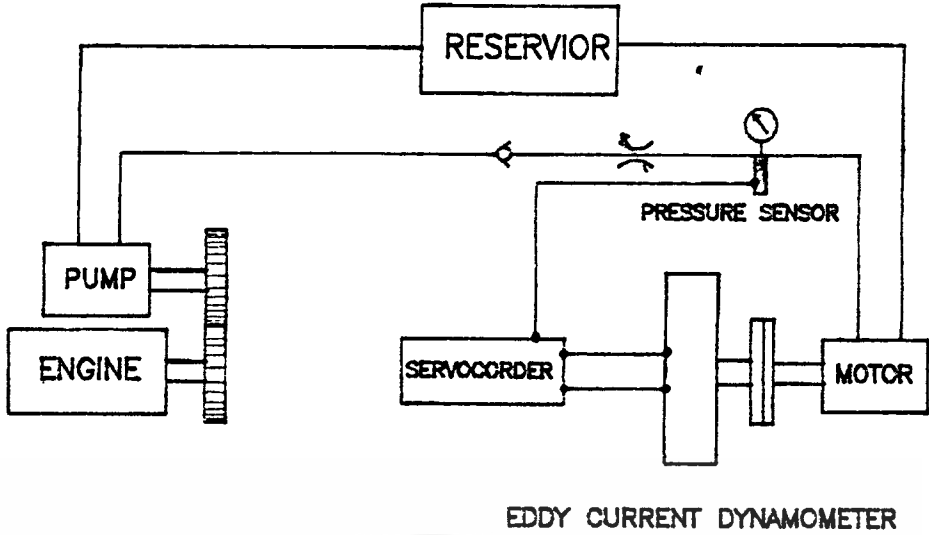
ในการติดตั้งชุดทดลองเพื่อหา Transfer function ของมอเตอร์ไฮดรอลิกมีขั้นตอนดังนี้

1. ใช้เครื่องยนต์โดยตัวรุ่น 4K เป็นเครื่องต้นกำลังขับปั๊มไฮดรอลิกเพื่อสร้างอัตราการไหลส่งให้กับมอเตอร์ไฮดรอลิก ซึ่งเป็นการตัดแปลงการทดลองจากภาคการเขียนแรก que แสดงดังรูปที่ 5.1 โดยปลดภาระที่ Differential gear ออก จะมีผลทำให้กำลังจากเครื่องยนต์ทำหน้าที่ขับปั๊มไฮดรอลิกอย่างเดียว และถอด Accumulator ออก ชุดทดลองแสดงดังรูปที่ 5.2



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.1 แสดงชุดทดลองระบบส่งกำลังแบบต่อเนื่อง



รูปที่ 5.2 แสดงชุดทดลองเพื่อศึกษา Transfer function ของมอเตอร์ไฮดรอลิก

2. ทว่าการติดตั้งอุปกรณ์เครื่องมือวัด ที่ใช้ในการทดลอง ดังต่อไปนี้

- Eddy current dynamometer ใช้วัดกำลังของมอเตอร์ คือ แรงบิด และความเร็วรอบ นอกจากนี้ยังใช้เป็นอุปกรณ์ที่ใส่สิ่งรบกวน(Disturbance)ให้กับระบบ โดยติดตั้งเข้าโดยตรงกับเพลลาของมอเตอร์
- Pressure sensor ใช้วัดความดันของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบของมอเตอร์ โดยติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งทางออกของ Flow control valve เพื่อวัดค่าความดันเมื่อเปิดวาล์ว และติดตั้งอุปกรณ์ขยายสัญญาณ (Dynamic Strain Amplifier)
- Servocorder เป็นเครื่องวาดกราฟแบบแอนาล็อก รับสัญญาณจาก Eddy current dynamometer และ Pressure sensor

สำหรับรายละเอียดของอุปกรณ์ข้างต้นได้แสดงไว้ในภาคผนวก

วิธีการทดลอง

1. เดินเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบใช้งาน เข้าเกียร์เพื่อส่งกำลังมาที่ปั๊ม โดยปั๊มจะตั้งความดันไว้ที่ 140 bar (2000 psi) น้ำมันไฮดรอลิกจะถูกส่งมาขั้วมอเตอร์ที่ต่ออยู่กับไดนามมิเตอร์

2. ทว่าการเบรคมอเตอร์โดยบ่อนกระแสเข้าไปในไดนามมิเตอร์ (ใช้โหมด ACR รายละเอียดในเอกสารนี้เป็นเอกสารที่แนบมา) แล้วทำการปรับความเร็ว และ แรงบิดของมอเตอร์ไว้ที่สภาวะเริ่มต้น (ค่าหนึ่ง เพื่อปรับความเร็ว และ แรงบิดของมอเตอร์ไว้ที่สภาวะเริ่มต้น)

จนกระทั่งได้ค่าเริ่มต้นที่สภาวะคงตัวจึงหาความสัมพันธ์ของตัวแปร โดยให้ input ของระบบเป็น อัตราการไหล (Q) และการปรับ Displacement(D) และ สิ่งรบกวนของระบบคือ แรงบิด(T) ดังมีขั้นตอนต่อไปนี่

ก. การหาความสัมพันธ์ของ output กับ Disturbance

- เปิดวาล์วควบคุมอัตราการไหลเต็มที่
- ยึดแผ่น swash plate ไว้ที่ค่า Displacement สูงสุด
- ตั้งค่าแรงบิดที่ Eddy current dynamometer ด้วยการตั้งค่ากระแส ไว้ที่ค่าหนึ่ง
- ปลดเบรคโดยการตัดกระแสที่ Eddy current dynamometer จนกระทั่งระบบ

เข้าสู่สภาวะคงที่

- บันทึกค่า ความดัน , แรงบิด และ ความเร็วรอบ เริ่มต้น
- เปิดให้กระแสกระตุ้นไหลทันที บันทึกค่าการเปลี่ยนแปลงของ ความดัน, แรงบิด และ ความเร็วรอบ ด้วย Servocorder

- หยุดการบันทึก เมื่อตัวแปรทั้งหมดเข้าสู่สภาวะคงที่อีกครั้ง

ข. การหาความสัมพันธ์ ของ output กับ อัตราการไหล(Q)

- ยึดแผ่น swash plate ไว้ที่ค่า Displacement สูงสุด
- ปิดวาล์วให้สนิท รอจนกระทั่งไม่มีอะไรเปลี่ยนแปลง บันทึกค่าความดัน, แรงบิด, ความเร็วรอบ เริ่มต้น

- เปิดวาล์วทันที พร้อมกับบันทึกค่า ความดัน, แรงบิดและความเร็วรอบ เทียบกับเวลา ด้วยเครื่อง Servocorder

- รอจนกระทั่งสภาวะของตัวแปรคงที่ จึงหยุดการบันทึก

ค. การหาความสัมพันธ์ของ output กับ Displacement

- เปิดวาล์วควบคุมอัตราการไหลเต็มที่
- บันทึกค่า ความดัน, แรงบิด และ ความเร็วรอบ เริ่มต้น
- โยกแผ่น swash plate ทันที พร้อมกับบันทึกค่า ความดัน, แรงบิด และ ความเร็วรอบ
- หยุดการบันทึก เมื่อสภาวะของตัวแปรคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลอง

1. การควบคุมแบบ Constant Current Control

1.1 กระแสกระตุ้น $i(t)$ เป็น step function

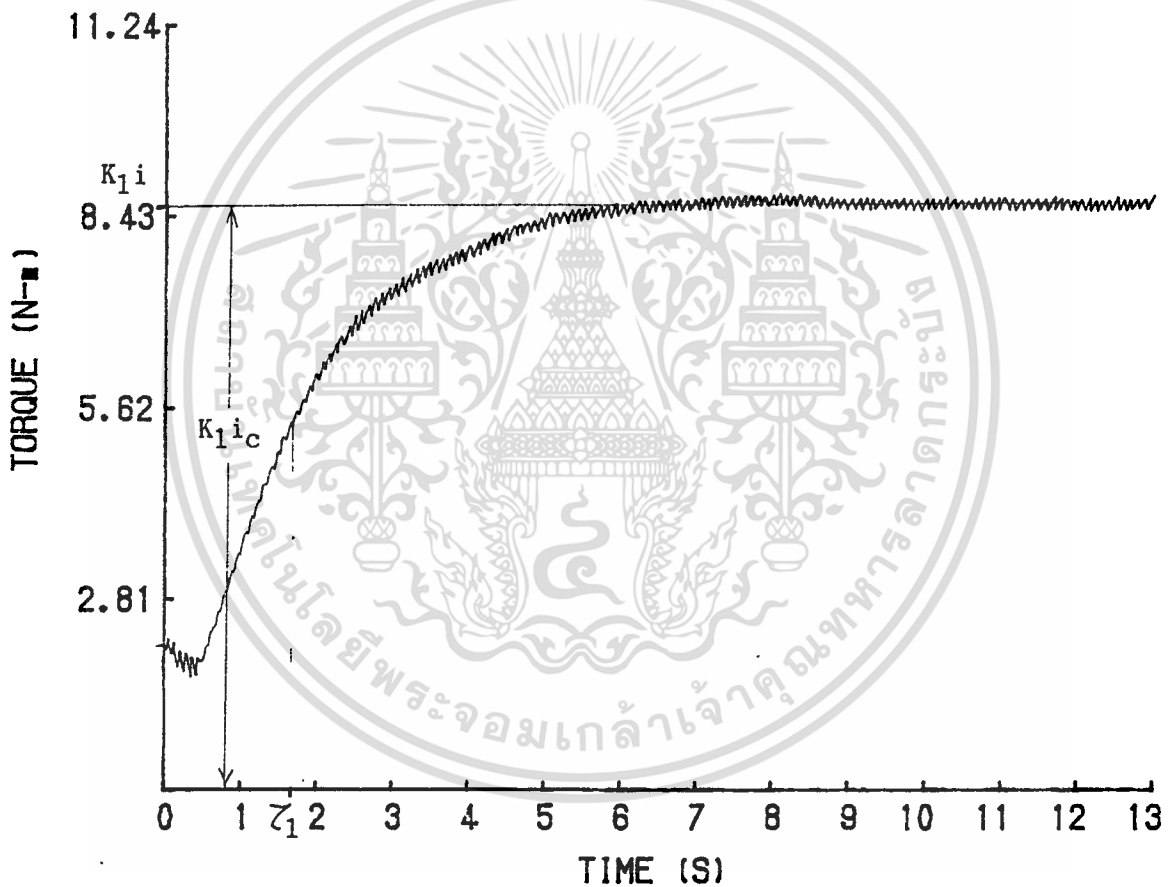
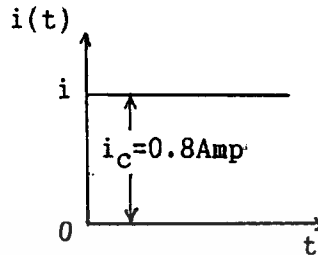


FIG 5.3 TORQUE - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

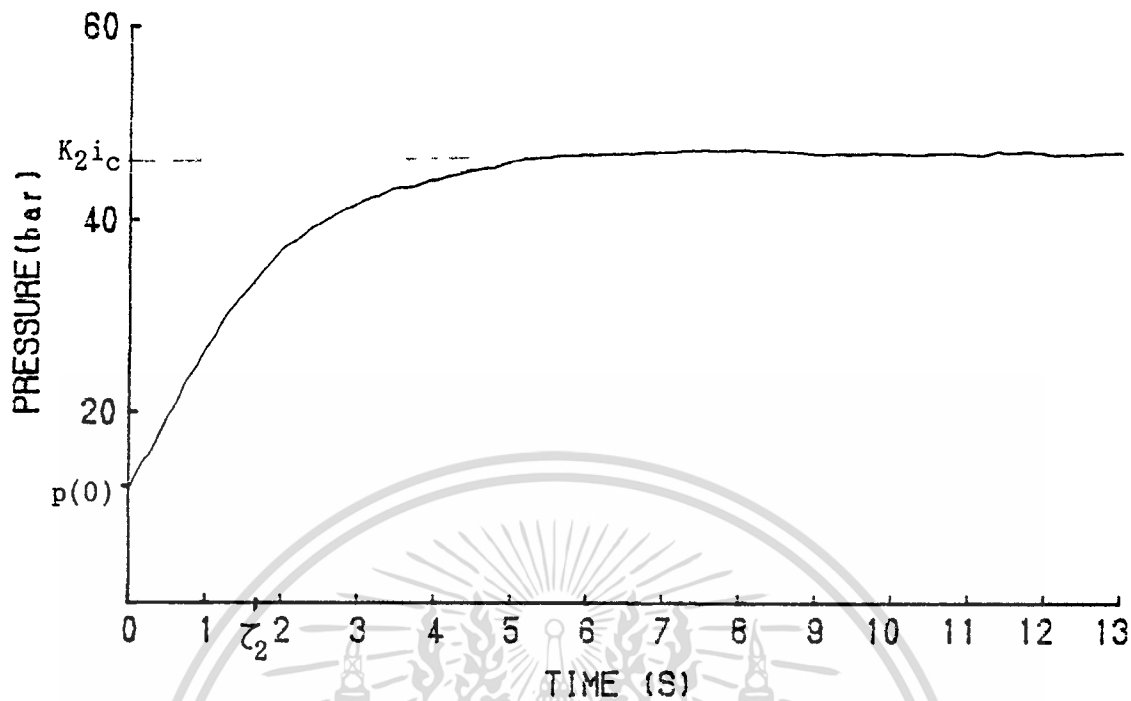


FIG 5.4 PRESSURE - TIME DIAGRAM

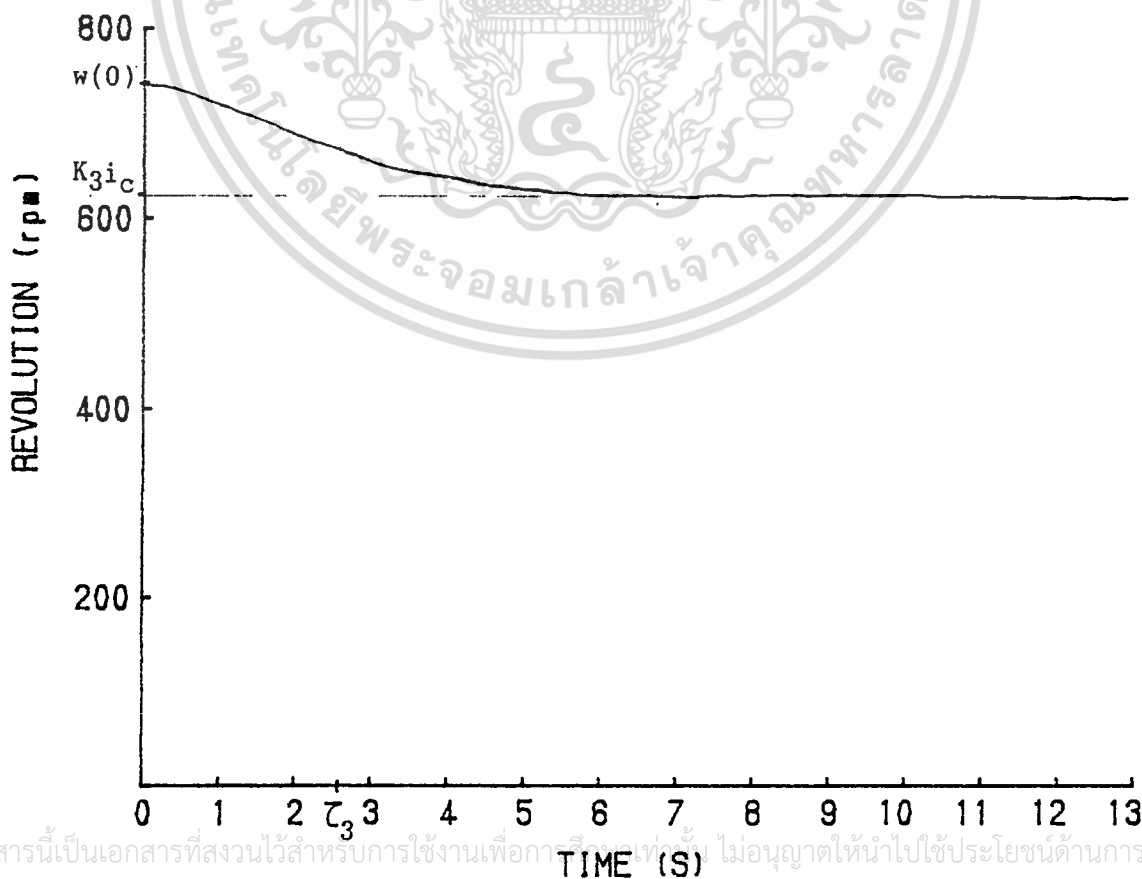


FIG 5.5 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และข้อความข้างต้นของเอกสารหรือสิ่งที่มีการนำไปใช้

1.2 อัตราการไหล $q(t)$ เป็น step function

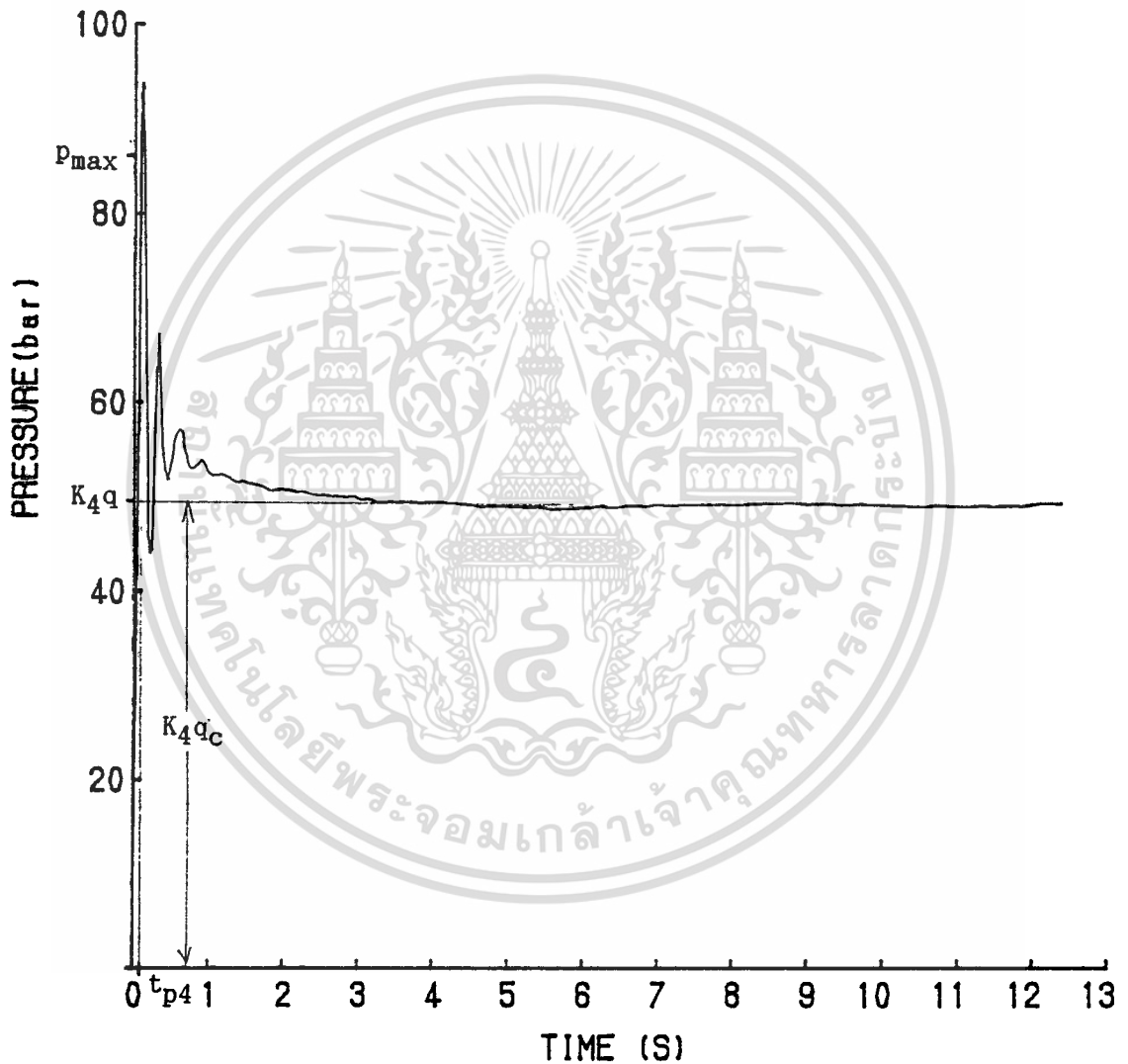
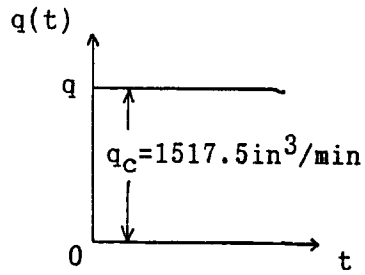


FIG 5.6 PRESSURE - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

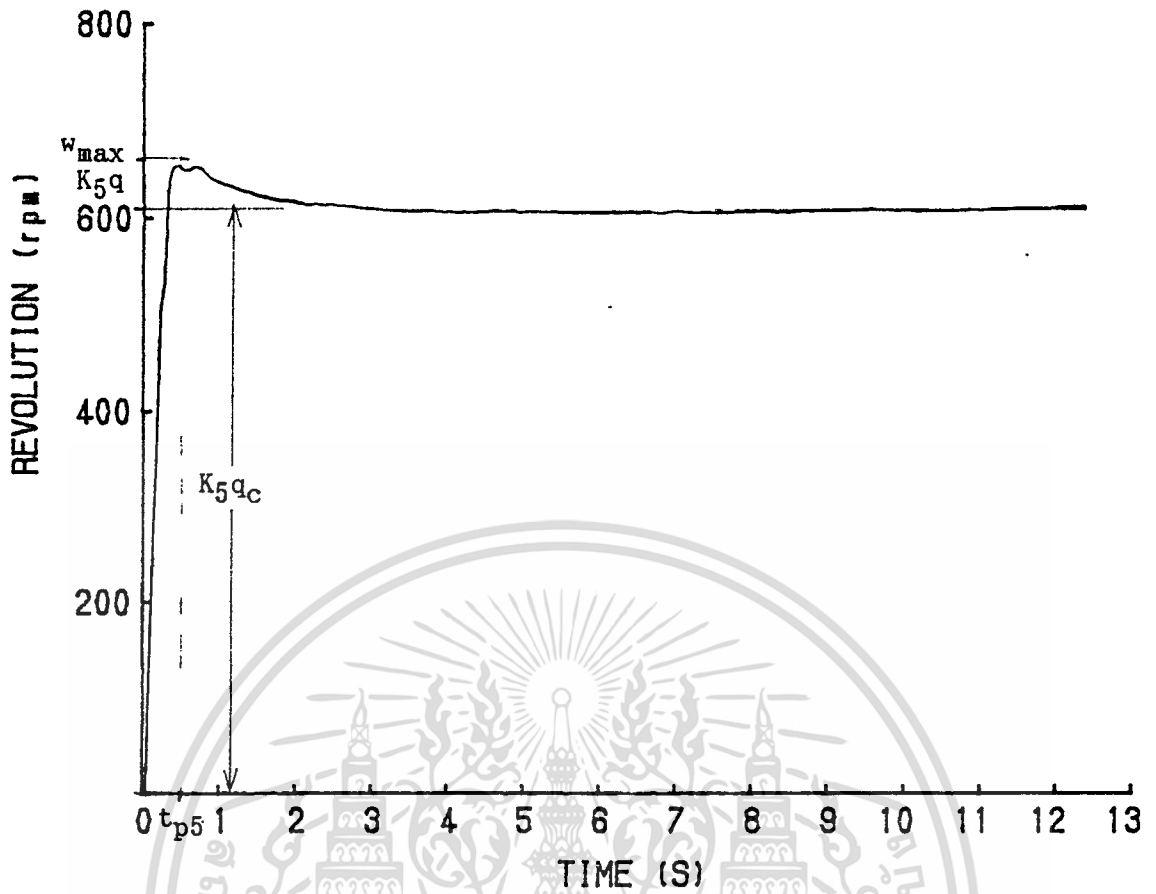


FIG 5.7 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

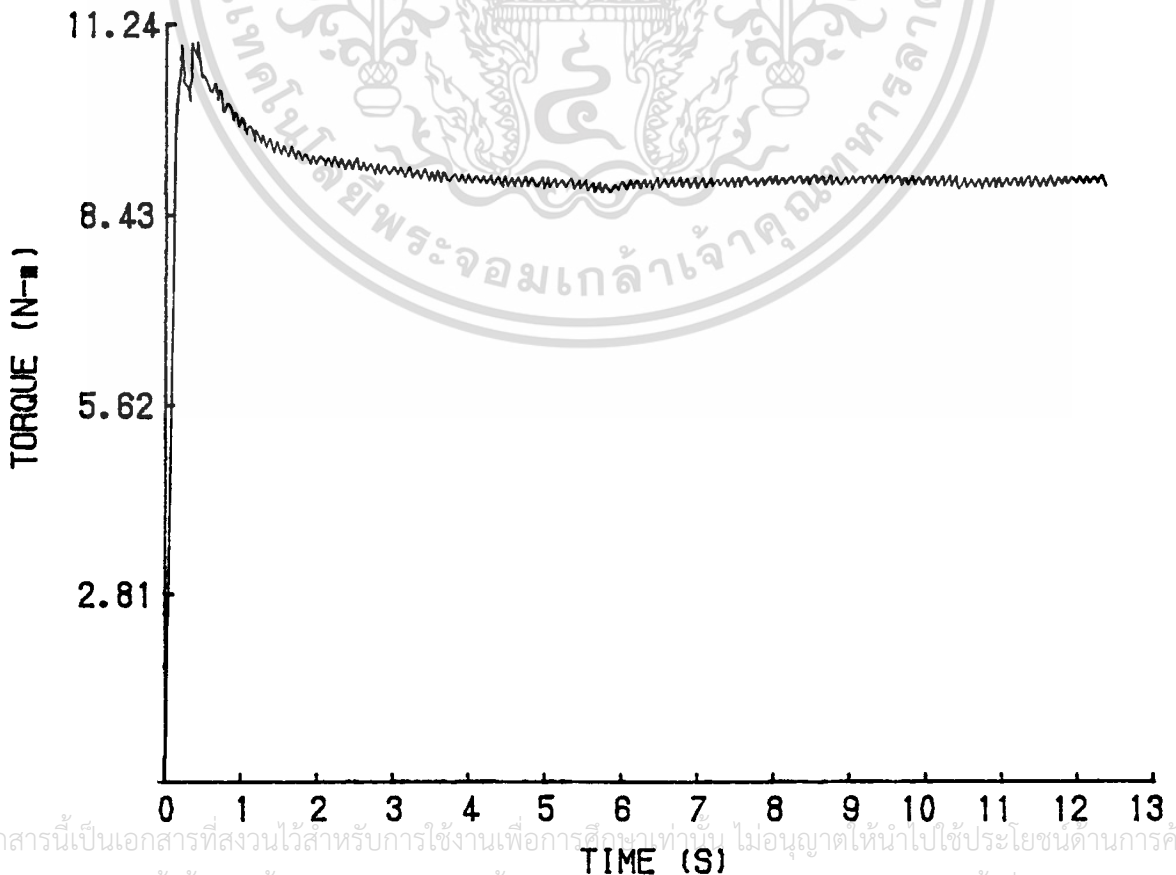


FIG 5.8 TORQUE - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 มุมของแผ่น swash plate $d(t)$ เป็น step function

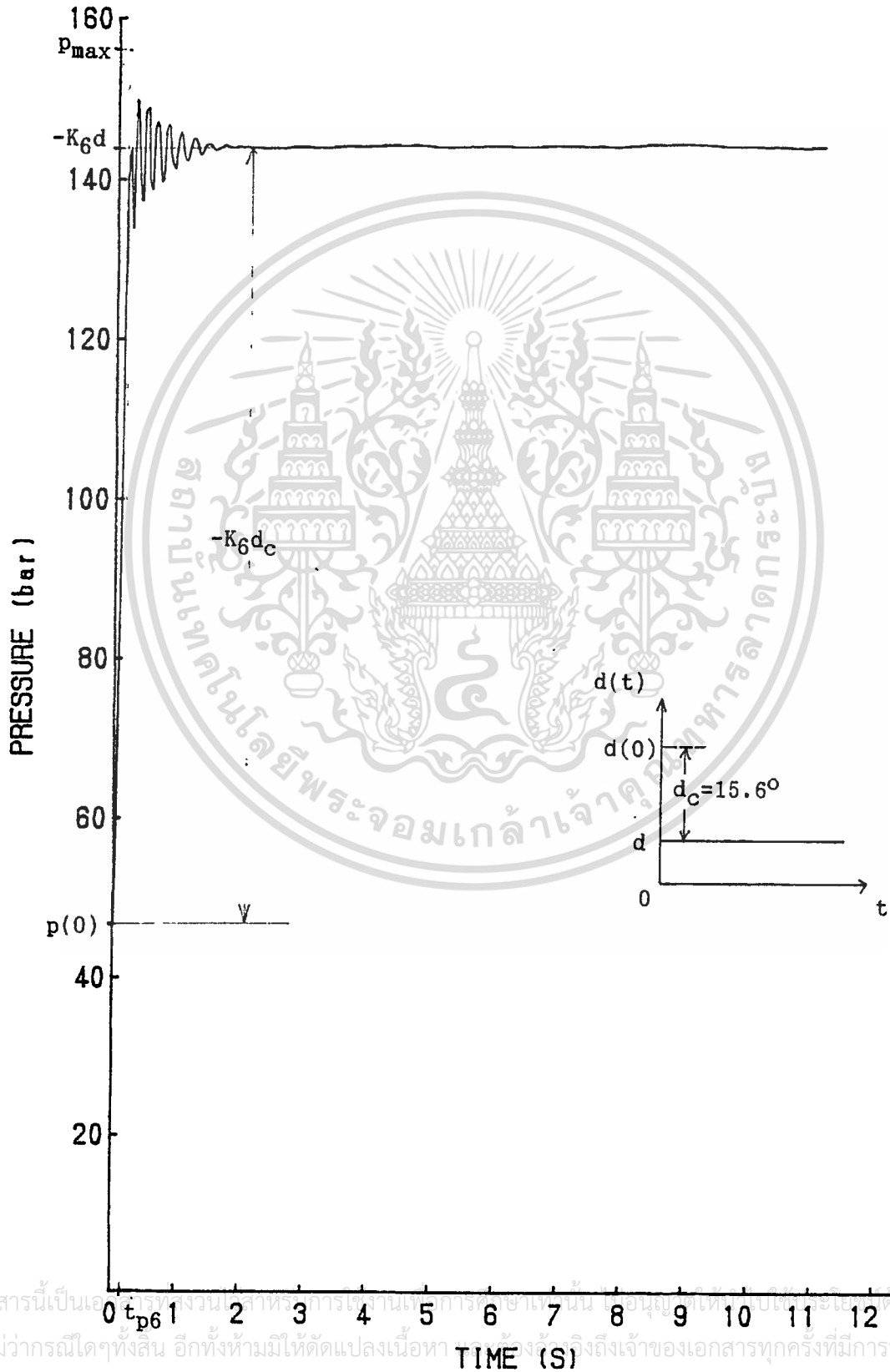
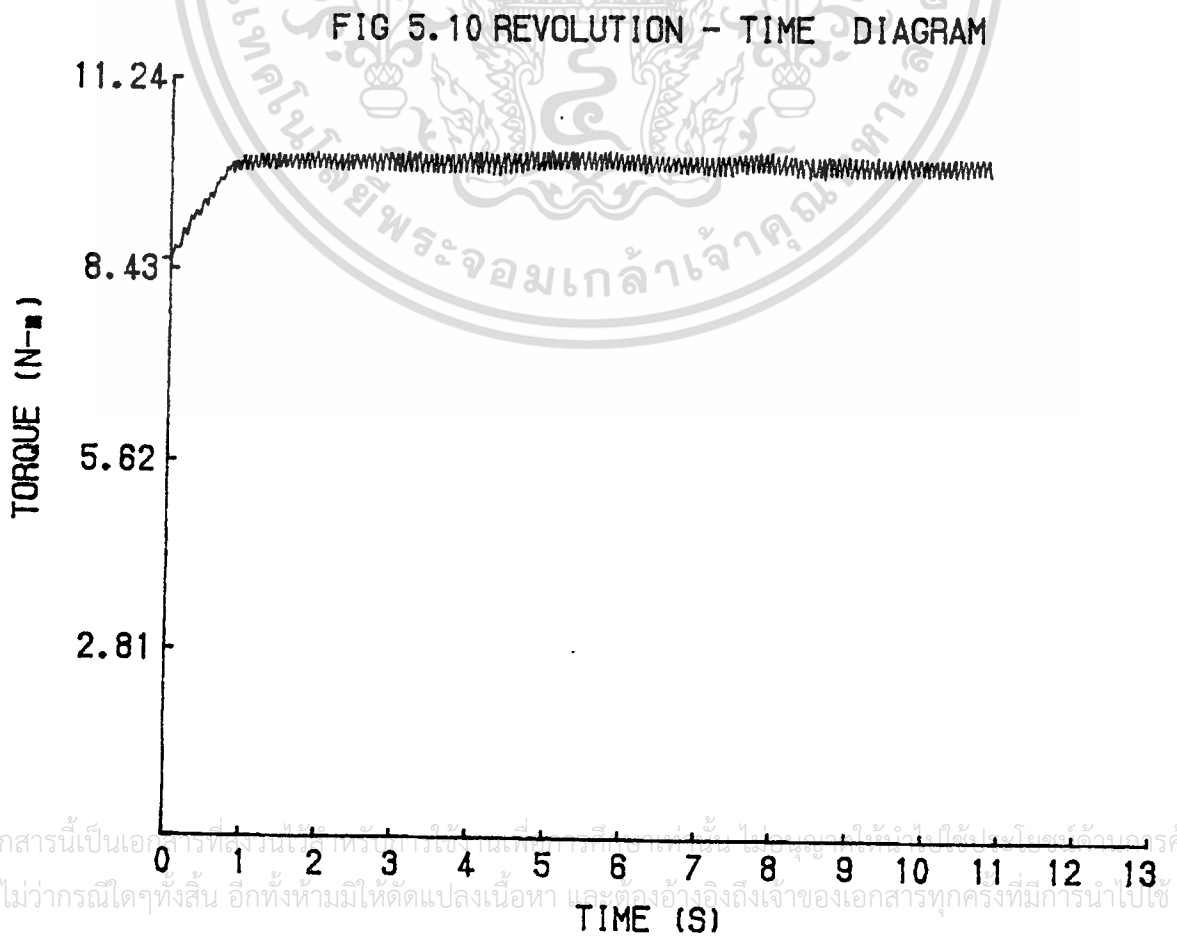
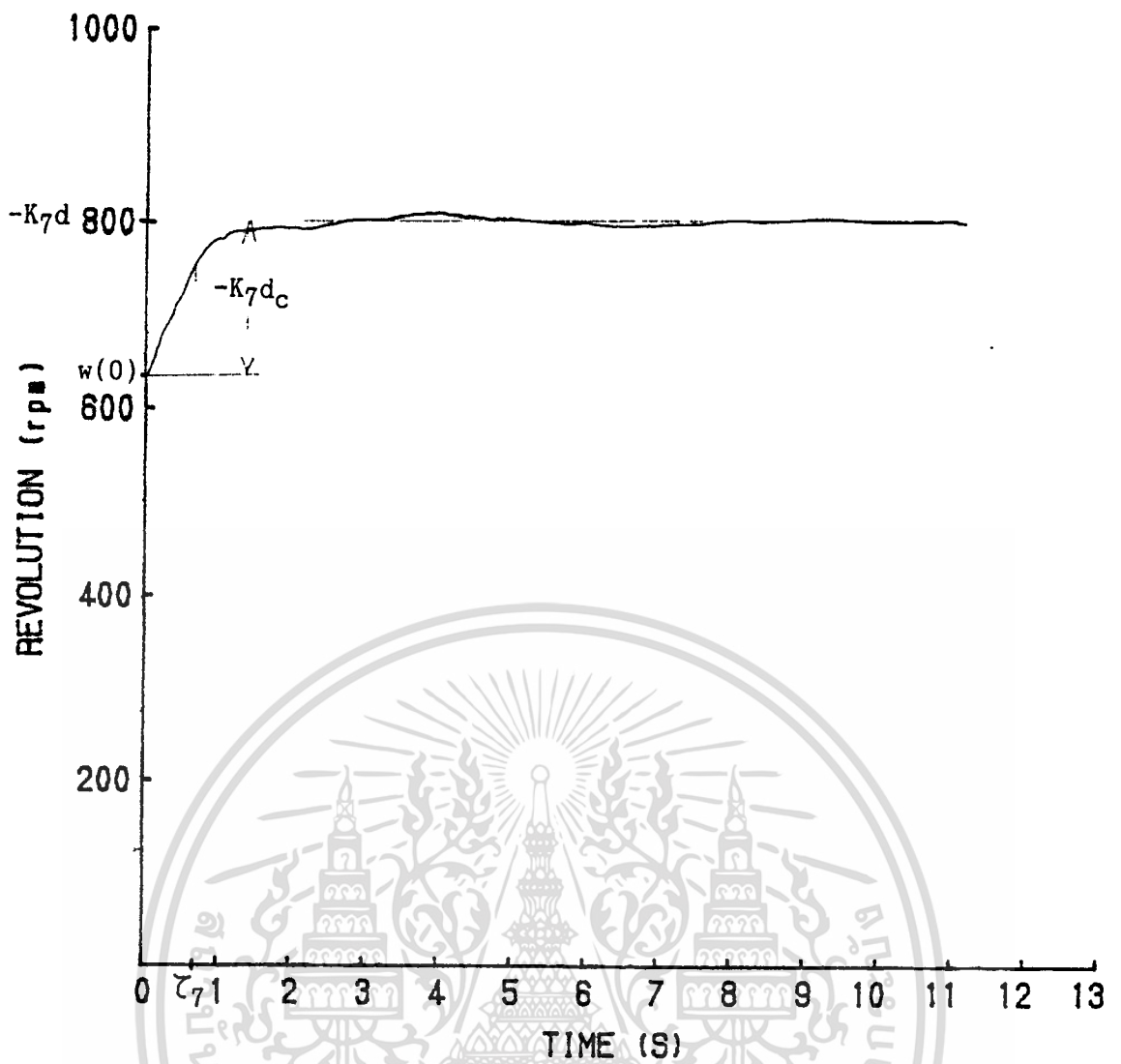


FIG 5.9 PRESSURE - TIME DIAGRAM



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของลิขสิทธิ์
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. การควบคุมแบบ Constant Torque Control

2.1 $i(t)$ เป็น step function

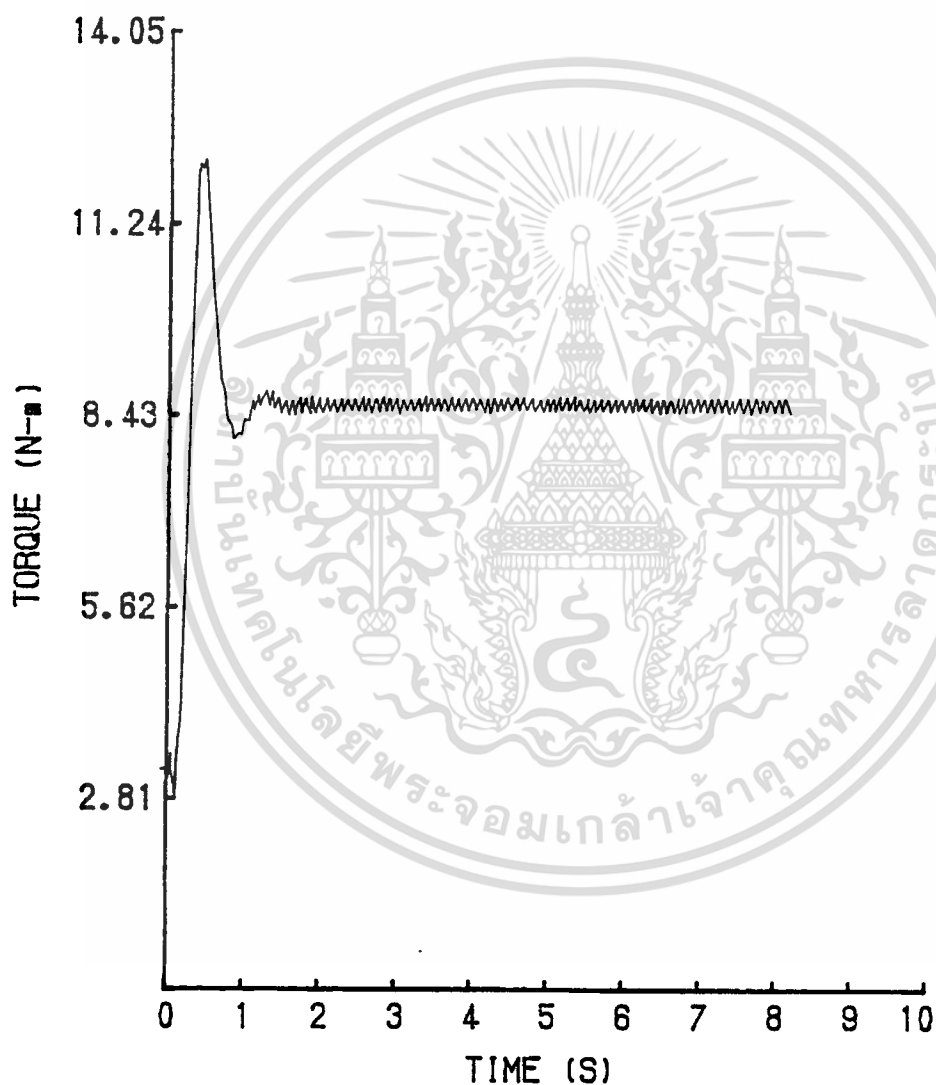
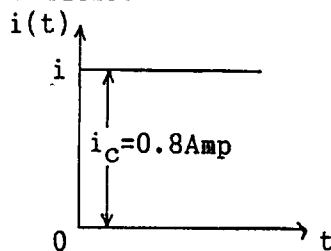


FIG 5.12 TORQUE - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

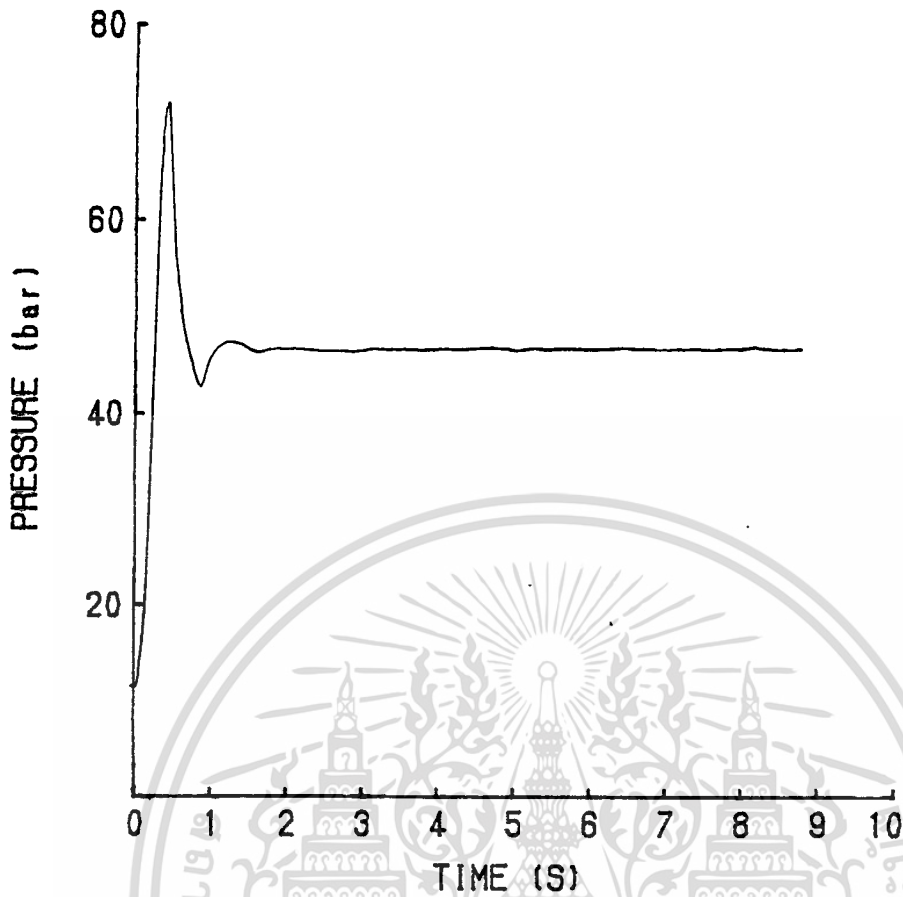


FIG 5.13 PRESSURE - TIME DIAGRAM

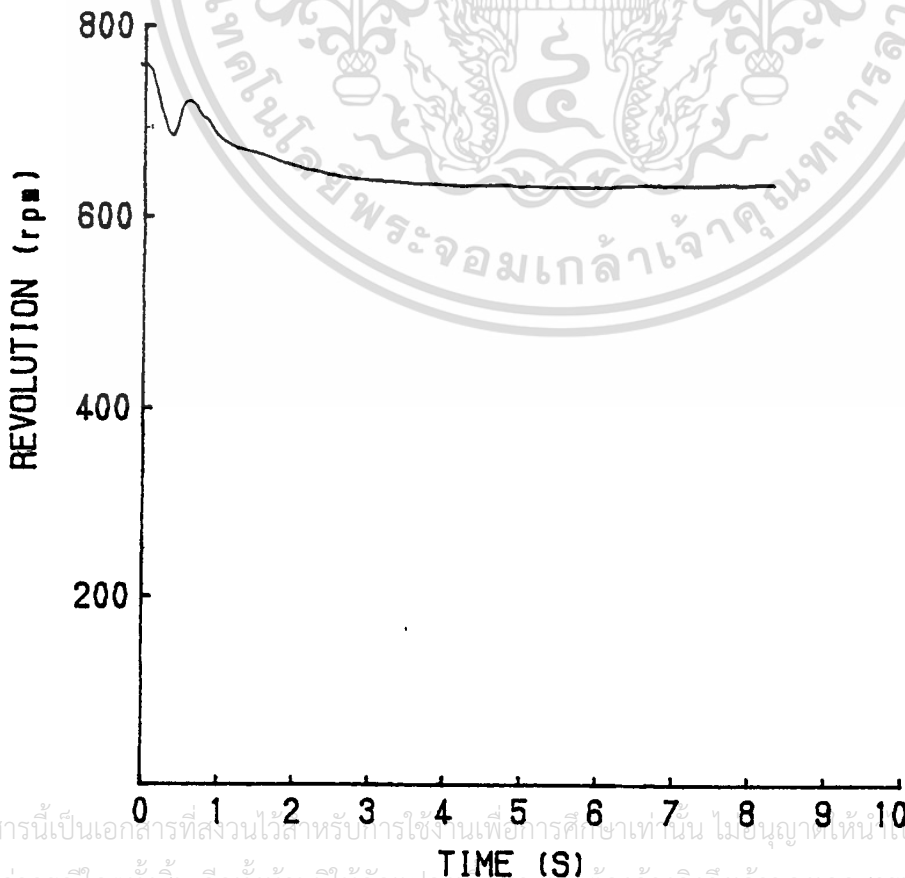
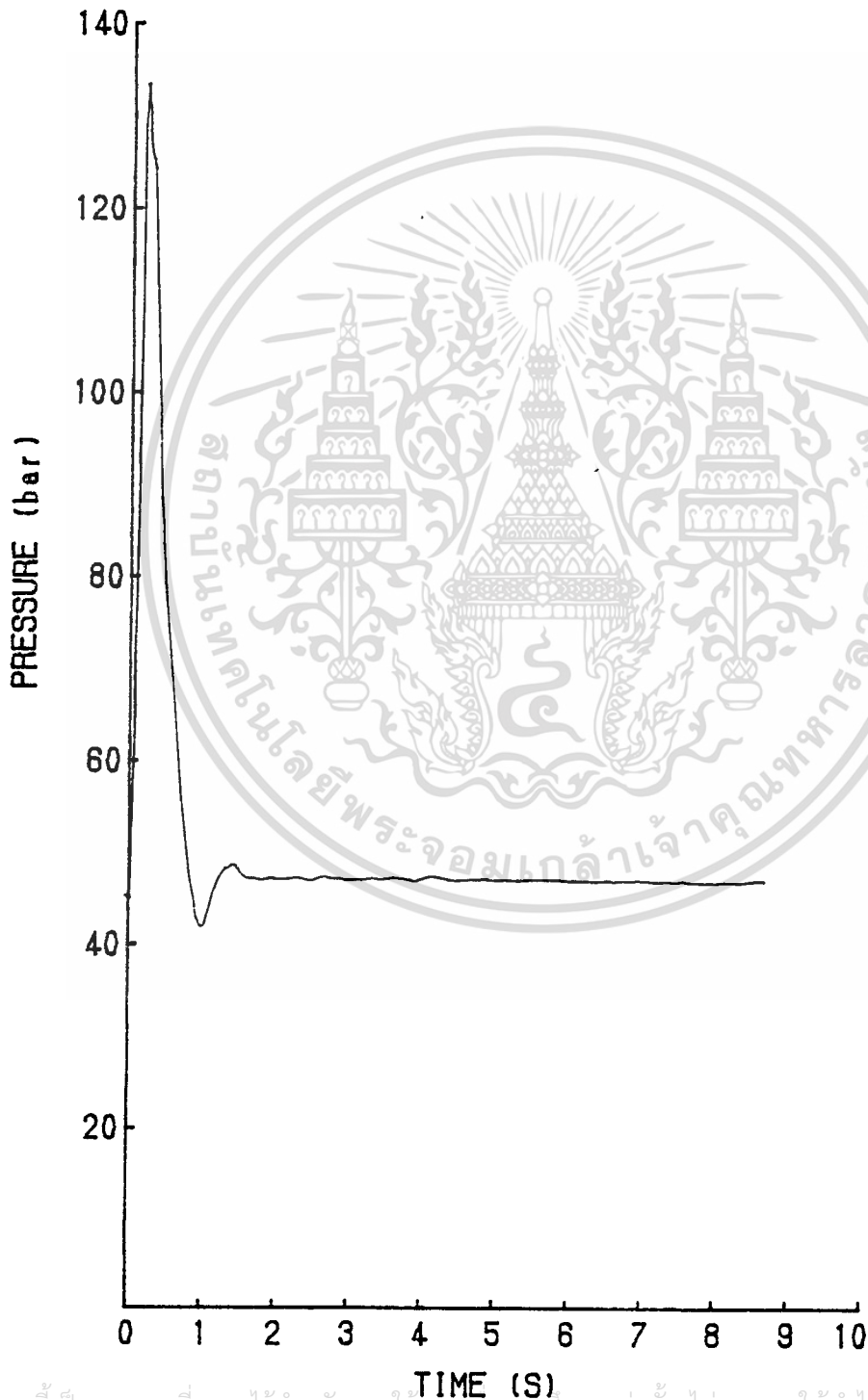
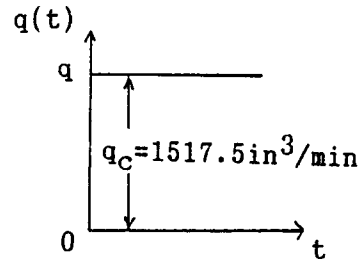


FIG 5.14 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 $q(t)$ เป็น step function

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 FIG 5.15 PRESSURE - TIME DIAGRAM
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

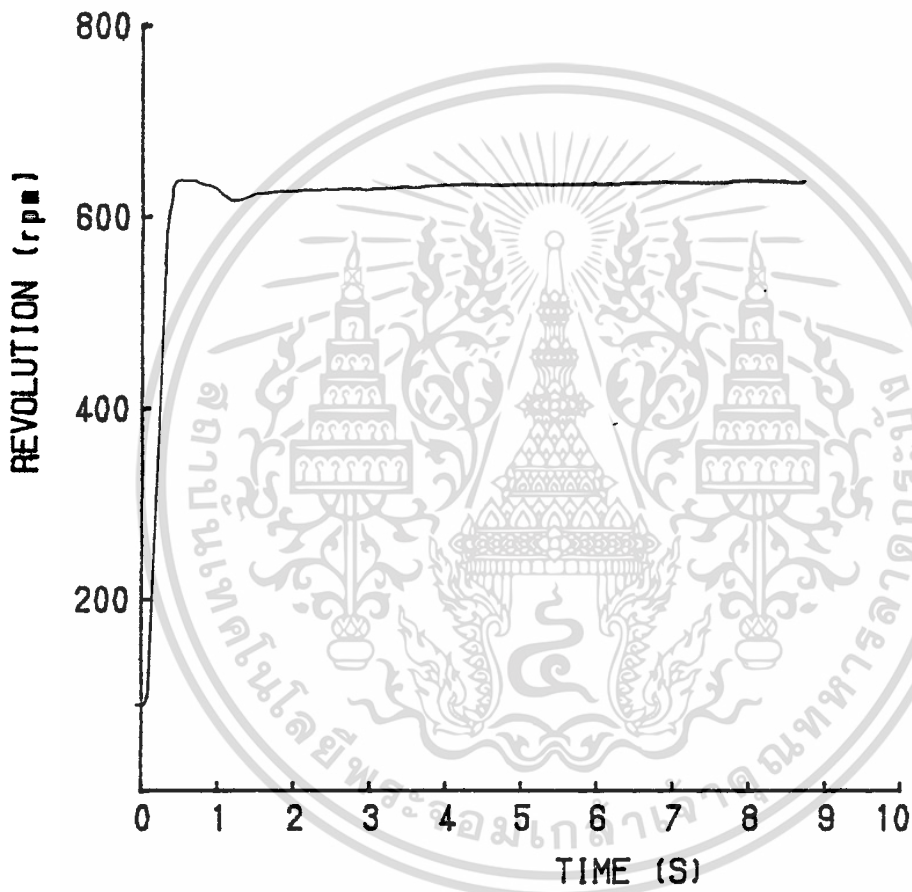
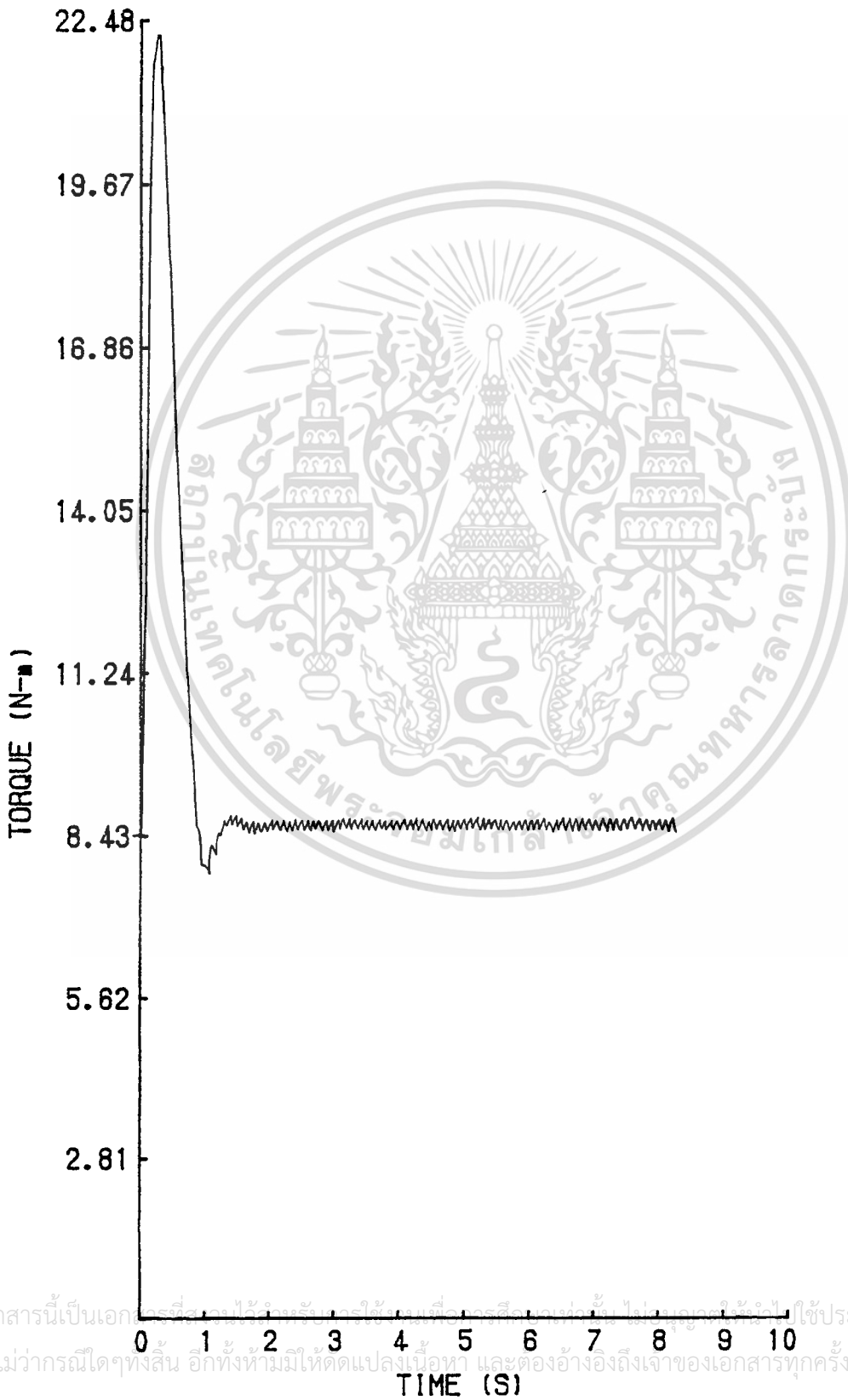


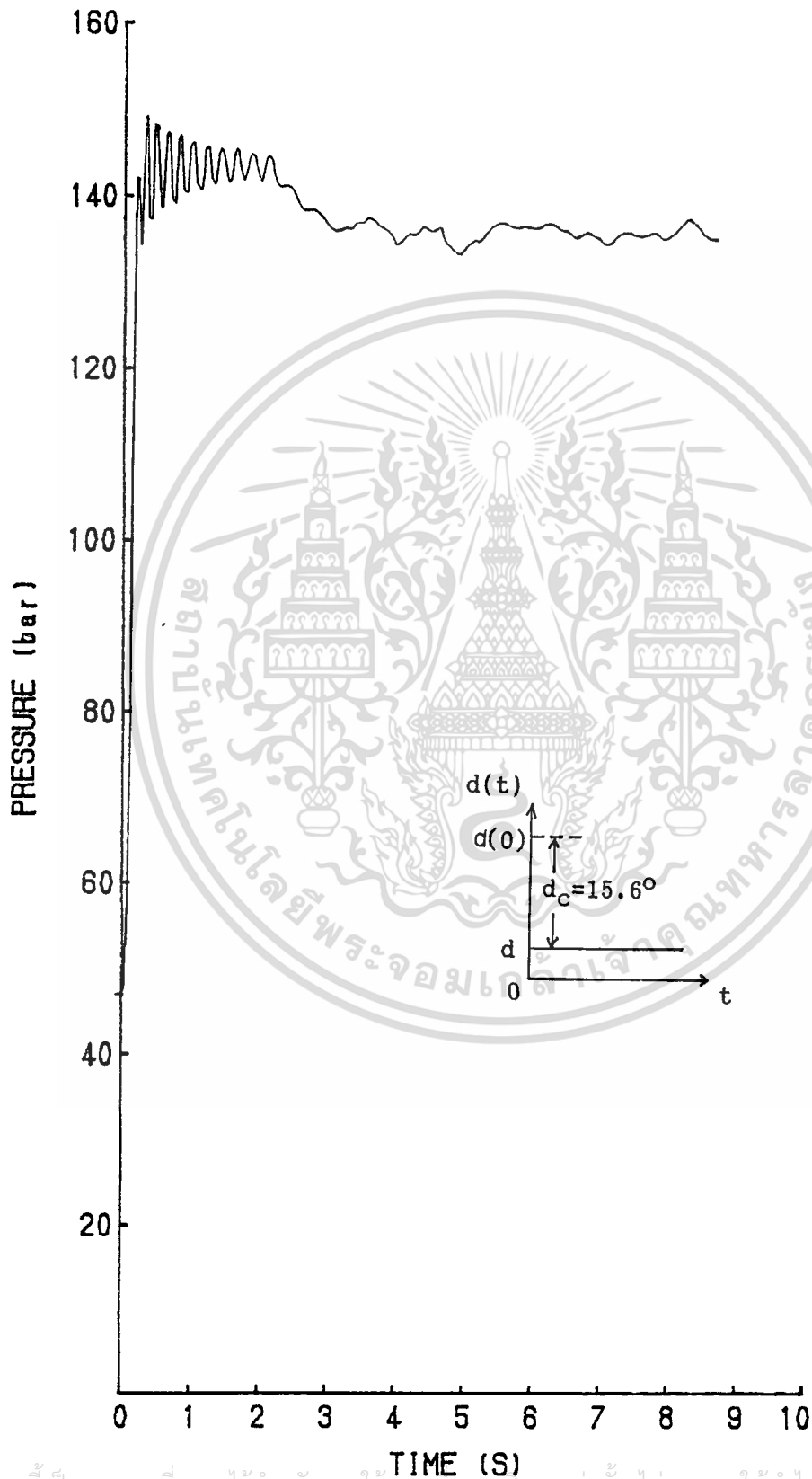
FIG 5.16 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FIG 5 17 TORQUE - TIME DIAGRAM

2.3 $d(t)$ เป็น step function

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 FIG 5.18 PRESSURE - TIME DIAGRAM
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

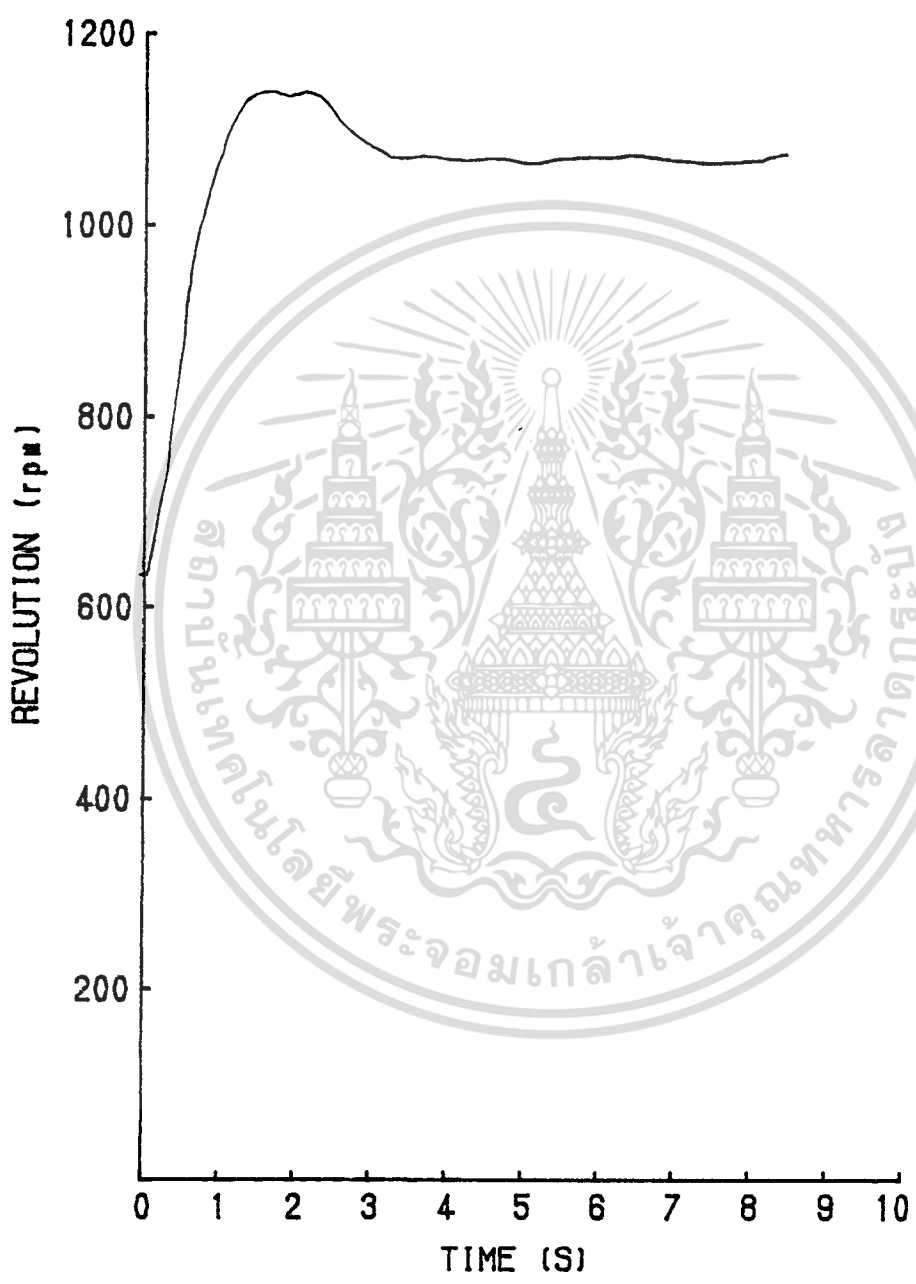


FIG 5.19 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

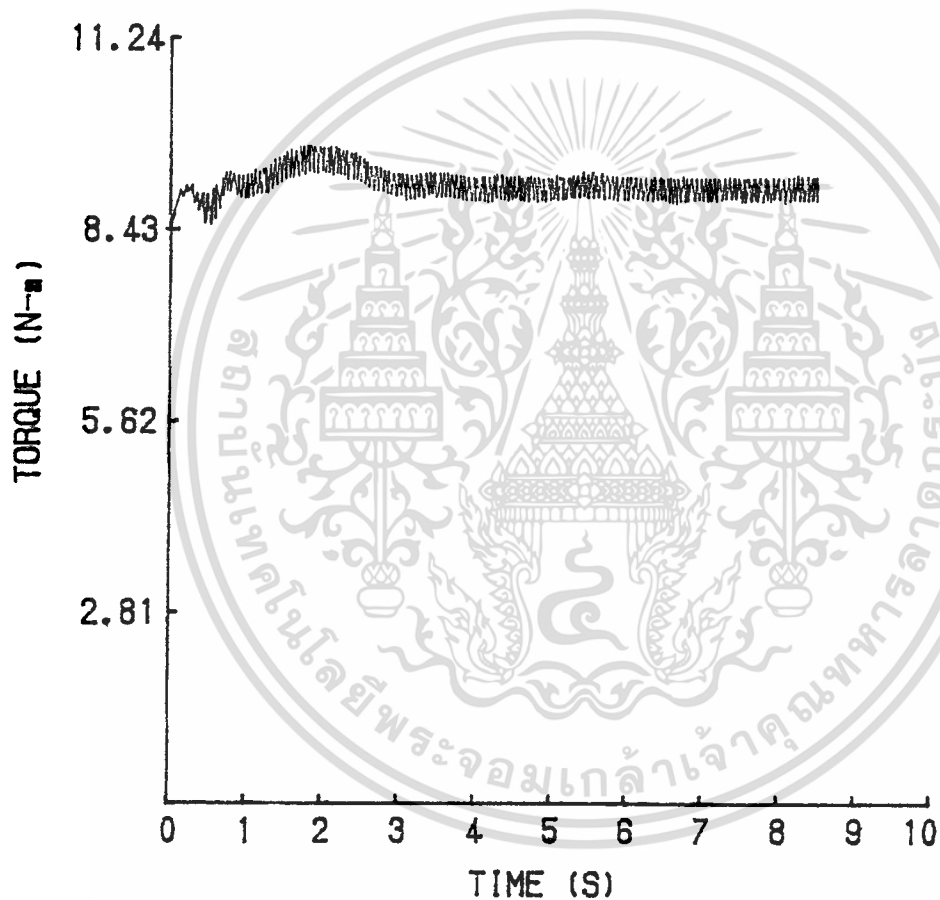


FIG 3.3 TORQUE - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวิเคราะห์

ในการศึกษาการตอบสนองของระบบต่อ input ตัวใดตัวหนึ่ง ต้องให้ input ตัวอื่น หรือ disturbance คงที่ ดังนั้น จากผลการทดลอง จะเห็นได้ว่าควรใช้ผลการทดลองที่มีการควบคุม โคนาน่ามิเตอร์แบบ Constant Current Control

1. $i(t)$ เป็น step function

- จากผลการทดลอง FIG 5.3

จาก (4.6.a) $T(t) = K_1 i_c * [1 - \exp(-t/\tau_1)]$

จาก FIG 5.3 $K_1 i_c = 8.57$, $\tau_1 = 1.75$

$T(t) = 8.57 * [1 - \exp(-t/1.75)]$ (5.1)

FIG 5.21 เปรียบเทียบกราฟที่ได้จากสมการ (5.1) กับ กราฟที่ได้จากการทดลอง

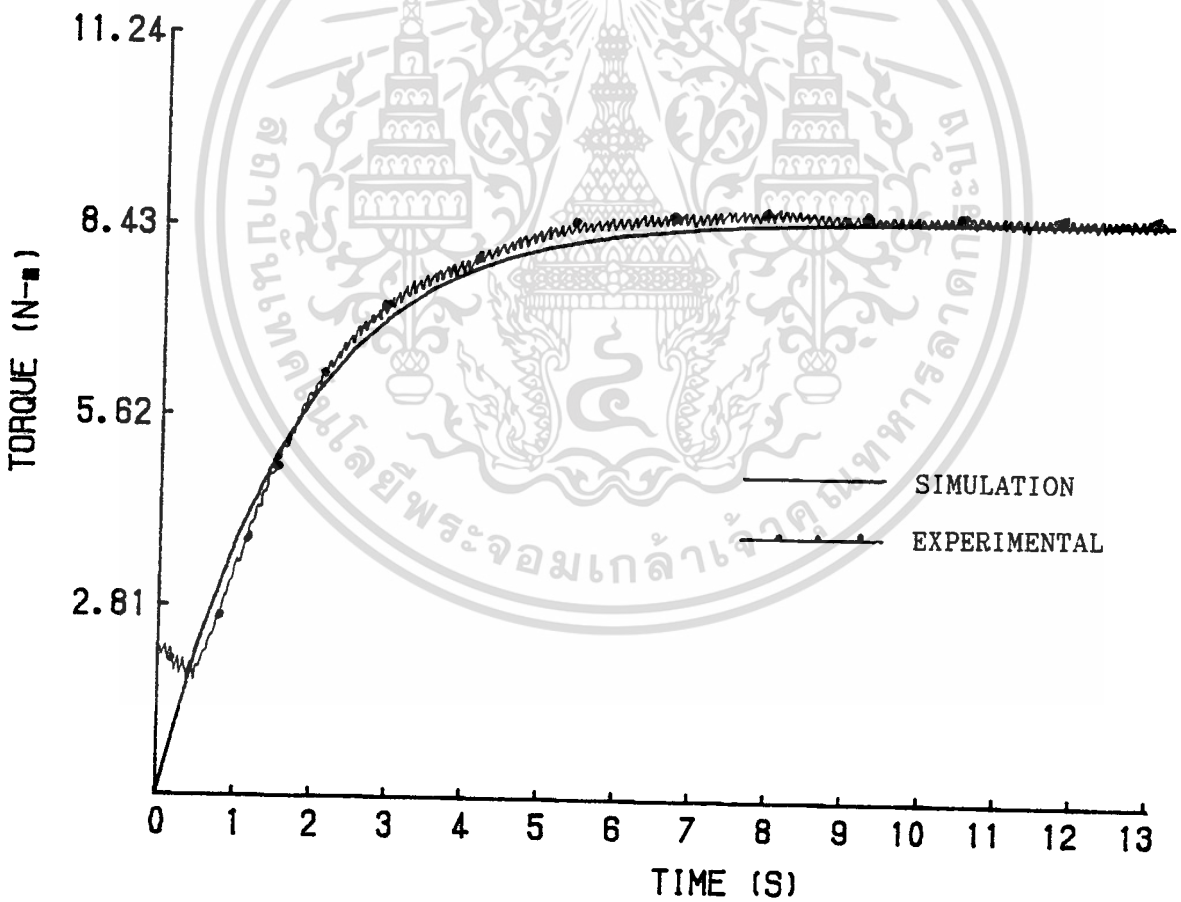


FIG 5.21 TORQUE - TIME DIAGRAM

จาก $K_1 i_c = 8.57$, $i_c = 0.8$: $K_1 = 10.7125$

Transfer Function

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งยังสงวนลิขสิทธิ์ไว้ด้วย $T(s)/I(s) = (K_1/\tau_1)/(s+1/\tau_1)$ เจ้าของเอกสารทุกครั้ง.....(5.2)

- จากผลการทดลอง FIG 5.4

$$\text{จาก (4.9.a)} \quad P(t) = K_2 i_c + [p(0) - K_2 i_c] \exp(-t/\tau_2)$$

$$\text{จาก FIG 5.4} \quad K_2 i_c = 47 \quad , \quad \tau_2 = 1.7 \quad , \quad p(0) = 12$$

$$p(t) = 47 + (12 - 47) \exp(-t/1.7)$$

$$= 47 - 35 \exp(-t/1.7) \quad \dots\dots (5.3)$$

FIG 5.22 เปรียบเทียบกราฟที่ได้จากสมการ (5.3) กับ สมการที่ได้จากการทดลอง

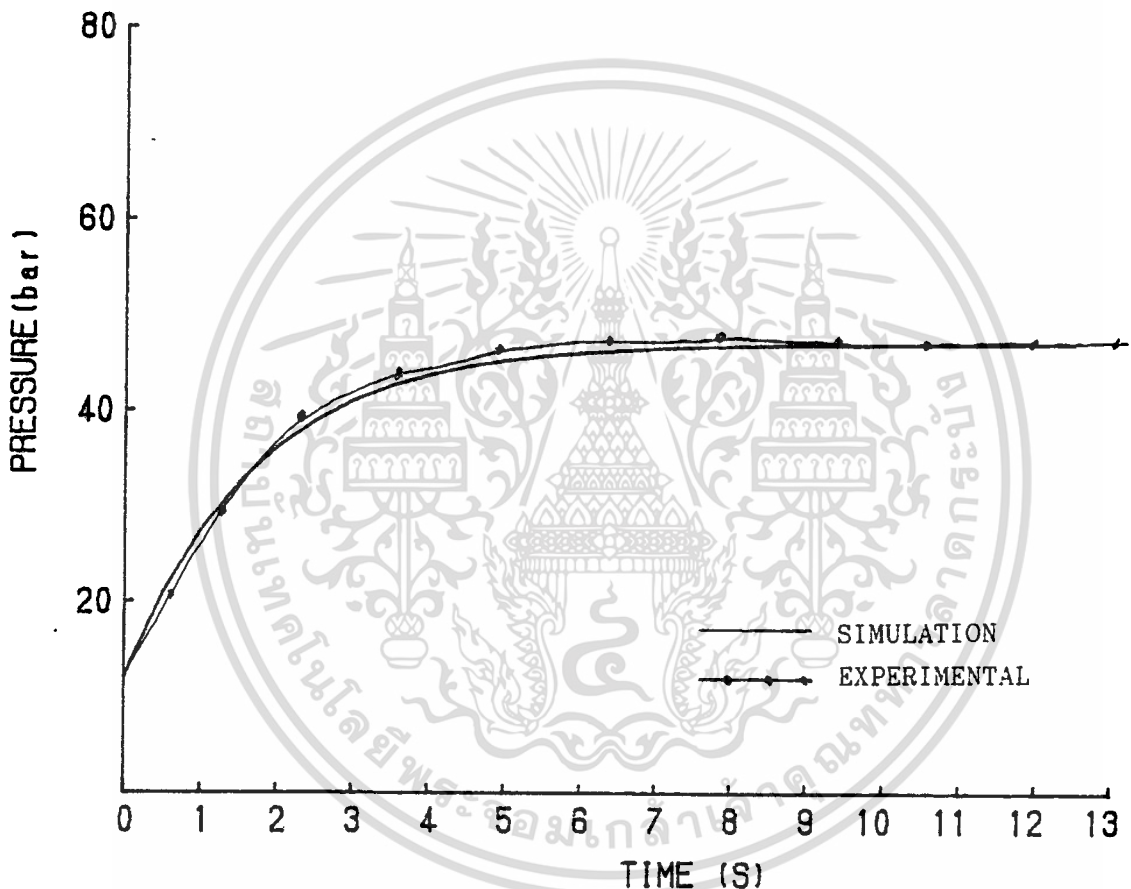


FIG 5.22 PRESSURE - TIME DIAGRAM

Transfer Function

$$P(s)/I(s) = (K_2/\tau_2)/(s+1/\tau_2)$$

$$\text{จาก } K_2 i_c = 47 \quad , \quad i_c = 0.8 \quad : \quad K_2 = 58.75$$

จากสมการ (5.2) จะได้

$$P(s)/T(s) = (K_2/\tau_2)/(s+1/\tau_2) * (s+1/\tau_1)/(K_1/\tau_1)$$

$$= (K_2/\tau_2)/(K_1/\tau_1) * (s+1/\tau_1)/(s+1/\tau_2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานภายในเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ภายนอก
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอก = 5.48*(s+0.571)/(s+0.588) = G_{d2} ครั้งนี้..... (5.4)

- จากผลการทดลอง FIG 5.5

$$\text{จาก (4.9.a) } w(t) = K_3 i_c + [w(0) - K_3 i_c] \exp(-t/\tau_3)$$

$$\text{จาก FIG 5.5 } K_3 i_c = 620 \quad , \quad \tau_3 = 2.6 \quad , \quad w(0) = 740$$

$$\begin{aligned} w(t) &= 620 + (740 - 620) \exp(-t/2.6) \\ &= 620 + 120 \exp(-t/2.6) \end{aligned} \quad \dots (5.5)$$

FIG 5.23 เปรียบเทียบกราฟที่ได้จากสมการ (5.5) กับ กราฟที่ได้จากการทดลอง

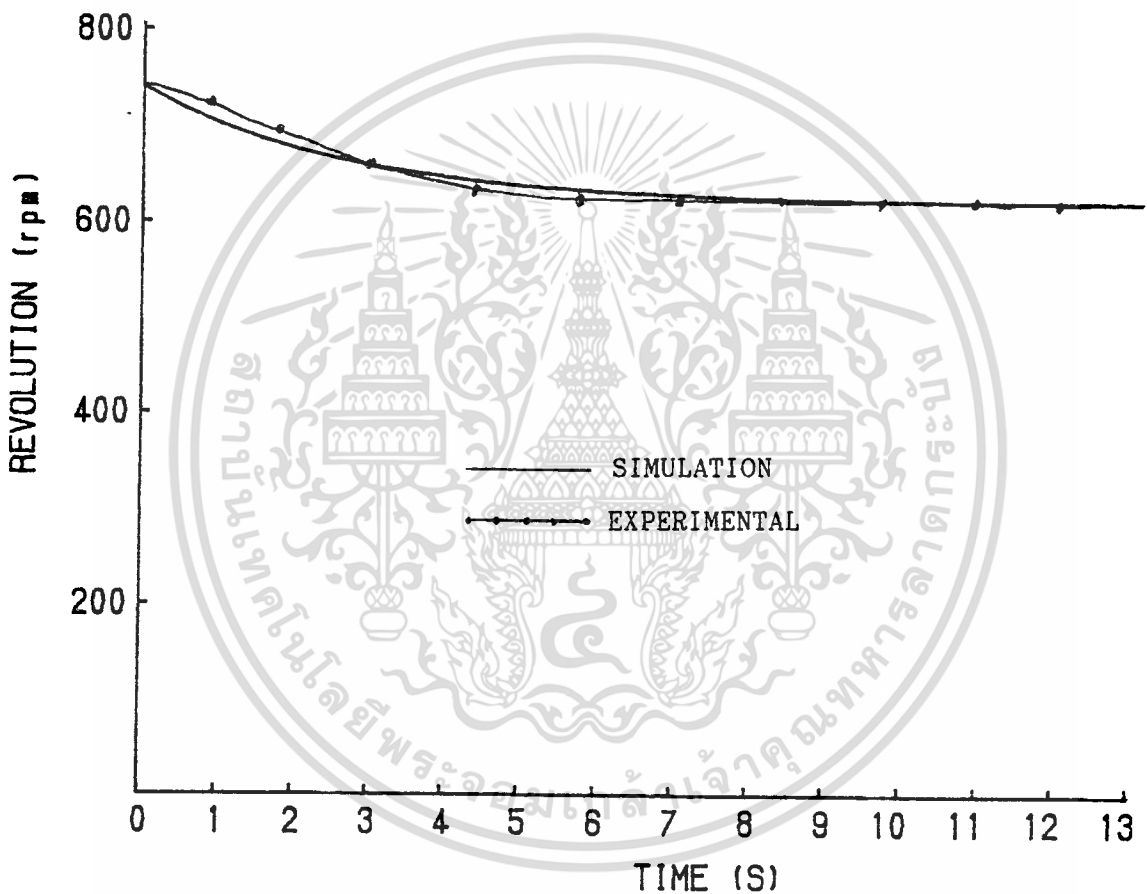


FIG 5.23 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

Transfer Function

$$W(s)/I(s) = (K_3/\tau_3)/(s+1/\tau_3)$$

$$\text{จาก } K_3 i_c = 620 \quad , \quad i_c = 0.8 \quad : \quad K_3 = 775$$

จากสมการ (5.2) จะได้

$$W(s)/T(s) = (K_3/\tau_3)/(s+1/\tau_3) * (s+1/\tau_1)/(K_1/\tau_1)$$

$$\begin{aligned} &= (K_3/\tau_3)/(K_1/\tau_1) * (s+1/\tau_1)/(s+1/\tau_3) \\ &= 110.65 * (s+0.571)/(s+0.385) = G_{d1} \end{aligned} \quad \dots (5.6)$$

2. $q(t)$ เป็น step function

- จากผลการทดลอง FIG 5.6

จาก (4.14)

$$p(t) = (K_4 q_C / \sqrt{1 - \zeta_4^2}) * \exp(-\zeta_4 \omega_{n4} t) * \sin[(\omega_{n4} \sqrt{1 - \zeta_4^2}) t + \alpha_4] + K_4 q_C$$

จาก (4.18) $t_{p4} = \pi / (\omega_{n4} \sqrt{1 - \zeta_4^2})$

จาก (4.19) $p_{\max} = K_4 q_C + K_4 q_C * \exp(-\zeta_4 \pi / \sqrt{1 - \zeta_4^2})$

จาก FIG 5.6 $t_{p4} = 0.1$, $K_4 q_C = 49$, $p_{\max} = 85$

$$85 = 49 + 49 * \exp(-\zeta_4 \pi / \sqrt{1 - \zeta_4^2}) \quad \zeta_4 = 0.0977$$

$$0.1 = \pi / (\omega_{n4} \sqrt{1 - (0.0977)^2}) \quad \omega_{n4} = 31.57$$

$$\alpha_4 = -[\pi + \tan^{-1}(\sqrt{1 - \zeta_4^2} / -\zeta_4)] \quad \alpha_4 = -1.67$$

$$p(t) = 49.24 * \exp(-3.08t) * \sin(31.42t - 1.67) + 49 \quad \dots (5.7)$$

FIG 5.24 เปรียบเทียบกราฟที่ได้จากสมการ (5.7) กับ กราฟที่ได้จากการทดลอง

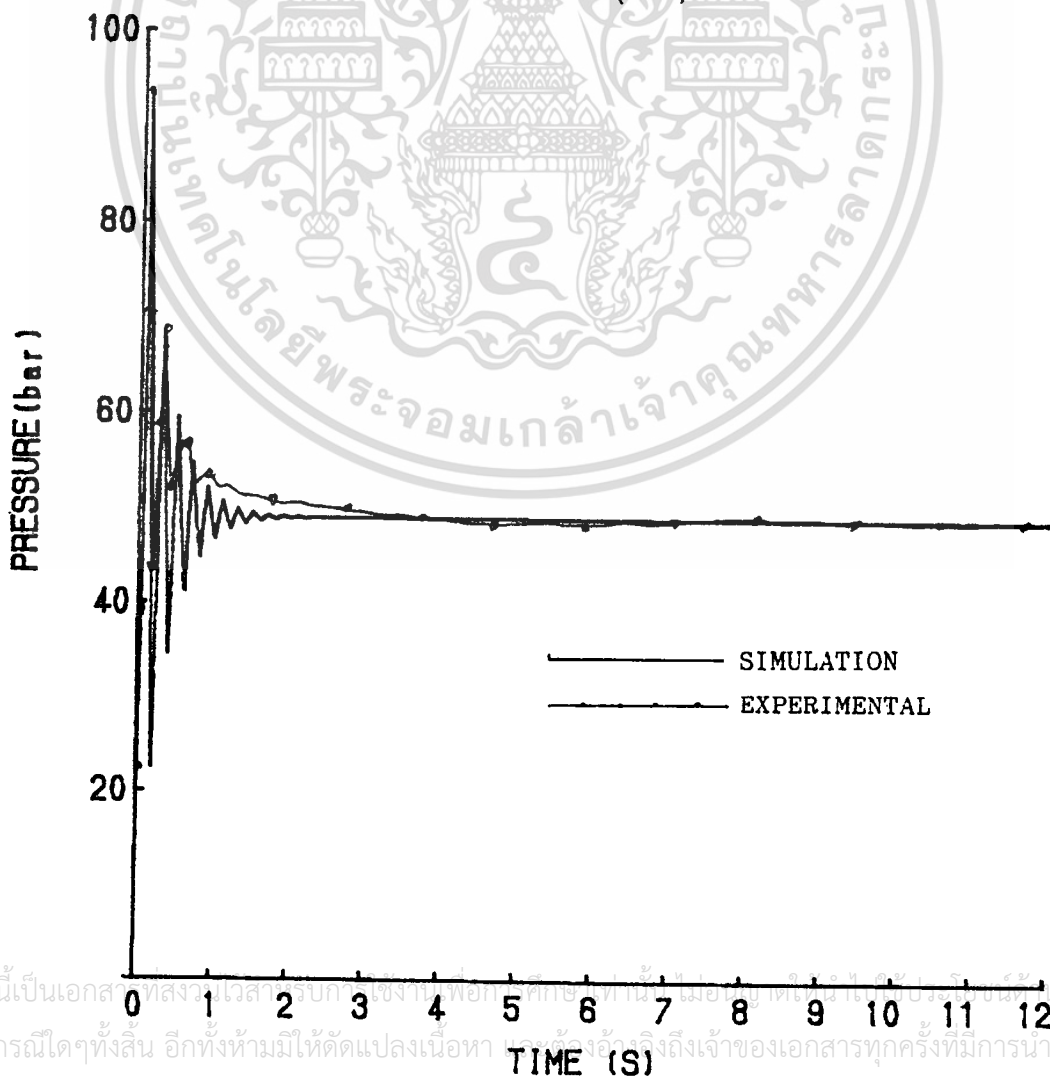


FIG 5.24 PRESSURE - TIME DIAGRAM

จาก $K_4 q_c = 49$, $q_c = 1517.5$: $K_4 = 32.29 \cdot 10^{-3}$

Transfer Function

$$P(s)/Q(s) = (K_4 w_{n4}^2) / (s^2 + 2\zeta_4 w_{n4} s + w_{n4}^2)$$

$$= 32.18 / (s^2 + 6.17s + 996.66) = G_{21} \dots (5.8)$$

- จากผลการทดลอง FIG 5.7

จาก (4.14)

$$w(t) = (K_5 q_c / \sqrt{1-\zeta_5^2}) \cdot \exp(-\zeta_5 w_{n5} t) \cdot \sin[(w_{n5} \sqrt{1-\zeta_5^2})t + \alpha_5] + K_5 q_c$$

จาก (4.18) $t_{p5} = \pi / (w_{n5} \sqrt{1-\zeta_5^2})$

จาก (4.19) $w_{max} = K_5 q_c + K_5 q_c \cdot \exp(-\zeta_5 \pi / \sqrt{1-\zeta_5^2})$

จาก FIG 5.7 $t_{p5} = 0.55$, $K_5 q_c = 607$, $w_{max} = 660$

$$660 = 607 + 607 \cdot \exp(-\zeta_5 \pi / \sqrt{1-\zeta_5^2}) \quad \zeta_5 = 0.6131$$

$$0.55 = \pi / (w_{n5} \sqrt{1-(0.6131)^2}) \quad w_{n5} = 7.23$$

$$\alpha_5 = -[\pi + \tan^{-1}(\sqrt{1-\zeta_5^2} / -\zeta_5)] \quad \alpha_5 = -2.23$$

$$w(t) = 768.35 \cdot \exp(-4.43t) \cdot \sin(5.71t - 2.23) + 607 \dots (5.9)$$

FIG 5.25 เปรียบเทียบกราฟที่ได้สมการ (5.9) กับ กราฟที่ได้จากการทดลอง

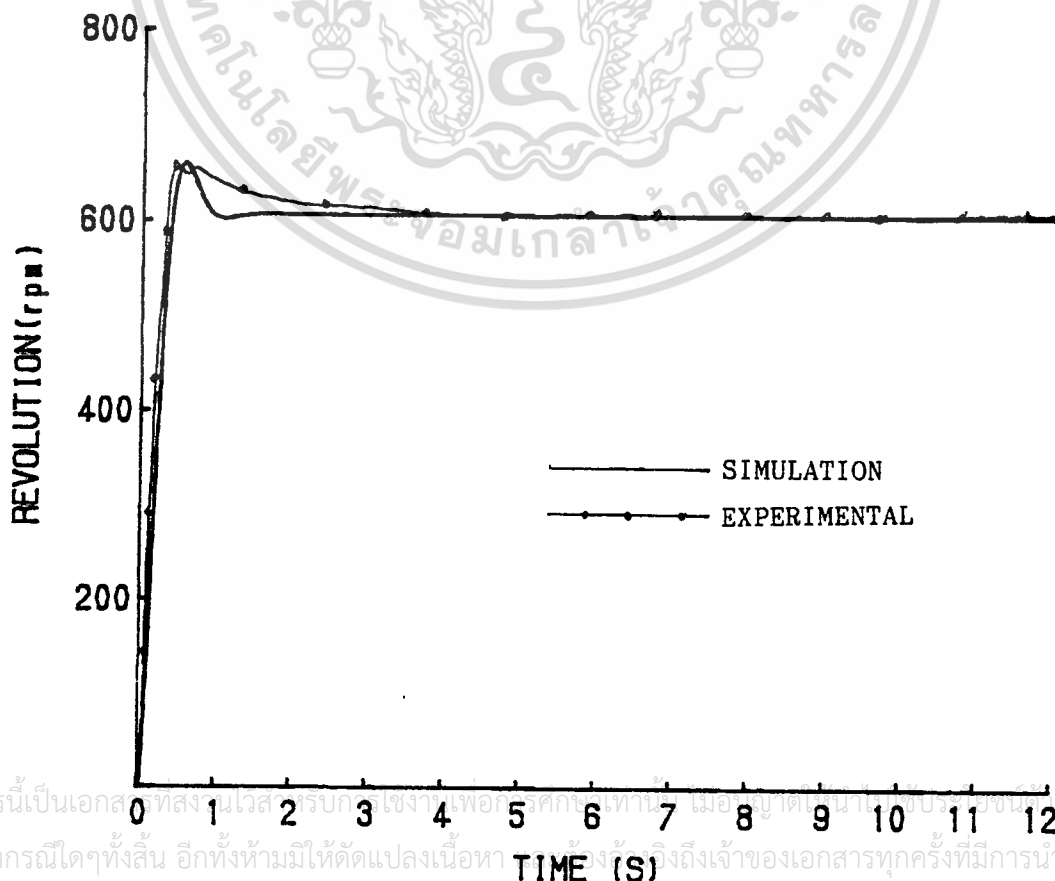


FIG 5.25 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี การนำเอกสารนี้ไปใช้โดยไม่ผ่านการคัดค้านหรือไม่อาจรณใดทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา

จาก $K_5 q_c = 607$, $q_c = 1517.5$: $K_5 = 0.4$

Transfer Function

$$W(s)/Q(s) = (K_5 w_{n5}^2)/(s^2 + 2\zeta_5 w_{n5} s + w_{n5}^2)$$

$$= 20.91/(s^2 + 8.865s + 52.27) = G_{11} \dots (5.10)$$

3. d(t) เป็น step function (ในที่นี้ค่า K_6, K_7 เป็นค่าลบ)

- จากผลการทดลอง FIG 5.9

จาก (4.20)

$$p(t) = (-K_6 d_c / \sqrt{1 - \zeta_6^2}) * \exp(-\zeta_6 w_{n6} t) * \sin[(w_{n6} \sqrt{1 - \zeta_6^2}) t + \alpha_6] - K_6 d_c + p(0)$$

จาก (4.22) $t_{p6} = \pi / w_{n6} \sqrt{1 - \zeta_6^2}$

จาก (4.23) $p_{max} = -K_6 d_c - K_6 d_c * \exp(-\zeta_6 \pi / \sqrt{1 - \zeta_6^2}) + p(0)$

จาก FIG 5.9 $t_{p6} = 0.18$, $p_{max} = 158$, $-K_6 d_c = 97$, $p(0) = 47$

$$158 = 97 + 97 * \exp(-\zeta_6 / \sqrt{1 - \zeta_6^2}) + 47 \quad \zeta_6 = 0.5246$$

$$0.18 = \pi / w_{n6} \sqrt{1 - (0.5246)^2} \quad w_{n6} = 20.95$$

$$\alpha_6 = -[\pi + \tan^{-1}(-\sqrt{1 - \zeta_6^2} / -\zeta_6)] \quad \alpha_6 = -2.123$$

$$p(t) = 113.92 * \exp(-10.75t) * \sin(17.45t - 2.123) + 144 \dots (5.11)$$

จาก $-K_6 d_c = 97$, $d_c = 15.6$: $K_6 = -6.22$

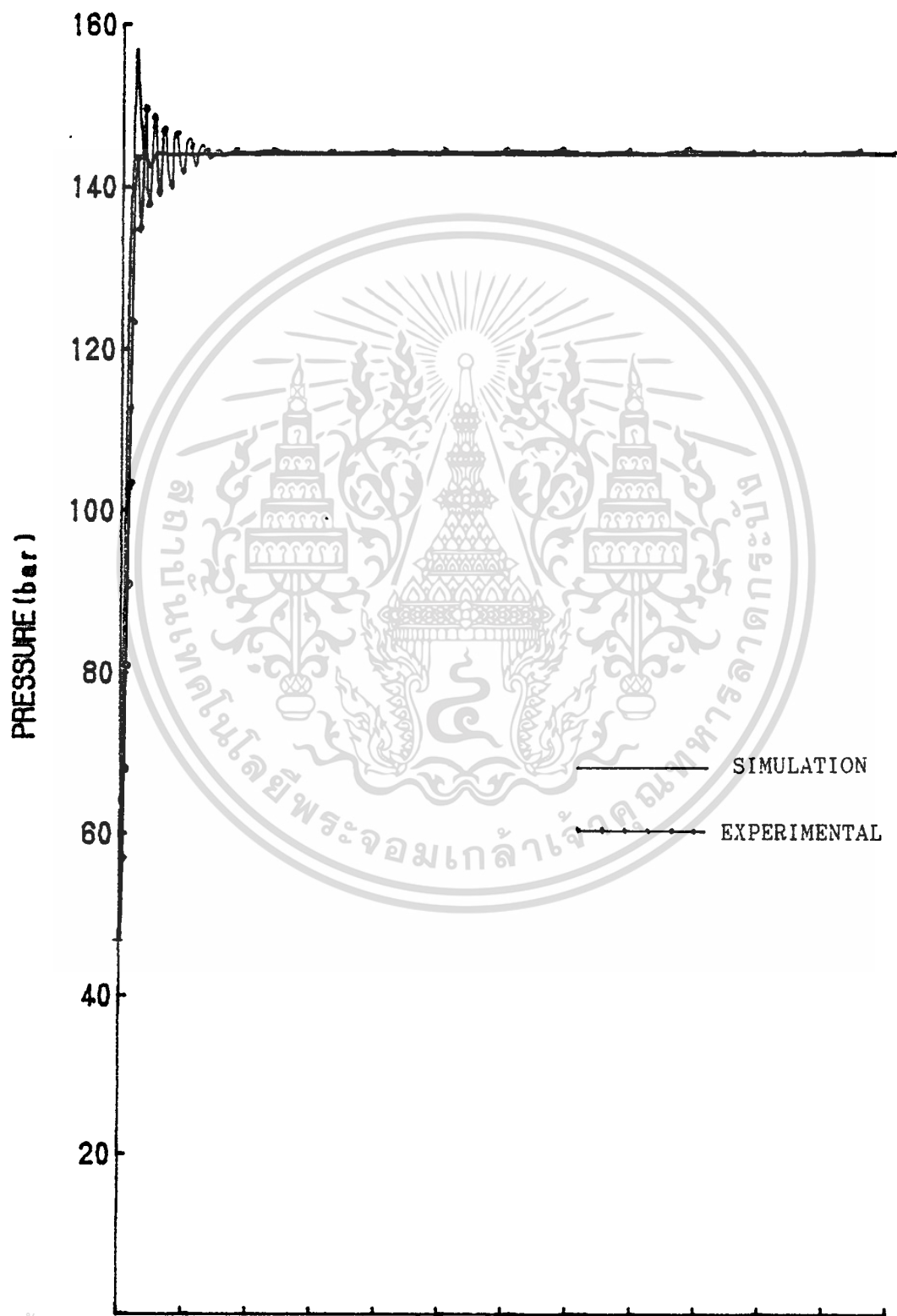
Transfer Function

$$P(s)/D(s) = (K_6 w_{n6}^2)/(s^2 + 2\zeta_6 w_{n6} s + w_{n6}^2)$$

$$= -2613.96/(s^2 + 21.51s + 420.25) = G_{22} \dots (5.12)$$

FIG 5.26 เปรียบเทียบกราฟที่ได้จากสมการ (5.11) กับ กราฟที่ได้จากการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่ควรนำข้อมูลไปใช้
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FIG 5.26 PRESSURE - TIME DIAGRAM

- จากผลการทดลอง FIG 5.10

จาก (4.8.a) $w(t) = -K_7d_c*[1-\exp(-t/\tau_7)]+w(0)$

จาก FIG 5.10 $-K_7d_c = 170$, $\tau_7 = 0.7$, $w(0) = 630$

$$w(t) = 170*[1-\exp(-t/0.7)]+630$$
$$= 800-170*\exp(-t/0.7) \dots(5.13)$$

FIG 5.27 เปรียบเทียบกราฟที่ได้จากสมการ (5.13) กับ กราฟที่ได้จากการทดลอง

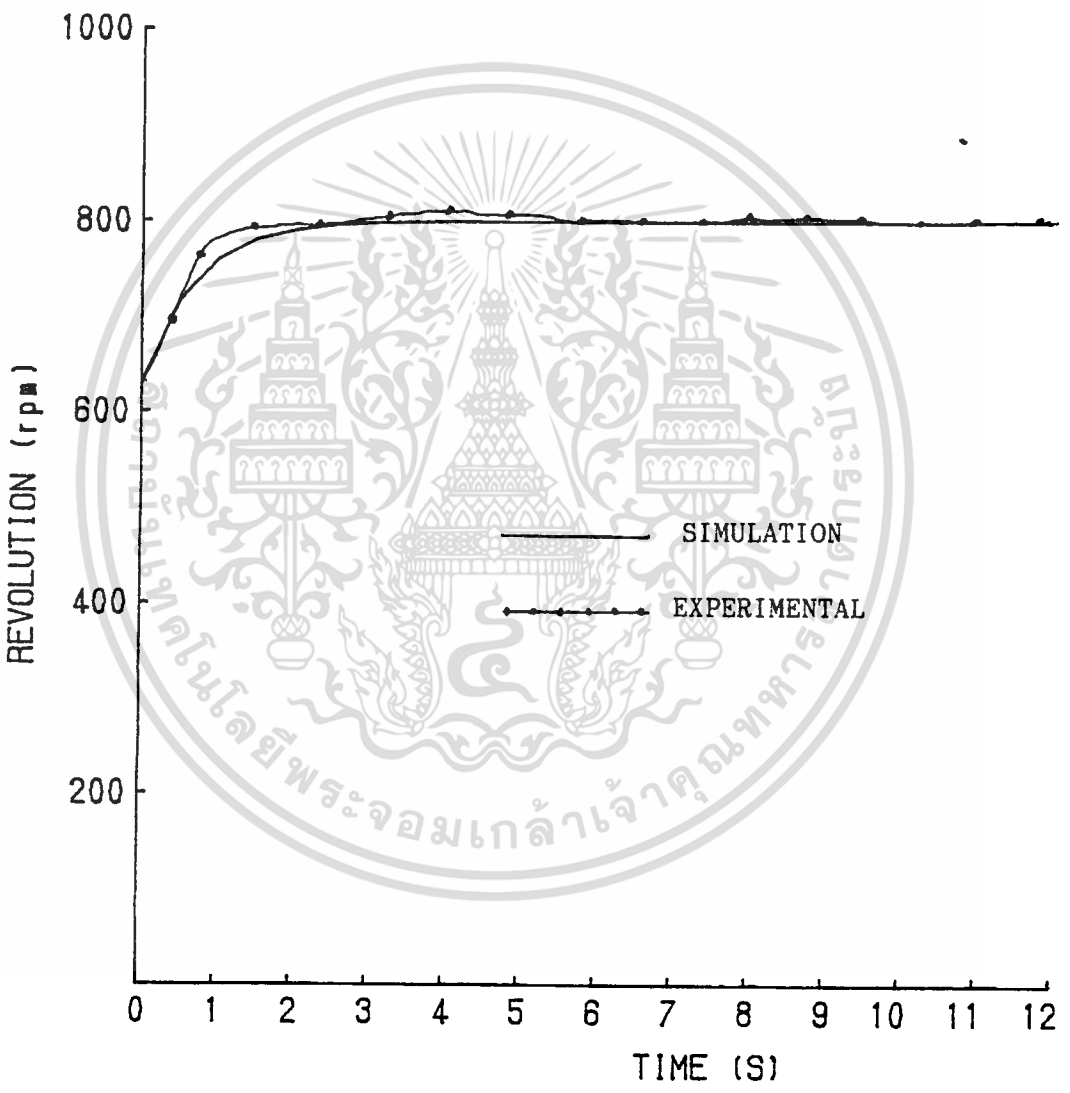


FIG 5.27 REVOLUTION - TIME DIAGRAM

จาก $-K_7d_c = 170$, $d_c = 15.6$: $K_7 = -30.36$

Transfer Function

$$W(s)/D(s) = (K_7/\tau_7)/(s+1/\tau_7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปะ = $-43.37/(s+1.43)$ หรือ G_{12} ของเอกสารทุกครั้งที่มีชื่อ: (5.14)

บทที่ 6

สรุป วิเคราะห์และแนวทางพัฒนาในอนาคต

สรุปผลการทดลอง

Math model หรือ Transfer function จากการวิเคราะห์ผลการทดลอง

เป็นดังนี้

$$G_{11} = 20.91/(s^2+8.865s+52.27)$$

$$G_{12} = -43.37/(s+4.13)$$

$$G_{21} = 32.18/(s^2+6.17s+996.66)$$

$$G_{22} = -2613.96/(s^2+21.51s+420.25)$$

และ Transfer function ของ Disturbance

$$G_{d1} = 110.65(s+0.571)/(s+0.385)$$

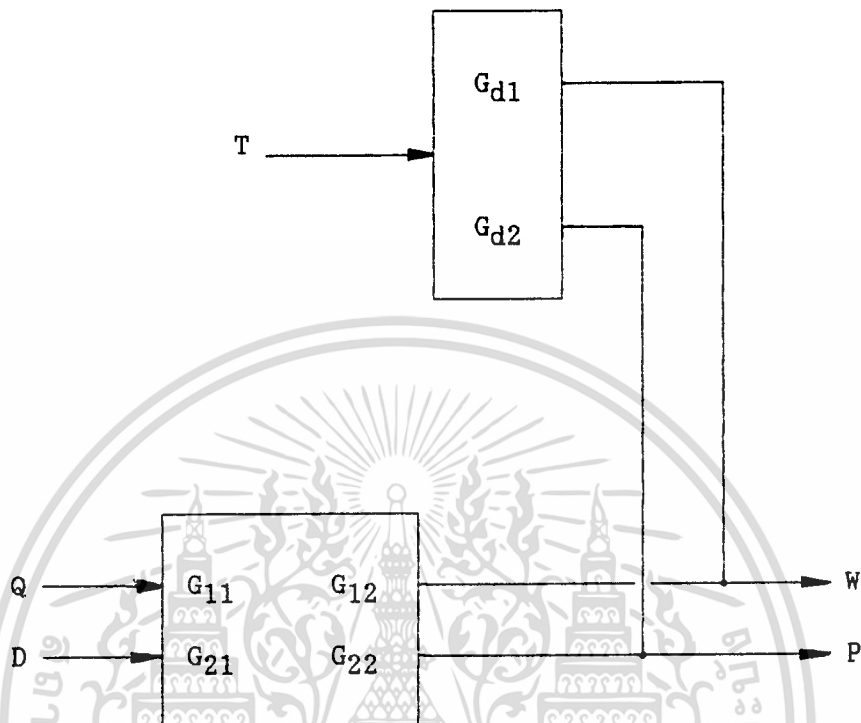
$$G_{d2} = 5.48(s+0.571)/(s+0.588)$$

จะได้

$$\begin{bmatrix} W \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 20.91/(s^2+8.865s+52.27) & -43.37/(s+4.13) \\ 32.18/(s^2+6.17s+996.66) & -2613.96/(s^2+21.51s+420.25) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q \\ D \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 110.65(s+0.571)/(s+0.385) \\ 5.48(s+0.571)/(s+0.588) \end{bmatrix} T$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Block diagram ของระบบคือ



วิจารณ์ผลการทดลอง

จากการทดลอง การควบคุมเงื่อนไขให้เป็นไปตามวิธีการทดลองทำได้ยาก เนื่องจากลักษณะของเครื่องมือวัดและของอุปกรณ์ อีกทั้งสมการที่นำมาใช้แทนผลการทดลองที่ได้มีค่าผิดพลาดเพราะ

-ในการศึกษา Math model ของระบบ output ที่วัด มีผลของตัวรบกวน(Disturbance) มาเกี่ยวข้อง นั่นคือแรงบิดที่ Eddy current dynamometer สร้างให้มอเตอร์ มีการเปลี่ยนแปลง ค่าที่วัดจึงไม่ใช่การตอบสนองต่อ Input เพียงอย่างเดียว

- Math model ที่ได้จากการทดลองสามารถอธิบายระบบได้ในช่วงหนึ่งซึ่งค่าผิดพลาดยอมรับได้เท่านั้น เพราะความไม่เป็นเชิงเส้น(Nonlinear)ของระบบ

- ระบบมีตัวแปรเข้ามาเกี่ยวข้องมากกว่าที่สมมติขึ้นในการทดลอง

- Math model บางตัวมีลักษณะมากกว่า Second order

- อุปกรณ์ตั้งระยะแผ่น Swash plate มี Clearance มาก ขณะทดลองมีการสั่น

เอกสารนี้เป็นแต่ในทางวิศวกรรมรับ ค่าผิดพลาดที่เกิดขึ้นนี้ถือว่ามีผลน้อย เราจึงสามารถใช้ผลวิเคราะห์ที่มา ไม่ว่ากรณีใดทั้งสิ้น สิ่งที่จะต้องทำคือตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้ จากสมการเปรียบเทียบได้

แนวทางในการพัฒนาในอนาคต

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่หาได้ในภาคการศึกษาี้ จะนำไปใช้เป็นข้อมูลในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอุปกรณ์ควบคุมที่มีประสิทธิภาพ เพื่อให้เกิดภาวะที่มีเสถียรภาพในการทำงานของระบบ

ในอนาคตควรทำการออกแบบอุปกรณ์ควบคุม ทำการติดตั้งโดยใช้คอมพิวเตอร์ในการควบคุมรวมทั้งทำการศึกษาและทดลองหาประสิทธิภาพรวมของระบบ เมื่อเครื่องยนต์ทำหน้าที่ส่งกำลังที่ประสิทธิภาพสูงสุด เปรียบเทียบกับการส่งกำลังแบบธรรมดา ที่เงื่อนไขของภาระเดียวกัน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

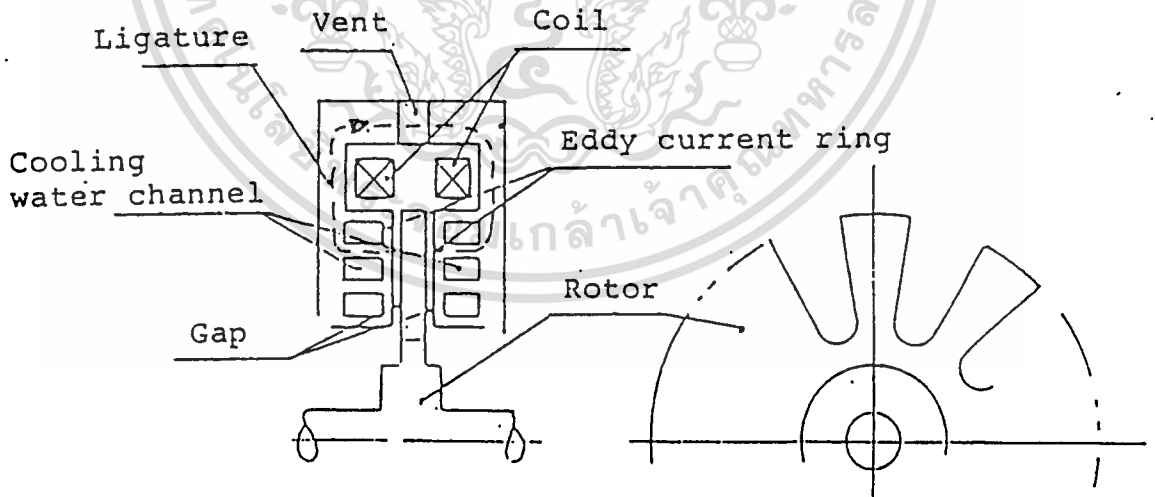
ภาคผนวก

เครื่องมือวัด

1 EDDY CURRENT DYNAMOMETER (ED-60-LC)

1.1 หลักการทำงาน

ไดนาโมมิเตอร์ ประกอบด้วย สเตเตอร์, วงแหวนกระแสไหลวน (EDDY CURRENT RING), ขดลวดกระตุ้น (EXCITATION COIL), โรเตอร์ และโพลดิเตอร์ โดยที่ไดนาโมมิเตอร์ จะสร้างฟลักซ์แม่เหล็ก (แสดงเป็นเส้นประตั้งรูป) โดยขดลวดกระตุ้นเข้าไปในขดลวดกระตุ้น เมื่อโรเตอร์หมุนในฟลักซ์แม่เหล็ก ความหนาแน่นของฟลักซ์แม่เหล็กในช่องว่างอากาศที่ไหลเป็นทิวๆ จะสร้าง Electromotive Force ขึ้นในวงแหวนกระแสไหลวน และกระแสไหลวนจะผ่านวงแหวนนี้ กระแสไหลวนที่อยู่ระหว่างวงแหวนกระแสไหลวนกับโรเตอร์ จะสร้างแรงซึ่งจะหยุดโรเตอร์ แต่จะไปหมุนวงแหวนกระแสไหลวนแทน แรงนี้สามารถอ่านค่าได้จากโพลดิเตอร์



รูปที่ 1.1 แสดงส่วนประกอบหลักของไดนาโมมิเตอร์

1.2 โครงสร้าง

เนื่องจากพลังงานทางกลของเครื่อง เปลี่ยนรูปไปเป็นพลังงานความร้อนในวงแหวน

กระแสไหลวน ทำให้ต้องหล่อเย็นวงแหวนกระแสไหลวนด้วยน้ำและหล่อเย็นโรเตอร์ด้วยอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์เพื่อการศึกษานานาชาติ เมื่อผู้ใดเห็นประโยชน์ของเอกสารนี้
ไม่ว่าในรูปแบบใดก็ตาม กรุณาแจ้งให้ทราบก่อนการนำข้อมูลไปใช้

1.3 การติดตั้ง

- ให้อัปเดตตั้งบนรางที่ฝังบนพื้นหรือโครงสร้างของแข็ง หลีกเลี่ยงการยึดกับคอนกรีต
อย่างเดี่ยว
- เว้นพื้นที่ให้เพียงพอสำหรับการถ่วงน้ำหนัก เพื่อตรวจสอบโหลดมิเตอร์
- หลีกเลี่ยงการเกิดแรงในแนวแกน เนื่องจากแรงของเพลาลูกกลิ้งไม่ได้ถูกออกแบบ
มาเพื่อรับแรงในแนวแกน

1.4 น้ำหล่อเย็น

- ใช้น้ำประปาหรือน้ำที่ใช้ในอุตสาหกรรม ซึ่งปราศจากวัตถุแปลกปลอม
- ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นสูงกว่าค่าที่กำหนดไว้ โดยจะมีสัญญาณเตือนเมื่อ
อัตราการไหลต่ำกว่าที่กำหนดไว้ ซึ่งวัดโดยสวิทช์วัดอัตราการไหลที่ทางเข้าน้ำหล่อเย็น
- อัตราการไหลที่กำหนดไว้ จะให้ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออก
เท่ากับ 35°C และอุณหภูมิน้ำออกต้องไม่เกิน 70°C
- ความดันของน้ำหล่อเย็นทางเข้าควรเท่ากับ $0.5\text{--}3\text{ kg}_f/\text{cm}^2$
- สวิทช์วัดอัตราการไหลเป็นแบบแม่เหล็ก ต้องระวังเศษโลหะไม่ให้ปนเข้าไปกับ
น้ำหล่อเย็น มิฉะนั้นสวิทช์จะไม่ทำงาน ป้องกันโดยติดตั้งStrainerที่ทางเข้า
- ทางน้ำทิ้งไม่ควรมีความต้านทานมากเกินไป ถ้ามีมากควรติดตั้งปั๊มด้วย

1.5 โหลดมิเตอร์

1) โหลดเซลล์

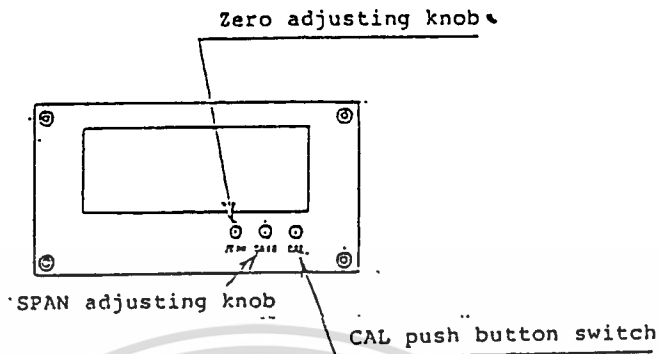
- เป็นแบบStrain Gauge วัดได้ทั้งแรงกดและแรงดึง
- ห้ามดึงหรือกดแขนแรงบิด ซึ่งต่อโหลดเซลล์กับไดนามมิเตอร์ เนื่องจากแรงที่
มากเกินไป อาจจะสร้างความเสียหายให้กับโหลดเซลล์ได้
- ระวังไม่ให้สายที่ต่อจากโหลดเซลล์เปียกน้ำ

2) INDICATOR

- เมื่อต้องการปรับค่าที่แสดงให้เป็นศูนย์ ให้นำหมุนปรับค่าศูนย์โดยที่ค่าจะเพิ่มขึ้น
เมื่อหมุนไปทางขวา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของ CAL อ่านค่าที่ได้ให้ตรงกับ Inspection ถ้าไม่ตรงให้นำหมุนปรับ SPAN
พร้อมกับกดปุ่ม \rightarrow โดยค่าจะเพิ่มขึ้นเมื่อหมุนไปทางขวา

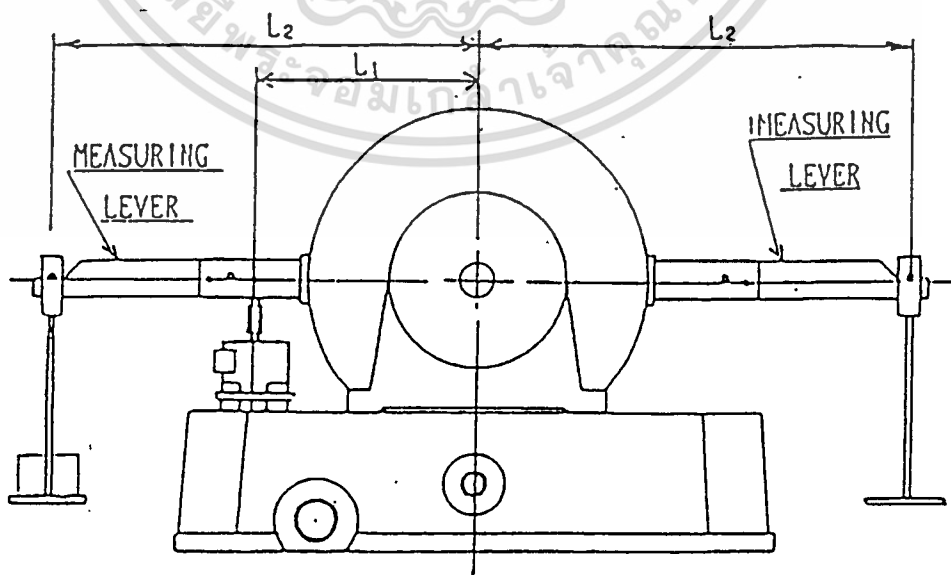
- ค่าไหลคสูงสุดที่กำหนดไว้ จะเป็นค่าแรงบิดสูงสุดของไดนาโมมิเตอร์ ถ้ามีค่ามากเกินไป อาจจะทำให้เกิดการแตกหักของเพลาลูกของไดนาโมมิเตอร์ได้



รูปที่ 1.2 แสดงปุ่มต่างาบน INDICATOR

3) การตรวจสอบ

- ปลดไดนาโมมิเตอร์ออกจากเครื่องยนต์
- ติดแขนวัดเข้ากับแขนแรงบิด แขนงศาครองน้ำหนักแล้ววางน้ำหนักมาตรฐานลงบนถาดอ่านค่าที่ได้ ถ้าไม่ตรงกับน้ำหนักที่วาง ให้ปรับที่ปุ่ม SPAN
- ตรวจสอบโดยใช้น้ำหนักหลายค่า เมื่อยกน้ำหนักออกหมด ค่าที่อ่านได้จะต้องเท่ากับศูนย์
- การวางน้ำหนักมาตรฐานด้านใดด้านหนึ่ง ขึ้นอยู่กับการหมุนของเพล



STANDARD WEIGHTS

WEIGHT TRAY

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต

รูปที่ 1.3 แสดงการติดแขนวัดและถาดครองน้ำหนัก

1.6 TACHOMETER

1) DETECTOR

- เป็นแบบแม่เหล็กไฟฟ้า
- ช่วงการวัดเท่ากับ 50-20000 RPM/60P/R

2) การคำนวณ

$$\text{แรงบิดเบรค} = L_1 * W * g \quad N * m$$

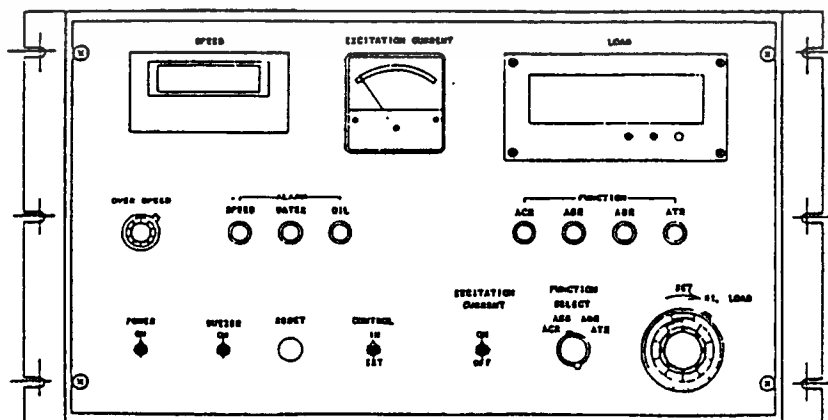
เมื่อ W = ค่าที่อ่านได้จาก INDICATOR

$$L_1 = 0.2865 \text{ m}, \quad L_2 = 0.7162 \text{ m}, \quad L_1/L_2 = 1/2.5$$

1.7 OPERATING PANEL

1) ด้านหน้า

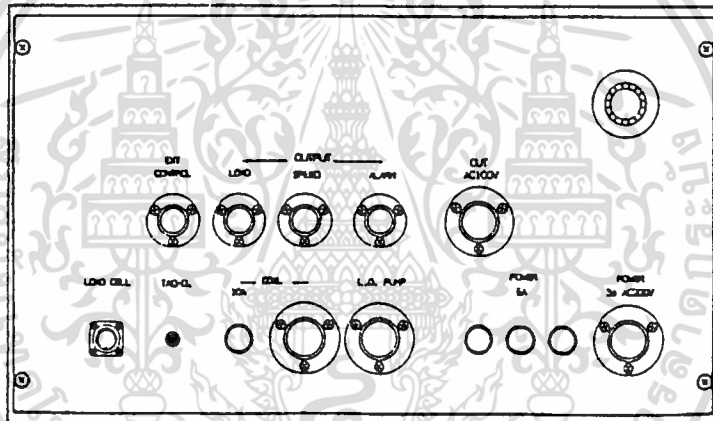
- หมุนปุ่ม Set Dial ไปทางขวาจะเพิ่มกระแสกระตุ้น โดยอ่านค่ากระแสจาก Amp Meter โดยใช้สวิตช์ปิดเปิดในการจ่ายกระแสกระตุ้น
- สวิตช์ Internal-External ใช้เลือกการควบคุมจากภายในโดยใช้ Set Dial หรือจากภายนอกโดยต่อสัญญาณเข้าทาง External Operation
- ปุ่ม Overspeed หมุนได้ 10 รอบ (1 รอบ/1000 RPM) ถ้าความเร็วรอบเกินค่าที่ตั้งไว้จะมีสัญญาณเตือน
- สัญญาณเตือนน้ำ, ความเร็วรอบ, น้ำมัน เมื่อมีสัญญาณเตือนให้ปิดสวิตช์ไฟแล้วจึงแก้ไข จากนั้นให้กดปุ่ม Reset หลายๆ ครั้ง (กระแสกระตุ้นจะถูกตัดเมื่อมีสัญญาณเตือนของน้ำเท่านั้น)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามรูปที่ 1.4 แสดงด้านหน้าของ OPERATING PANEL ทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2) ด้านหลัง

- "Coil" เป็นแหล่งจ่ายไฟให้ขดลวดกระตุ้นและสวิตช์วัดอัตราการไหลให้ต่อกับ Terminal box ที่ไดนาโมมิเตอร์
- สายต่อ "Tacho" เป็นสายแบบCoxial ให้ต่อกับ Detectorที่ไดนาโมมิเตอร์
- สายต่อ "Load Cell" ต่อกับโหลดเซลล์
- สายต่อ "Output Load" เป็นสัญญาณออกแบบอนาล็อกของโหลดสามารถต่อเข้าเครื่อง plot ได้ (1V/2Kg)
- สายต่อ "Output Revolution" เป็นสัญญาณออกแบบอนาล็อกของความเร็วรอบ (0-9V/0-9000 RPM)



รูปที่ 1.5 แสดงด้านหลังของ OPERATING PANEL

1.8 การควบคุม

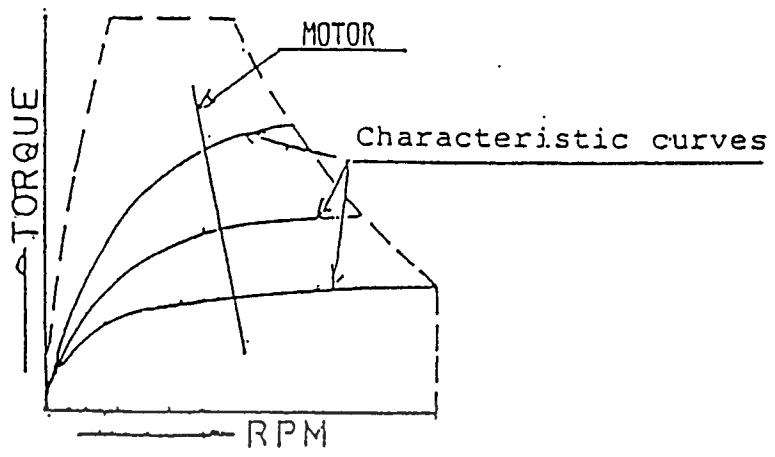
การควบคุมมี 4 แบบ การใช้ต้องระวังให้ Characteristic Curve ของไดนาโมมิเตอร์ ตัดกับ Curve ของเครื่องยนต์ที่จะวัด มิฉะนั้นจะทำให้แรงบิดเบรคไม่เสถียร

1) Constant Current Control (ACR)

- ปรับกระแสโดยใช้นุ่ม Set โดยหมุนไปทางขวา กระแสกระตุ้นจะเพิ่มขึ้น
- ถ้าเพิ่มความเร็วรอบโดยที่กระแสกระตุ้นคงที่ แรงบิดเบรคก็จะเพิ่มขึ้นด้วยอัตราการเพิ่มจะค่อยๆลดลงจนไม่เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ

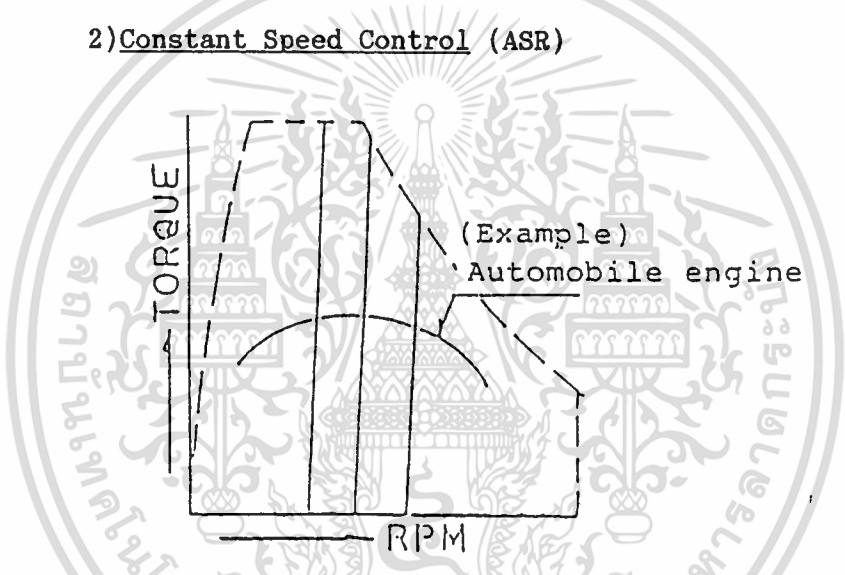
- ไม่ควรจะใช้นการวัดที่ใช้เวลานาน ภายได้แรงบิดหรือความเร็วรอบคงที่

เนื่องจากค่ากระแสกระตุ้นเปลี่ยนแปลง ซึ่งเป็นผลจากอุณหภูมิของขดลวดกระตุ้นเพิ่มขึ้นและความถี่
ไม่เร็วหรือแรงบิดเปลี่ยนไปหลังจากที่ตั้งไว้ตอนเริ่มวัด จึงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.6 แสดง Characteristic Curve ของ Constant Current Control

2) Constant Speed Control (ASR)

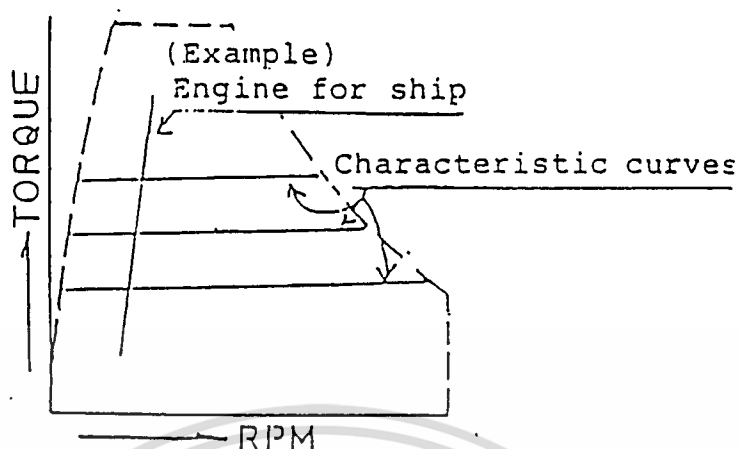


รูปที่ 1.7 แสดง Characteristic Curve ของ Constant Speed Control

- ปรับโดยใช้นุ่ม Set ถ้าหมุนไปทางขวา ค่ากระแสกระตุ้นจะเพิ่มขึ้น
 - ความเร็วรอบของไดนาโมมีเตอร์จะเทียบกับสัญญาณไฟฟ้าของความเร็วรอบที่ตั้งโดยนุ่ม Set จะเพิ่มหรือลดกระแสกระตุ้นอัตโนมัติเพื่อรักษาความเร็วรอบให้คงที่จากที่ตั้งเอาไว้
 - ค่าเพิ่มหรือลดที่นุ่ม Set จะตรงกันข้ามกับการเพิ่มหรือลดของความเร็วรอบ
- เช่น 8.889 = 1000 RPM, 8.445 = 1400 RPM, 7.778 = 2000 RPM
- เมื่อเริ่มเดินเครื่องยนต์ต้องตั้งค่าความเร็วรอบที่นุ่ม Set ให้มากกว่าความเร็วรอบสูงสุดของเครื่องยนต์ (ค่าที่นุ่ม Set ใดๆ) มิฉะนั้นจะมีกระแสกระตุ้นเข้าไปในขดลวดทันทีเพื่อรักษาความเร็วรอบตามที่ตั้งเอาไว้ เครื่องยนต์อาจจะดับได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ผู้ใช้ต้องรับผิดชอบต่อการใช้งานที่ไม่ถูกต้อง
 ไม่ว่า เครื่องอยู่ ทำให้กระแสกระตุ้นเข้าไปมากทำให้เครื่องหยุดได้ ถ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

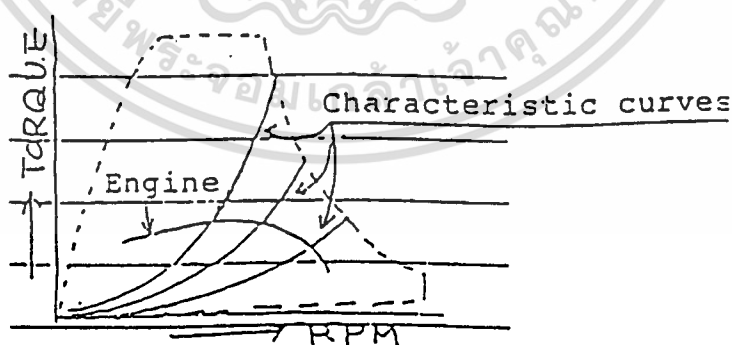
3) Constant Torque Control (ATR)



รูปที่ 1.8 แสดง Characteristic Curve ของ Constant Torque Control

- เมื่อเดินเครื่องยนต์ให้ตั้งค่า Set ไว้ที่ศูนย์ การเพิ่มค่าแรงบิดเบรคทำได้โดยหมุนปุ่ม Set ไปทางขวา
- ค่าที่ตั้งไว้ที่ปุ่ม Set จะเปรียบเทียบกับค่าจาก Load Meter อัตโนมัติ โดยเพิ่มหรือลดกระแสกระตุ้นเพื่อรักษาค่าแรงบิดเบรคให้คงที่
- ถ้าเปิดจ่ายกระแสกระตุ้นโดยที่ค่า Set ได้ตั้งไว้แล้วอาจทำให้มีกระแสกระตุ้นไหลมากเกินไป เครื่องยนต์อาจดับได้

4) Boost Control (ABR)

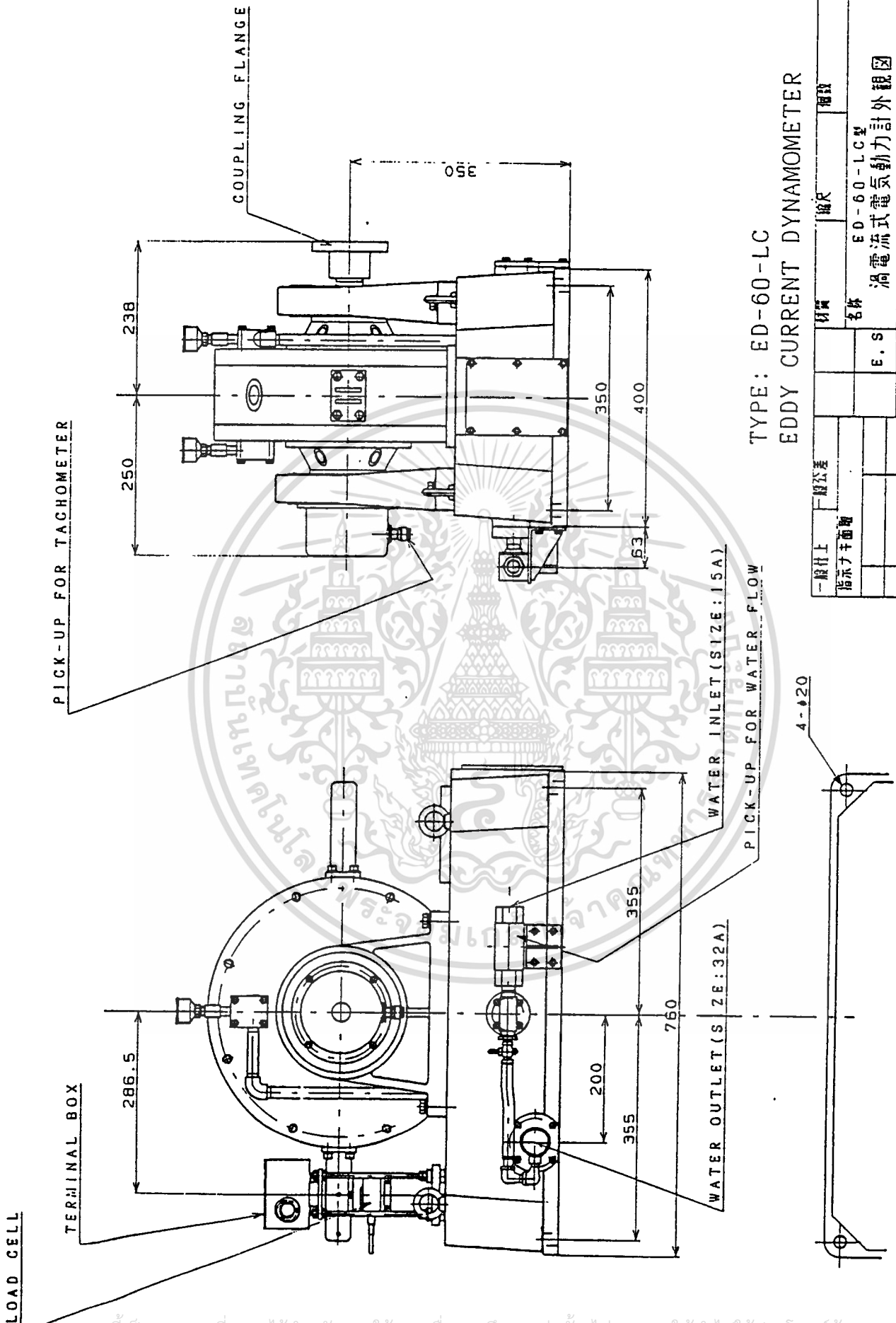


รูปที่ 1.9 แสดง Characteristic Curve ของ Boost Control

- ปรับโดยเข้าปุ่ม Set เพิ่มค่ากระแสกระตุ้นโดยหมุนปุ่มไปทางขวา
- เมื่อตั้งค่า Set เอาไว้แล้วถ้าเพิ่มความเร็วรอบค่าแรงบิดเบรคจะเพิ่มขึ้นเท่ากับ

กำลังสองของความเร็วรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสำนักงานเพื่อการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น ถ้าหากตั้งค่าความเร็วรอบและค่าแรงบิดเบรคไม่ได้มีการย้อนกลับเพื่อเปรียบเทียบใช้



TYPE: ED-60-LC
 EDDY CURRENT DYNAMOMETER

一般仕上	一般公差	材質	鋼鉄
指示方式		名称	ED-60-LC型
		図番	渦電流式電気動力計外觀図
			EDM-DD-00890627-1
年月日	1.1		TOKYO PLANT CO., LTD.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.9 ข้อควรระวังในการใช้งาน

- 1) การปล่อยยาให้กระแสกระตุ้นไหลเข้าไปในขดลวด กระแสกระตุ้นในขณะที่เครื่องยนต์หยุด โดยเฉพาะในการควบคุมแบบกระแสคงที่ และแรงบิดคงที่ จะทำให้ขดลวดไหม้ได้ต้องปิด Power Switch หรือ Excitation Switch ทุกครั้งก่อนหยุดเครื่องยนต์
- 2) บางครั้งสวิตช์วัดอัตราการไหลอาจอุดตันและไม่ทำงาน ต้องแน่ใจว่ามีสัญญาณเตือนดังเมื่อปิดน้ำ

2. PRESSURE SENSOR (PGM-100 KE)



รูปที่ 2.1

ทนความดันสูงสุด 100 Kg_f/Cm² สัญญาณจาก Pressure Sensor จะต้องผ่าน Dynamic Strain Amplifier ก่อน เพื่อขยายสัญญาณ นำสัญญาณที่ได้ไป plot ผ่าน Servocorder

3. DYNAMIC STRAIN AMPLIFIER (DMP 613)

นำมาประยุกต์ใช้ในการขยายสัญญาณจาก Pressure Sensor

3.1 ข้อควรระวังในการใช้งาน

- 1) หลีกเลี่ยงการใช้งานในที่ที่มีอุณหภูมิสูงหรือต่ำเกินไป (ให้อยู่ในช่วง -10 ถึง 50 °C)
- 2) หลีกเลี่ยงการใช้งานภายใต้ความชื้นสูงๆ (> 85%)
- 3) หลีกเลี่ยงการใช้งานในที่ที่มีฝุ่น
- 4) ระวังกระแสในระหว่างการใช้งานกับไฟกระแสตรง

3.2 การต่อสาย

- 1) Power Connection ใช้ไฟ AC 220V +/- 10 % และให้ขั้วกลางของปลั๊ก 3P

ต่อลงดินด้วย

- 2) Input Connection ในการประยุกต์ใช้กับ Pressure Sensor ให้ต่อสายจาก

ไม่ว่า Pressure Sensor ให้เข้า Input Connector โดยตรง ถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1) การเปิดเครื่อง ต้องแน่ใจว่าสวิตช์เลือก Range อยู่ในตำแหน่ง OFF จากนั้น

จึงกดปุ่ม Power

2) การอุ่นเครื่อง หลังจากเปิด Power แล้วควรอุ่นเครื่องประมาณ 10-15 นาที เพื่อการวัดที่เสถียร

3) การปรับศูนย์ แบบที่ใช้นี้เป็นแบบ Automatic Balancing ปรับศูนย์โดย

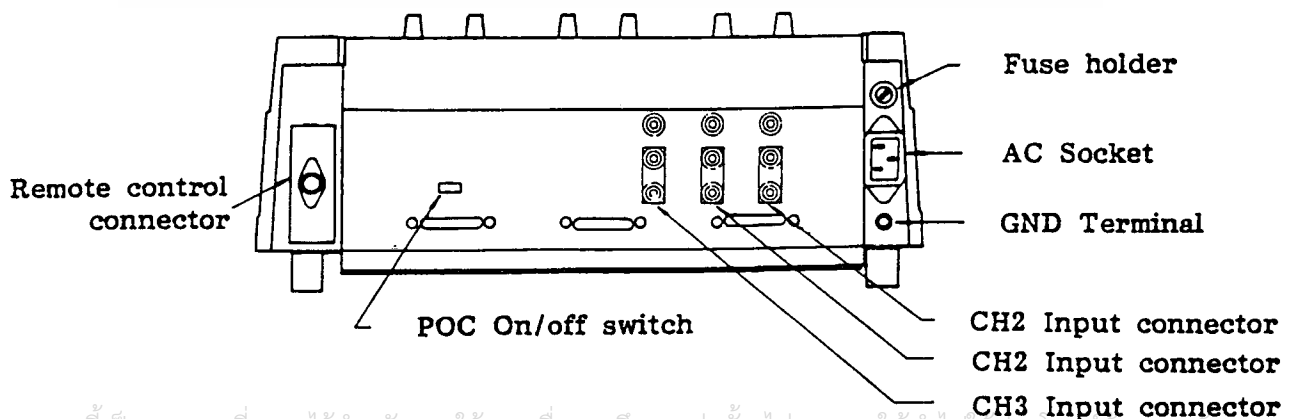
- หมุนสวิตช์เลือก Range ไปยังค่าที่ต้องการ
- กดปุ่ม Self-Check/Zero Balancing 2 ครั้งติดๆกัน (ใน 1 วินาที)
- การปรับศูนย์โดยอัตโนมัตินี้ต้องทำทุกครั้งที่ย้ายค่า Range

4) การตั้ง Low-pass Filter ใช้เพื่อกรองความถี่ที่ไม่ต้องการออก โดยตัดที่ความถี่ 10, 30, 100, 300, 1000 Hz และ F (ไม่มีการกรอง)

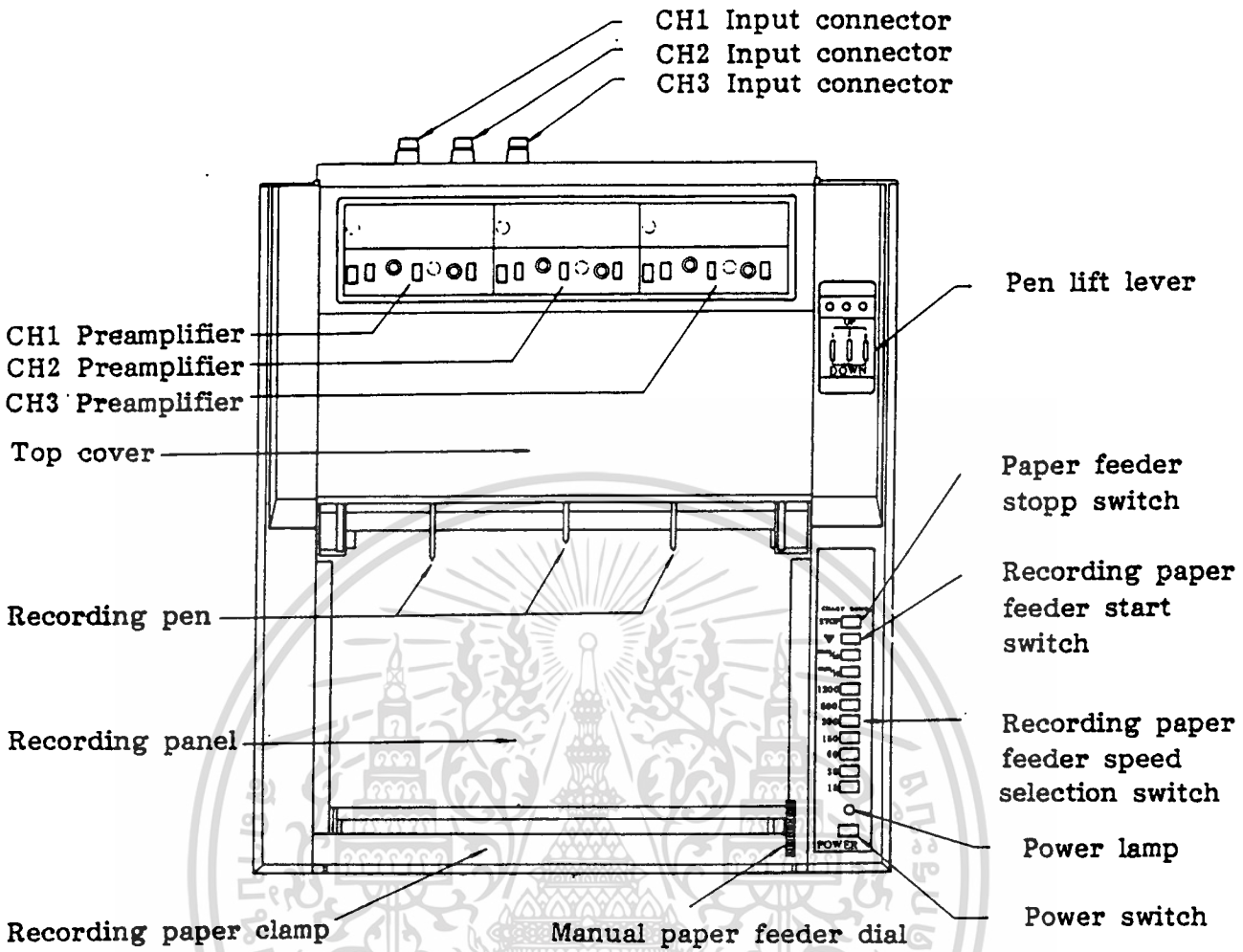
3.4 การใช้งาน

- ตรวจสอบการต่อสายทั้งหมดให้ถูกต้อง
- ตั้ง Range และตั้งค่าการปรับละเอียด (Vern) โดยที่ค่าที่ตำแหน่ง min จะมีค่าเท่ากับ $1/2.5$ ของค่าที่ตำแหน่ง max
- ตั้งค่า Calibration ให้สัมพันธ์กับค่า Range ที่ใช้
- สัญญาณแรงดันไฟฟ้าขาออกสูงสุดจากเครื่องขยายนี้เท่ากับ $\pm 5V$ ถ้ามีสัญญาณเกินจะมีไฟสว่างที่ "Over" ให้ปรับค่า Range ใหม่พร้อมกับปรับศูนย์ใหม่ด้วย

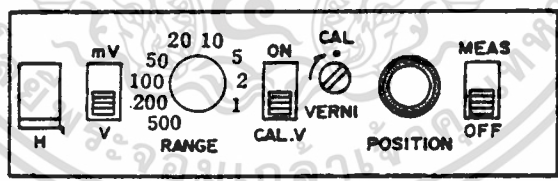
4. SERVOCORDER (SR6221)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามรูปที่ 4.1 แสดงด้านหลังของ SERVOCORDER าสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 แสดงด้านบนของ SERVOCORDER



รูปที่ 4.3 แสดง CH# Preamplifier

1) CH# Preamplifier

- Range ใช้ตั้งช่วงของการเคลื่อนของปากกาให้สัมพันธ์กับสัญญาณเข้า โดยใช้ร่วมกับสวิตช์ mV/V มีช่วงกว้างตั้งแต่ 1mV-500V/250mm
- ON/CAL. V เมื่อสวิตช์ตั้งที่ ON สัญญาณเข้าจะเปลี่ยนเป็นแรงดันคาร์ดิเบรตภายในเครื่องขยาย โดยให้การเคลื่อนของปากกาเป็นครึ่งหนึ่งของค่า Range ที่ตั้งไว้
- VERNI ใช้ปรับค่าระหว่างกลางของค่า Range ที่ตั้งไว้ โดยตั้งสวิตช์ CAL. V ที่

ตำแหน่ง ON หมุนปุ่ม VERNI ไปทางซ้าย เพื่อลดค่า Range ลง
 ไม่ว่าการณีใดๆทั้งสิ้น - POSITION ใช้ตั้งตำแหน่งศูนย์ของปากกา โดยหมุนตามเข็มนาฬิกา ปากกาจะ

เลื่อนไปทาง + หมุนทวนเข็มนาฬิกา ปากกาจะเลื่อนไปทาง -

- MEAS/OFF เมื่ออยู่ตำแหน่ง MEAS ปากกาจะเริ่มบันทึกสัญญาณเข้า โดยต้องเลื่อนปากกากลางด้วยมือก่อน

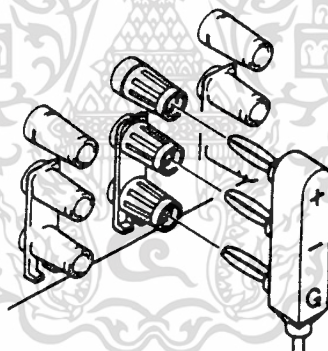
2) สวิทช์เลือกอัตราการป้อนกระดาษบันทึก สามารถตั้งได้ตั้งแต่ 15, 30, 60, 150, 300, 600 และ 1200 mm/Min และ mm/H

4.1 การเตรียมพร้อมก่อนการวัด

1) การต่อ Power Supply ก่อนต่อต้องแน่ใจว่า

- สวิทช์ Power Supply อยู่ตำแหน่ง OFF
- สวิทช์ ป้อนกระดาษ อยู่ตำแหน่ง STOP
- สวิทช์ MEAS/OFF อยู่ตำแหน่ง OFF
- แรงดันไฟฟ้าต้องตรงกัน

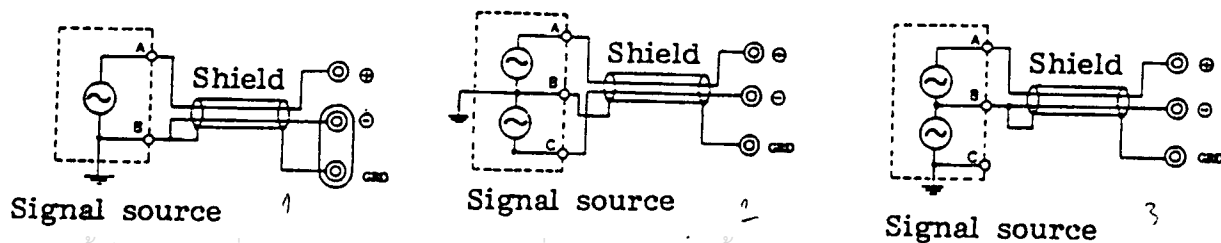
2) การต่อสัญญาณเข้า



รูปที่ 4.4 แสดงการต่อสัญญาณเข้า

- สายสัญญาณต่อตามรูปที่ 4.4 โดยทั่วไป สายสีแดงเป็นขั้ว + สีขาวเป็นขั้ว - และสาย shield ต่อขั้ว ground

- ก่อนต่อสัญญาณเข้าต้องตั้งสวิทช์ MEAS/OFF ที่ตำแหน่ง OFF ก่อนและต้องแน่ใจว่าสัญญาณเข้า มีค่าไม่เกิน 500 v



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้รูปที่ 4.5 แสดงแหล่งสัญญาณแบบต่างๆ เอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- การต่อสายสัญญาณเข้า ขึ้นกับแหล่งสัญญาณเข้าดังรูปที่ 4.5 ดังนี้

1. แหล่งสัญญาณเข้าปกติให้ต่อ Shorting Bar ระหว่างขั้ว-และground

2. ถ้าเป็นสัญญาณ bias voltage สายเส้นที่มีอิมพีแดนต์ต่ำเมื่อเทียบกับground

จะเป็นขั้ว- ให้เอา Shorting Bar ออก

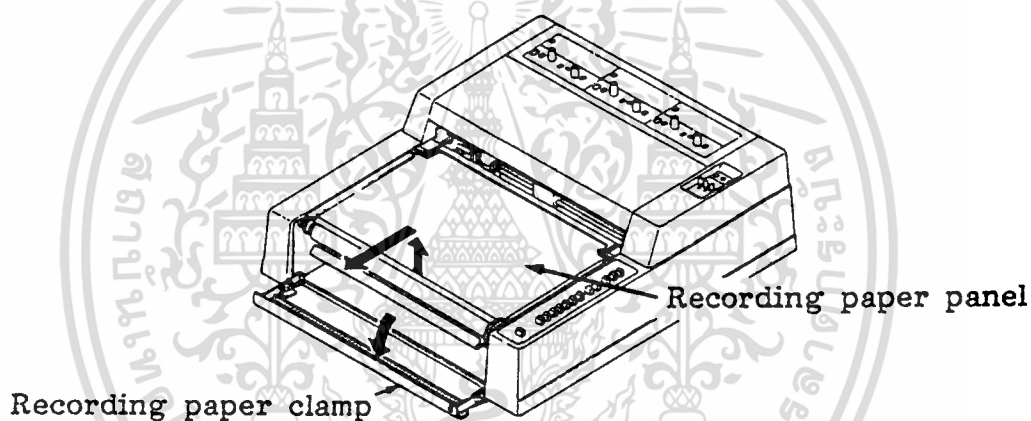
3. แหล่งสัญญาณที่ให้สัญญาณออกเป็นแบบDifferential ให้เส้นที่มีอิมพีแดนต์ต่ำ

เป็นขั้ว- เอา Shorting Bar ออก

- ต้องระวังการต่อให้ดี ถ้าต่อปลั๊กผิด จะทำให้แหล่งสัญญาณเสียหายได้

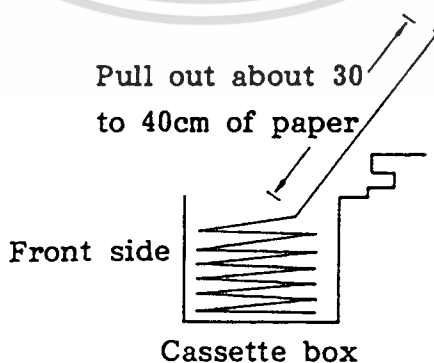
4.2 การใส่กระดาษ

1) ดึง Clamp ที่จับกระดาษออก แล้วยกแท่นรองกระดาษออกตามรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6

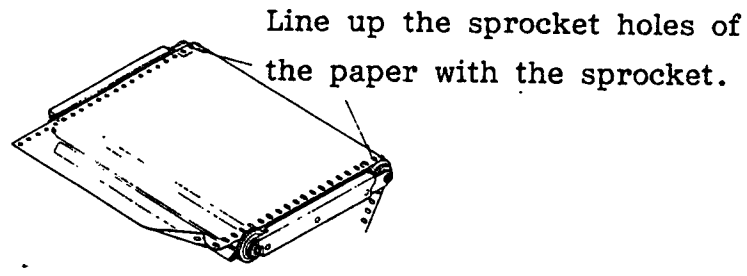
2) ใส่กระดาษลงใน Cassette Box ดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3) ใส่กระดาษให้ตรงกับซี่บนแทนรองกระดาษ ดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8

4) วางแทนรองกระดาษลงที่เดิม พร้อมกับบิด Clamp

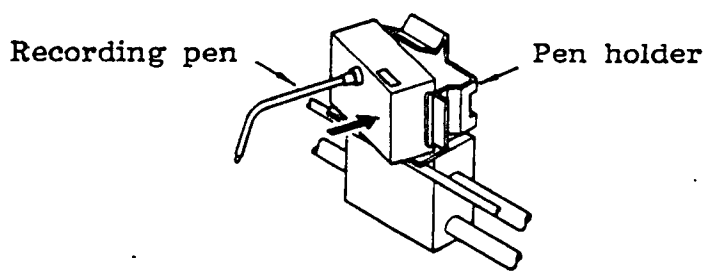
4.3 การติดตั้งปากกา

1) ยกแท่นบนเครื่องออก ดังรูปที่ 4.9



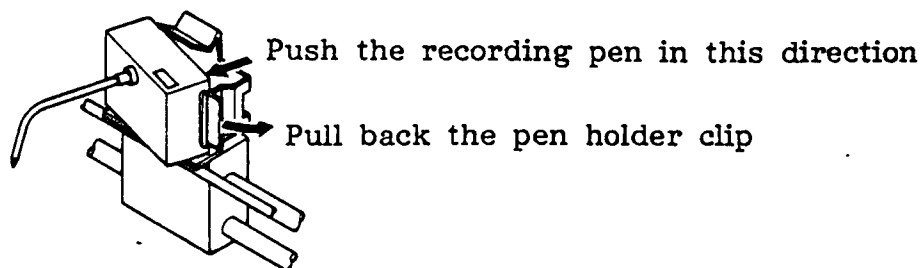
รูปที่ 4.9

2) ใส่ปากกาในที่จับปากกาตามรูปที่ 4.10



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา **รูปที่ 4.10** จนถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3) การถอดปากกาให้ตั้งคลิบด้านข้างของที่จับ แล้วดันปากกาออก ดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11

หมายเหตุ วิธียืดอายุการใช้งานของปากกา

- หลีกเลี่ยงการใช้แรงที่มากเกินไปกับปลายปากกา
- ยกปากกาขึ้นทุกครั้ง เมื่อไม่ใช้งาน
- ถ้าไม่ใช้เครื่องเป็นเวลานาน ควรจะถอดปากกาเก็บ

4.4 การวัดและบันทึก

1) ตรวจสอบก่อนเปิด Power

- แรงดันไฟฟ้าให้ตรงกัน
- ให้สวิตช์บ่อนกระดาศอยู่ตำแหน่ง STOP
- ปากกาต้องอยู่ตำแหน่ง ยก
- สวิตช์ MEAS/OFF ต้องอยู่ในตำแหน่ง OFF

2) ต่อสาย ground ของ Power Supply แล้วเปิดสวิตช์ Power

3) ตั้งค่า Range ให้สัมพันธ์กับขนาดของสัญญาณเข้า

4) ตั้งปากกาในตำแหน่งที่ต้องการ โดยหมุนปุ่ม Position

5) ตั้งความเร็วในการบ่อนกระดาศให้เหมาะสมกับสัญญาณเข้า

6) ตั้งสวิตช์ MEAS/OFF ให้อยู่ในตำแหน่ง MEAS

7) กดปากกาลง หลังจากนั้นให้กดปุ่ม START เพื่อเริ่มการบันทึก

4.5 ข้อควรระวังในการทำงาน

1) ถ้าไม่ทราบขนาดของสัญญาณเข้า ให้ตั้งค่า Range ไว้สูงๆ เช่น 500v/250mm

แล้วค่อยาลดลง

2) ในระหว่างการวัด ถ้ามีเสียงผิดปกติ หรือ ปากกาไปหยุดอยู่ตรงขอบของกระดาศ
ไม่ว่าให้ตั้งสวิตช์ MEAS/OFF ให้อยู่ในตำแหน่ง OFF แล้วตรวจการต่อสายสัญญาณเข้าและสัญญาณเข้า

Features, Benefits & Specifications

SYSTEM COMPONENTS

The split-system configuration of Sperry Vickers 19 Series transmissions provides optimum application and installation freedom for the vehicle designer. The variable displacement, axial piston transmission pump is available as a single unit, or as a double unit designed for use with two independent motors.

The single pump is furnished with an integral supercharge pump, or with a tandem-mounted single or double vane pump which provides high pressure for the vehicle hydraulic system and also supercharges the hydrostatic transmission. The double transmission pump has a tandem-mounted single pump for these functions.

The piston pump's control shaft position determines the rate and direction of flow to the axial piston motor (fixed or variable displacement), which in turn determines the speed and direction of the motor's output shaft. Displacement of the variable motor is lever-controlled; reducing displacement proportionally increases speed and reduces torque. Minimum stroke of the variable motor is preset by Sperry Vickers to fit each application.

Closed-loop replenishing check valves and a supercharge relief valve are built into the transmission pumps. Integral cross-port high pressure relief valves are also included when required. The only components needed to complete the transmission system are a reservoir, filter, heat exchanger, and connecting lines. If an auxiliary vane pump is used, depending on its application, an external pressure relief valve may be required for pump protection.

AUXILIARY PUMP OPTIONS

Auxiliary vane pumps (single or double) can be provided with a cover containing either a flow control or priority valve, and a relief valve to protect the pump. From total vane pump delivery, the priority or flow control valve directs a controlled, essentially constant volume of fluid to the auxiliary circuit. From the auxiliary circuit, this flow goes to the supercharge circuit. Delivery in excess of the controlled flow goes directly to the supercharge circuit.

When the relief valve in the priority valve cover opens, controlled flow is diverted to tank. Excess delivery continues directly to the supercharge circuit. When the relief valve in the flow control cover opens, all pump delivery goes to the supercharge circuit. Controlled flow rates and relief valve settings are shown in model codes on following pages.

The single auxiliary pump on the TA1919 double transmission pump is available with a flow divider valve in its cover for auxiliary circuits employing single acting cylinders. The valve directs a fixed percentage of pump delivery to the auxiliary circuit. From the auxiliary circuit, this flow goes to the supercharge circuit. The balance of vane pump delivery is continuously directed to the supercharge circuit.

Circuit diagrams of the various main and auxiliary pump combinations are shown on following pages.

LOW-COST, SIMPLIFIED INSTALLATION

The packaging of multiple pumps in a single assembly requiring only one mounting and drive point, e.g. TA19V10 and TA1919V10, greatly reduces the cost of the total vehicle hydraulic installation. In dual path vehicles, for example, the TA1919 double transmission pump eliminates the need for a splitter gear box to distribute engine power to the two transmission pumps. To further facilitate installation, pump and motor controls can be specified for either side of the unit, and auxiliary pump ports can be located in various positions.

CONVENIENT, EASY CONTROL

The vehicle operator can use a single lever to control speed, dynamic braking, and reversing. There are no gears to shift, and speed is directly proportional to lever position. Slowing or stopping is not required to change speed or reverse vehicle direction.

OPTIMUM TORQUE/SPEED RATIOS

Infinitely variable output speed in forward and reverse, with smooth, stepless acceleration and deceleration throughout the speed range, provides optimum torque/speed ratios. Selected speeds hold essentially constant regardless of vehicle attitude or load, and vehicle traction is maximized on any terrain.

INTEGRAL OVERLOAD PROTECTION

When required, main relief valves can be included in the transmission pump to limit loading of mechanical and hydraulic members in the power train. Engine overloads can be prevented by controlling pump displacement.

SPLIT-SYSTEM CONFIGURATION

Sperry Vickers pumps and motors can be interconnected to form a complete variable speed, reversible hydrostatic transmission, or they can be used separately for a variety of applications.

SPECIFICATIONS

Theo. Max. Displacement	
Pumps, MFE19 & MVE19 Motors	2.5 cu. in./rev.
MFE15 Motor	2.0 cu. in./rev.
Max. Rated Input Speed	3600 rpm*
Max. Rated Output Speed	
Fixed Motor	3600 rpm
Variable Motor - full displacement	3600 rpm
- partial displacement	4000 rpm
Max. Intermittent Pressure	5000 psi
Max. Continuous Pressure	3000 psi
Rated Horsepower	22.5 hp per 1000 rpm
Fluid	Per Fluid Recommendation Sheet M-2950-S
Filtration	25 Micron Absolute

*Less than 3600 rpm for units incorporating auxiliary pump. Maximum input speed is limited to maximum vane pump speed shown on installation drawings on following pages.

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งท่านมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้.

Model Code

MVE19 X - 2 A 7 - 30

VARIABLE DISPLACEMENT MOTOR

Rated at 19 gpm at 1800 rpm

THRU SHAFT (OMIT IF NOT REQUIRED)

OUTPUT SHAFT

2 - SAE B-8 splined

DESIGN NUMBER

MINIMUM DISPLACEMENT ANGLE

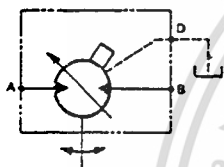
Any angle from 7° to 17° in 2° increments

CONTROL PINTLE LOCATION VIEWED FROM SHAFT END WITH DRAIN PORT UP

A - Right hand side

B - Left hand side

Dimensions & Circuit Diagram

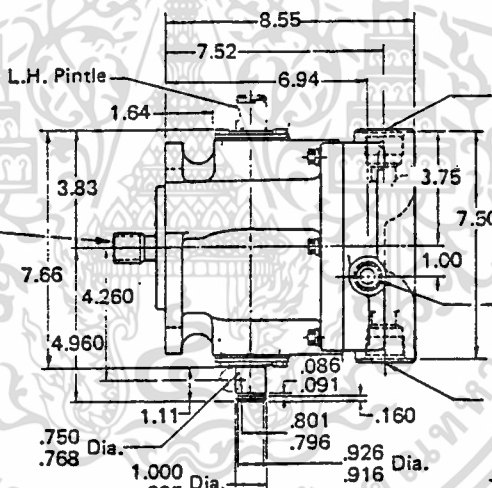


MVE19 Circuit Diagram

SAE B-8 SPLINED SHAFT

External Involute Spline		
*Modified	ANS B92.1 - 1970	
.9375 Pitch Dia.	.8119 Base Dia.	
Flat Root Class 5 Side Fit		
15 Teeth 16/32 Pitch 30° Pr. Angle		
Major Dia.	Form Dia.	Minor Dia.
.9835 Max.	.872	Max. .840 Min.
.9780 Min.		

Shaft Rotation	Pressure Port
R.H.	"B"
L.H.	"A"

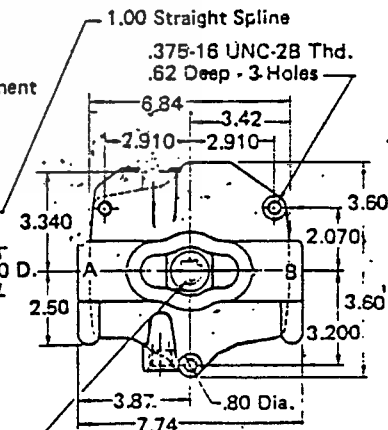
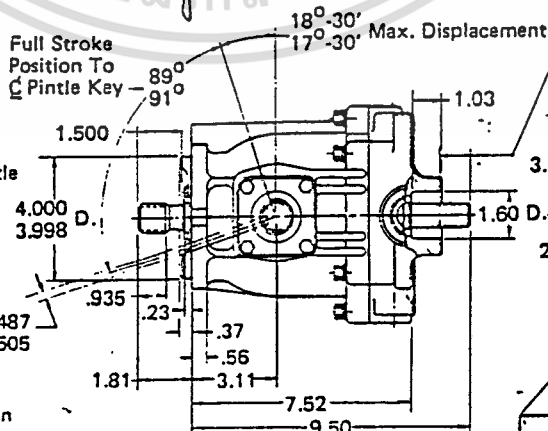
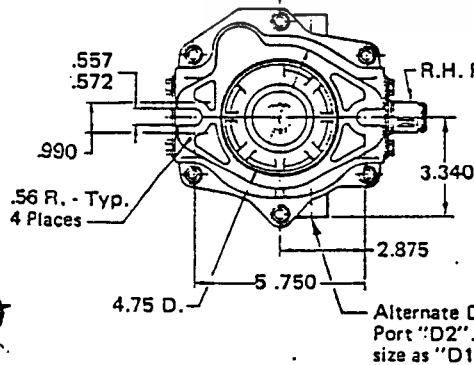


Port "B"
1.3125-12 UN-2B Thd.
SAE "O" Ring Boss Connection
1.000 O.D. Tubing

Drain Port "D1"
.8750-14 UNF-2B Thd.
SAE "O" Ring Boss Connection
.625 O.D. Tubing

Port "A"
1.3125-12 UN-2B Thd.
SAE "O" Ring Boss Connection
1.000 O.D. Tubing

R.H. Rotation



OPTIONAL THRU SHAFT

External Involute Spline		
ASA B5.15 - 1960		
.7813 Pitch Dia.	.6766 Base Dia.	
Flat Root Class 1 Side Fit		
25 Teeth 32/64 Pitch 30° Pr. Angle		
Major Dia.	Form Dia.	Minor Dia.
.8022 Max.	.7460	.7398 Max. .7318 Min.
.7992 Min.		

Thru shaft extension is limited to a maximum torque of 2900 in. lbs. with no overhung load. Applications subjecting shaft extension to both bending and torsional loads are subject to Sperry Vickers engineering approval.

เอกสารนี้เป็นเอกสาร... ไม่ควรแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสาร

PISTON PUMPS

MODEL SERIES PVE19Q

VARIABLE DISPLACEMENT INLINE TYPE

GENERAL DATA

These units are of the axial piston, variable displacement, inline design. Displacement is varied by means of pressure and/or flow compensator controls.

INSTALLATION

Horizontal mounting is recommended to maintain necessary case fluid level. The case drain line must be full size, unrestricted, and connected from the uppermost drain port directly to the reservoir in such a manner that the housing remains filled with fluid. Piping of drain line must prevent siphoning. Pipe drain line so that it terminates below reservoir fluid level. No other lines are to be connected to this drain line. Caution must be exercised to never exceed 5 PSI unit case pressure.

Starting

Before starting, fill case with system fluid through uppermost drain port. Housing must be kept full at all times to provide internal lubrication. When first starting, it may be necessary to bleed air from pump outlet line to permit priming and reduce noise. An air bleed valve may be used to automatically remove air from the outlet line, such as ABS-12-10, drawing 521601.

Care should be taken that mechanical and hydraulic resonances are avoided in the application of this component. Such resonances can seriously compromise the life and/or safe operation of the component.

RATINGS

Operating Specifications See chart, page 2.
 Case Pressure:
 Not to exceed 5 PSIG
 Minimum Inlet Pressure 12 PSI (5 in. Hg Vacuum)

The maximum eccentricity between shaft O.D. and pilot dia. is .006 TIR which includes an eccentricity of .003 TIR between the shaft and its bearing pilot. Maximum squareness deviation of mounting flange face to axis of shaft is .0015 in./in. Mating part tolerances and installation practices must be compatible so that interferences do not result in shaft side load during operation. A coupling may be used to permit greater tolerances if it does not result in shaft side load.

FLUIDS AND TEMPERATURE DATA

Clean petroleum antiwear industrial hydraulic oil or automotive crankcase oil designated SC, SD, or SE. Running viscosity range 70-250 SUS. Operating temperature 120°F recommended, 150°F usual maximum.

Refer to Vickers data sheet I-286-S, "Hydraulic Fluid and Temperature Recommendations for Industrial Machinery" (included in the Technical Information section of Vickers Catalog 400) for additional information.

APPLICATION GUIDANCE

This unit is designed to meet specifications as outlined. To ensure maximum unit performance

In conjunction with your specific application, consult your Vickers application engineer if you:

- Fluid doesn't meet I-286-S.
- Application requires an indirect drive.
- Needs require application assistance.
- Mounting attitude is other than horizontal.

FILTRATION

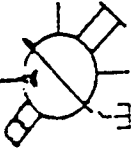
For satisfactory service life of these components in industrial applications, use full flow filtration to provide fluid which meets ISO cleanliness code 16/13 or cleaner. Selections from Vickers OFF, OFR and OFRS series are recommended. Refer to Section "P", "Filters" and Section "S". "Technical Information" of Vickers Catalog 400, or contact your Vickers representative for further filtration advice.

WEIGHT

All Models 35.4 lbs.

SERVICE INFORMATION

Refer to specific Vickers drawing or overhaul manual for service information. A complete "Index to Information" is included in the Technical Information section of Vickers Catalog 400.



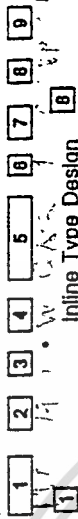
PRESSURE COMPENSATOR

PRESSURE COMPENSATOR WITH MAXIMUM ADJUSTABLE STOP

STANDARD GRAPHICAL SYMBOL FOR FLUID POWER DIAGRAMS

MODEL CODE

PVE 19 R W-Q1210-1-30-C-10



Inline Type Design

"E" Series variable displacement, piston pump

Flow Rating (at 1800 RPM)

Rotation (viewed from shaft end)

Ports and Thru-Shaft

W - Side ports (standard)

X - Side ports with thru-shaft.

Q1210 - Max. 1200 RPM, 1000 PSI

Q1830 - Max. 1800 RPM, 3000 PSI

Input Shaft

1 - SAE B-B straight keyed.

2 - SAE B-B splined ("W" model only).

9 - SAE B splined ("W" model only).

Pump Design Number

Subject to change. Installation dimensions remain as shown for designs 30 through 39.

Control Options

- C - Pressure compensator, 300-3000 PSI (model 1830 only).
- CA - Pressure compensator, 300-1000 PSI.
- CAC - Pressure compensator (300-1000 PSI) with adj. max. stop.
- CG - Remote adjustment compensator.
- CC - Adjustable maximum stop* with pressure compensator (300-3000 PSI).
- CVP - Load sensing with pressure limiter.

* CD - Electric dual range compensator.

** CCD - Electric dual range compensator with adjustable maximum stop*.

Control Design Number

10 - C, CG, CA controls.

11 - CC, CAC, CVP controls.

20 - CCD, CD controls.

* Not available on thru-shaft (X) models.

** Model 1830 only.

Note: F-3 and F-6 options are available on the Q1210 model only. Consult your Vickers Representative for more information.



VICKERS, INCORPORATED
 A TRINOVA COMPANY
 Troy, MI 48064

INSTALLATION DATA

PISTON PUMP

MODEL SERIES PVE19Q

PRESSURE COMPENSATOR CONTROL

19 GPM

3000 PSI OUTLET

DWG. NO. I-509100

โปรแกรมคอมพิวเตอร์

ในการตรวจสอบผลการวิเคราะห์ โดยนำสมการที่หาได้จากผลการทดลองมาเขียนกราฟ และเปรียบเทียบกราฟการตอบสนองดังกล่าวกับผลการทดลอง จำเป็นต้องใช้คอมพิวเตอร์ เพื่อให้ได้ความเที่ยงตรง โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่นำมาใช้ในที่นี้เป็นโปรแกรมที่เขียนโดยภาษาเบสิก (Turbo basic) เนื่องจากภาษาเบสิกเป็นภาษาที่ค่อนข้างง่าย และเหมาะกับการใช้งานในลักษณะที่ต้องการให้แสดงกราฟพิด โปรแกรมข้างล่างจะประกอบด้วยโปรแกรมช่วยในการแสดงผลของสมการ First order และ Second order ของระบบดังนี้

```

REM ***** PROGRAM FOR SIMMULATING THE VALVE FOR *****
REM ***** CONTROL SYSTEM OF HYDRAULIC MOTOR. *****
REM ***** (Pressure-Time FIRST ORDER SYSTEM.) *****
CLS
DIM X(1000):DIM Y(1000)
?" TO EVALUATE THE VALUES OF Kp AND T FOR THE FIRST ORDER SYSTEM"
?" WHICH IN THE FORM OF  $F(t) = Kp(1 - e^{(-t/T)}) + P_0$ "
?" "
INPUT " READY?(Y OR N)";Begin$
IF ( Begin$ = "Y")OR(Begin$ = "y") THEN GOTO DrawAx ELSE
?" "
GOTO ED
DrawAx:
INPUT " PLOT X-Y AXIS?(Y OR N)";Plotaxis$
IF (Plotaxis$ = "N")OR(Plotaxis$ = "n")THEN GOTO GRAP ELSE

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

REM ***** PLOTTING X-Y AXIS AND SCALE. *****

REM ***** DIVIDING X-Y AXIS. *****

E$=CHR$(3)

LPRINT "M400,400,"

LPRINT "X1,100,15,10,0";E$

LPRINT "M400,400,"

LPRINT "X0,250,4,10,0";E$

REM ***** PLOTTING SCALE. *****

LPRINT "AS30,Q25"

FOR I=1 TO 4
  LPRINT "M";340;385+250*I
  LPRINT USING "P##!";20*I,E$
NEXT I

LPRINT "M";280;820

LPRINT "R900,"

LPRINT "PPRESSURE(bar)",E$

LPRINT "R(-900),"

FOR I=0 TO 15

  LPRINT "M";370+100*I;350

  LPRINT USING "P##!";I,E$

NEXT I

LPRINT "M";1060;280

```

เอกสารนี้ LPRINT "PTIME (S)",E\$ ใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

LPRINT "M";750;200

LPRINT "PFIG 1.2 PRESSURE - TIME DIAGRAM",E$

REM ***** PLOTTING GRAPHIC OF EQUATION. *****

GRAP:

?"DONOT INPUT '0' FOR Kp AND T."

INPUT  "INPUT Kp " ;Kp

INPUT  "INPUT Pressure(0) " ;P0

INPUT  "INPUT T " ;T

FOR I=0 TO 25
  X(I)=400+50*I
  R=1/2.71828^(I/(2*T))
  Y(I)=400+12.5*(P0+Kp*(1-R))
NEXT I

LPRINT "M";X(0);Y(0)

FOR I=0 TO 24
  LPRINT"D" X(I);Y(I);X(I+1);Y(I+1);CHR$(3)
NEXT I

INPUT "ANY VALUE OF Kp OR T ?(Y or N)";S$

IF S$ = "Y" THEN GOTO GRAP ELSE

ED:

?" "

? "TERMINATE THE JOB, THANKS."

END

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

REM ***** PROGRAM FOR SIMMULATING THE VALVE FOR *****
REM ***** CONTROL SYSTEM OF HYDRAULIC MOTOR. *****
REM ***** (Pressure-Time SECOND ORDER SYSTEM). *****

CLS

DIM D(1000):DIM E(1000)

?" TO EVALUATE THE VALUES OF Kp AND T FOR THE SECOND ORDER SYSTEM"
?" WHICH IN THE FORM OF  $F(t) = K1*e^{(-K2*t)*SIN(K3*t + K4) + K5}$ "
?" "

INPUT "READY (Y or N) ";Begin$
IF (Begin$ = "N") OR (Begin$ = "n") THEN GOTO ED ELSE
?" "

INPUT "PLOT THE X-Y AXIS (Y OR N)";PlotAxis$
IF (PlotAxis$ = "Y")OR(PlotAxis$ = "y")THEN GOTO DrawAx ELSE
?" "

GOTO GRAP

DrawAx:
REM ***** PLOTING X-Y AXIS AND SCALE. *****
E$=CHR$(3)

LPRINT "M400,400,"
LPRINT "X1,100,12,10,0";E$
LPRINT "M400,400,"
LPRINT "X0,250,5,10,0";E$

```

เอกสารนี้ LPRINT "AS30,Q25" ทรัพยากรใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

FOR I = 1 TO 5

  LPRINT "M";320;385+250*I

  LPRINT USING "P###!";20*I,E$

NEXT I

LPRINT "M";265;940

LPRINT "R900,"

LPRINT "PPRESSURE(bar)",E$

LPRINT "R(-900),"

FOR I=0 TO 12

  LPRINT "M";370+100*I;350

  LPRINT USING "P###!";I,E$

NEXT I

LPRINT "M";900;280

LPRINT "PTIME (S)",E$

LPRINT "M";600;200

LPRINT "PFIG 2.1 PRESSURE - TIME DIAGRAM",E$

REM ***** PLOTTING GRAPHIC OF EQUATION. *****

GRAP:

  INPUT "INPUT K1 = " ;K1

  INPUT "INPUT K2 = " ;K2

  INPUT "INPUT K3 = " ;K3

  INPUT "INPUT K4 = " ;K4

```

เอกสารนี้ให้ INPUT การที่ INPUT K5 = ;K5 เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

```

FOR I=0 TO 120

  T=10*I

  D(I)=400+T

  R=1/2.71828^(K2*T/100)

  S=SIN(K3*T/100+K4)

  E(I)=400+12.5*(K5+(K1*R*S))

NEXT I

LPRINT "M";D(0);E(0)

FOR I=0 TO 119

  LPRINT"D" D(I);E(I);D(I+1);E(I+1);CHR$(3)

NEXT I

INPUT "ANY VALUE OF Kp OR T ?(Y or N)";St$

IF (St$ = "Y")OR(St$ = "y")THEN GOTO GRAP ELSE

ED:

?" "

? "TERMINATE THE JOB, THANKS."

END

```

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

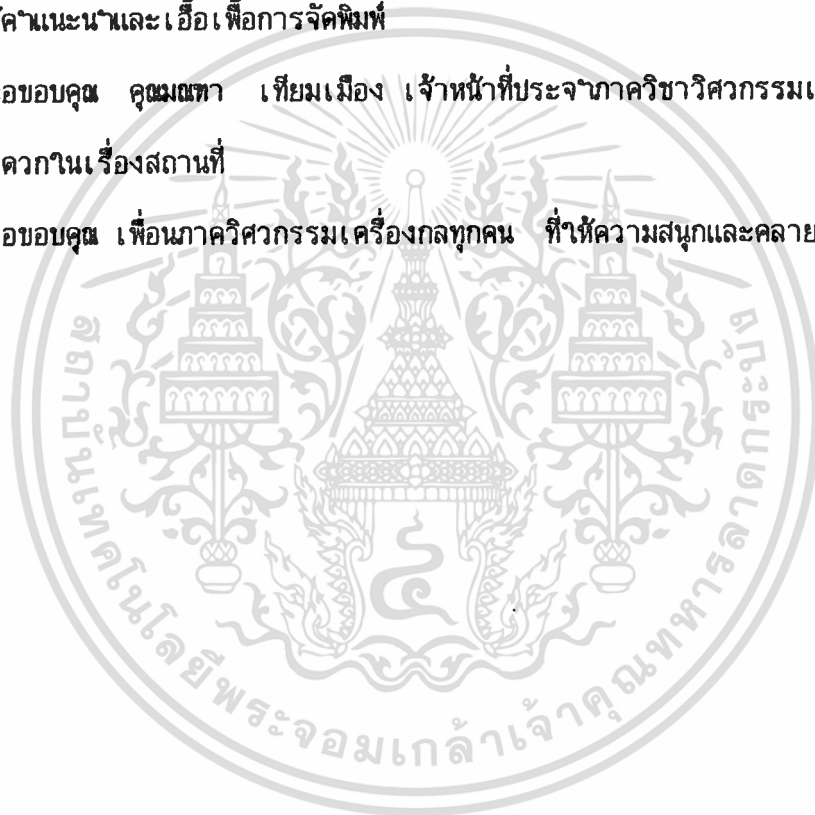
ปริญญานิพนธ์นี้ไม่อาจสำเร็จได้ หากปราศจากความช่วยเหลือและน้ำใจ

ขอขอบคุณ ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ที่ปรึกษากลุ่ม กรุณาให้คำปรึกษา

ขอขอบคุณ อาจารย์จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
กรุณาให้คำแนะนำและเอื้อเพื่อการจัดพิมพ์

ขอขอบคุณ คุณมณฑา เทียมเมือง เจ้าหน้าที่ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลให้
ความสะดวกในเรื่องสถานที่

ขอขอบคุณ เพื่อนภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกคน ที่ให้ความสนุกและคลายเหงา



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

1. Francis H. Raven: "Automatic Control Engineering", 4th edition,
Mc-Graw Hill, 1988
2. C.M. Edghill: "Hydrostatic and Hydrodynamic Transmission", Oxford
University Press , 1977 , pp. 1-13
3. Franklin D. Yeaple: "Hydraulic and Pnuematic Power and Control",
Mc-Graw Hill, 1966, pp. 241-252
4. Michael J. Pniches and John G. Ashby: "Power Hydraulic", Prentice
Hall, 1989, pp. 163-166
5. Anthony Esposito: "Fluid Power with Applications", 2nd edition,
Prentice Hall, 1988, pp. 229-232
6. Curtis D. Johnson: "Process Control Instrumentation Technology",
3rd edition, Wiley, 1988, pp. 1-17