

การควบคุมความเร็วของกระบอกสูบไฮดรอลิก  
ด้วยวิธีควบคุมความเร็วปั๊ม

VELOCITY CONTROL OF ELECTRO-HYDRAULIC CYLINDER  
USING VARIABLE SPEED PUMP



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
พ.ศ. 2562

KMITL-2019-EN-D-053-033



การควบคุมความเร็วของกระบอกสูบไฮดรอลิก  
ด้วยวิธีควบคุมความเร็วปั๊ม

VELOCITY CONTROL OF ELECTRO-HYDRAULIC CYLINDER  
USING VARIABLE SPEED PUMP



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2562

KMITL-2019-EN-D-053-033

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

VELOCITY CONTROL OF ELECTRO-HYDRAULIC CYLINDER  
USING VARIABLE SPEED PUMP



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2019  
KMITL-2019-EN-D-053-033

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2019

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



หัวข้อวิทยานิพนธ์	การควบคุมความเร็วของกระบอกสูบลีโตรีไฮดรอลิกด้วยวิธี ควบคุมความเร็วปั๊ม
นักศึกษา	นายทศพล แจ่มน้อย
รหัสประจำตัว	56601044
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2562
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.อนุรัตน์ พิณโสภณ

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เสนอการควบคุมความเร็วของระบบลิโตรีไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ การควบคุมอัตราการไหลกระทำโดยการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองผ่านชุดปรับความเร็วรอบแบบอินเวอร์เตอร์ งานวิจัยนี้เริ่มจากการสร้างสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบระบบลิโตรีไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิก ด้วยสมการการไหลผ่านออริฟิส สมการการไหลแบบต่อเนื่อง สมการบังคับมอเตอร์ สมการการเคลื่อนที่ของมอเตอร์ไฟฟ้า และสมการการเคลื่อนที่ของนิวตัน จากนั้นนำสมการมาจำลองหาผลเฉลยเชิงตัวเลขด้วยคอมพิวเตอร์ และทดสอบความถูกต้องของสมการทางคณิตศาสตร์ โดยเปรียบเทียบกับผลจากการทดลองแบบเวลาจริง

การทดลองการควบคุมความเร็วของกระบอกสูบของระบบลิโตรีไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกที่นำเสนอ จะถูกเปรียบเทียบกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วภายใต้การควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ ในกรณีไม่มีโหลดและมีโหลด เพื่อทดสอบสมรรถนะและการใช้กำลังไฟฟ้าของทั้งสองระบบ ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีสมรรถนะการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงที่ดีกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในทุกกรณีการทดลอง ทั้งการควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ รวมถึงในกรณีไม่มีโหลดและมีโหลด อย่างไรก็ตามตามระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่นำเสนอใช้กำลังไฟฟ้าน้อยกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วในทุกกรณี สาเหตุมาจากในระบบควบคุมการไหลด้วยวาล์วนั้น น้ำมันไฮดรอลิกบางส่วนไหลกลับถึงน้ำมันผ่านวาล์วปลดความดัน ส่งผลให้ความดันน้ำมันในระบบมีค่าสูงคงที่ตลอดเวลาการทำงานและต้องใช้กำลังขับที่สูง ผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่นำเสนอมีค่าแบนด์วิดธ์น้อยกว่าครึ่งหนึ่งของระบบควบคุมอัตราการไหลของวาล์วในกรณีควบคุมแบบเปิด เนื่องจากค่าความเฉื่อยของมอเตอร์ไฟฟ้าและปั๊มไฮดรอลิกมีค่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับความเฉื่อยของวาล์ว แต่ด้วยการใช้การควบคุมแบบปิดพีไอ ค่าแบนด์วิดธ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มสามารถเพิ่มค่าได้อย่างมีนัยสำคัญ และมีค่าน้อยกว่าการควบคุมแบบปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลของวาล์วเพียง 15%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<b>Thesis</b>	Velocity Control of Electro-Hydraulic Cylinder using Variable Speed Pump
<b>Student</b>	Mr.Tossapol Jangnoi
<b>Student ID.</b>	56601044
<b>Degree</b>	Doctor of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2019
<b>Thesis Advisor</b>	Asst.Prof.Dr.Unnat Pinsopon

## ABSTRACT

This research presents an investigation into the velocity control of an electro-hydraulic system where the hydraulic oil flowrate was controlled by a fixed displacement hydraulic pump. The pump flow rate was controlled by controlling the speed of an AC motor driven gear pump using an inverter variable speed drive. This research presents a mathematical model of the pump flow control system. Comprised governing equations were derived from orifice flow equation, continuous flow equation, bulk modulus equation, electric motor motion equation and Newton's laws of motion. Computer numerical simulation results were compared with results from real time experiments.

Experiments of cylinder velocity control of the proposed pump flow control system were conducted and compared with the conventional valve flow control system. Both systems were tested under the open loop and PI closed loop controls, with and without load. The valve flow control system yielded better velocity tracking performances than the pump flow control system in all cases of experiments, either under open loop or closed loop control, with or without load. However, the proposed pump flow control system needed much less drive power. The reason was that some part of hydraulic oil was always diverted back to tank via pressure relief valve in the valve flow control system. This resulted in a constant high system pressure and high power consumption. The performances of both systems were also tested in frequency domain. The open loop bandwidth frequency of the proposed pump flow control system was less than half of the valve flow control system, due to a larger inertia of motor-pump rotor compared with the valve

inertia. Under PI control, the closed loop bandwidth frequency of the proposed pump flow control system was significantly improved to be only 15% less than the valve flow control system.





## กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยและวิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาเป็นอย่างสูงจากอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.อุนนต์ พิณโสภณ ที่ให้ความช่วยเหลือทั้งด้านวิชาการและด้านทุนสนับสนุน ให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้าเกี่ยวกับงานวิจัยในครั้งนี้ ข้าพเจ้ามีความซาบซึ้งใจเป็นอย่างยิ่งต่อความทุ่มเทและดูแลตลอดระยะเวลาในการศึกษา ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้ด้วย

ขอขอบพระคุณ ศ.ดร.ผดุงศักดิ์ รัตนเดโช ประธานกรรมการสอบ ผศ.ดร.เอกพจน์ ต้นตรา ภิวัฒน์ รองประธานกรรมการสอบ รศ.ดร.ชนินทร์ บุญลักษณะนุสรณ์ และ ผศ.ดร.ณัฐวุฒิ เดไปวา กรรมการสอบป้องกันวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ขอขอบพระคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี วิทยาเขตขอนแก่น ที่ได้สนับสนุนทุนการศึกษา และระยะเวลาในการศึกษาในครั้งนี้

ขอขอบคุณ ดร.พิศาล มุลอคำ ร.อ.วีระพงษ์ จันทร์บัว น.อ.ปิจิราวุธ เวียงจันทา ดร.ประทาน ศรีชัย นายพงศ์พันธ์ วาทีสุนทรพงศ์ และนักศึกษาสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกคนที่ไม่ได้กล่าวชื่อนี้ ที่คอยช่วยเหลือข้าพเจ้าตลอดเวลาระหว่างการศึกษานี้

ขอขอบคุณบิดามารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่งที่คอยสนับสนุนข้าพเจ้ามาโดยตลอดเวลา ขอขอบคุณภรรยาของข้าพเจ้า คุณลลิตา แจ่มน้อย ที่เป็นเสมือนคู่มือและเป็นกำลังใจที่ดีตลอดมา และขอบคุณเด็กหญิงธารารดา แจ่มน้อย กับ เด็กหญิงอัญญาดา แจ่มน้อย ลูกสาวทั้งสองผู้มีส่วนช่วยให้มีกำลังใจในการศึกษานี้

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากงานวิจัยและวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดามารดา ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ให้วิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

และสุดท้ายผมเป็นหนี้บุญคุณประชาชนชาวไทยทุกคน เพราะทุนสนับสนุนการศึกษาของข้าพเจ้าในครั้งนี้มาจากภาษีของประชาชนชาวไทยทุกคน ข้าพเจ้านำความรู้ที่ได้ในการศึกษานี้ไปถ่ายทอดและพัฒนาประเทศต่อไป

ทศพล แจ่มน้อย

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	IV
สารบัญ.....	V
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	X
สัญลักษณ์.....	XVI
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 การควบคุมอัตราการไหลในระบบไฮดรอลิก.....	2
1.2.1 ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	3
1.2.2 ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้.....	4
1.2.3 ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่.....	5
1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	7
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย.....	7
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	7
1.6 รูปแบบของวิทยานิพนธ์.....	8
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	9
2.1 ระบบไฮดรอลิก (Hydraulic System).....	9
2.1.1 ส่วนประกอบพื้นฐานของระบบไฮดรอลิก.....	10
2.1.1.1 อุปกรณ์ต้นกำลังของระบบไฮดรอลิก (Power Unit).....	10
2.1.1.2 อุปกรณ์ควบคุมทิศทางและอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก (Direction and Flow Control Equipment).....	10
2.1.1.3 อุปกรณ์ทำงาน (Actuator).....	10
2.1.2 วงจรของระบบไฮดรอลิก (Hydraulic Circuit).....	11
2.1.2.1 วงจรควบคุมแบบเปิด (Open Loop Control Circuit).....	11
2.1.2.2 วงจรควบคุมแบบปิด (Closed Loop Control circuit).....	12
2.2 การศึกษาและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	12
2.2.1 การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	13

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.2.1.1 การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับระบบควบคุม.....	13
2.2.1.2 การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับการประหยัดพลังงาน.....	14
2.2.2 ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	15
2.2.3 ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับ ปริมาตรการจ่ายน้ำมัน.....	24
2.2.4 ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปริมาตร การจ่ายน้ำมันคงที่.....	31
2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	38
2.3.1 อัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิก (Pump Flow Rate) .....	38
2.3.2 สมการการไหลผ่านออริฟิส (Orifice Flow Equation).....	38
2.3.3 ความหนาแน่นของน้ำมันไฮดรอลิก (Density of Hydraulic Oil).....	38
2.3.4 บัคมอดูลัส (Bulk Modulus).....	39
2.3.5 สมการการไหลอย่างต่อเนื่อง (Flow Continuity Equation).....	39
2.3.6 กฎข้อที่สองของนิวตัน (Newton's Second Law).....	40
2.4 ผลตอบสนองเชิงความถี่ (Frequency Response) .....	41
บทที่ 3 สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	42
3.1 อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุม อัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	42
3.1.1 อัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิก.....	43
3.1.2 อัตราการไหลผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก...	44
3.1.3 อัตราการไหลผ่านวาล์วปลดความดัน.....	46
3.2 สมการการเคลื่อนที่ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	48
3.3 สมการปริภูมิสถานะของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	49
3.3.1 กรณีกระบอกสูบเลื่อนออก.....	49
3.3.2 กรณีกระบอกสูบเลื่อนเข้า.....	50
บทที่ 4 การออกแบบตัวควบคุม.....	52
4.1 การควบคุมแบบเปิด (Open Loop Control) .....	52
4.1.1 วาล์วโมดูเลชัน (Valve Modulation) .....	52
4.1.2 ปั๊มโมดูเลชัน (Pump Modulation) .....	56



## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.2 การควบคุมแบบปิดแบบพีไอรวมกับการป้อนไปข้างหน้า (PI Closed Loop Control plus Feedforward) .....	59
4.2.1 ตัวควบคุมแบบพีไอดี (PID Controller) .....	59
บทที่ 5 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวิจัย.....	61
5.1 โครงสร้างของระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	61
5.2 อุปกรณ์ทำงานในระบบอิเล็กทรอนิกส์.....	63
5.2.1 ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก (Power Unit) .....	63
5.2.1.1 มอเตอร์ไฟฟ้า (Electrical Motor) .....	63
5.2.1.2 ปั๊มไฮดรอลิก (Hydraulic Pump) .....	64
5.2.1.3 วาล์วปลดความดัน (Pressure Relief Valve).....	64
5.2.1.4 อินเวอร์เตอร์ (Inverter).....	64
5.2.2 วาล์วควบคุมอัตราการไหล (Flow Control Valve).....	66
5.2.3 วาล์วควบคุมทิศทางและวาล์วกันกลับ (Directional Control Valve and Pilot Operated Check Valve).....	66
5.2.4 กระบอกสูบไฮดรอลิก (Hydraulic Cylinder).....	67
5.3 ระบบตรวจวัด (Measurement System).....	68
5.3.1 เซนเซอร์วัดตำแหน่ง (Position Sensor).....	68
5.3.2 เซนเซอร์วัดความดัน (Pressure Sensor).....	68
5.3.3 มิเตอร์วัดอัตราการไหล (Flow Rate Meter).....	69
5.3.4 เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า (Power Meter).....	70
5.4 ระบบควบคุม (Control System).....	70
5.4.1 คอมพิวเตอร์ประมวลผล (Processing Computer).....	70
5.4.2 การ์ดติดต่อสื่อสาร (Data Acquisition Card) .....	71
5.4.3 หม้อแปลงไฟฟ้า (Power Supply) .....	71
บทที่ 6 ผลการทดลอง.....	73
6.1 การจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ (Computer Simulation).....	73
6.2 ผลการทดลองกับระบบจริง (Real Experiment Results).....	78
6.2.1 การทดสอบความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้าและอัตราการไหลของปั๊ม.....	78

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.2.2 การควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	83
6.2.2.1 การควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีโหลด.....	84
6.2.2.2 การควบคุมแบบเปิดกรณีมีโหลด.....	87
6.2.2.3 การควบคุมแบบปิดพีโอกรณีไม่มีโหลด.....	91
6.2.2.4 การควบคุมแบบปิดพีโอกรณีมีโหลด.....	94
6.3 ผลตอบสนองเชิงความถี่ (Frequency Response).....	98
6.3.1 ผลตอบสนองเชิงความถี่ในกรณีการควบคุมแบบเปิด.....	98
6.3.2 ผลตอบสนองเชิงความถี่ในกรณีการควบคุมแบบปิดพีโอ.....	101
6.4 ผลตอบสนองความเร็วในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์.....	103
6.4.1 การควบคุมแบบเปิดในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์.....	103
6.4.2 การควบคุมแบบปิดพีโอในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์...	103
6.5 ผลตอบสนองเชิงความถี่ในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์.....	104
6.5.1 การควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในกรณี ปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์.....	105
6.5.2 การควบคุมแบบปิดพีโอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มใน กรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์.....	105
บทที่ 7 สรุปผลการทดลอง.....	107
7.1 สรุปผลการทดลอง.....	107
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	109
เอกสารอ้างอิง.....	110
ภาคผนวก.....	114
ภาคผนวก ก. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	115
ประวัติผู้เขียน.....	150

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	51
4.1 แสดงอัตราการไหล ความเร็วและพื้นที่เปิดของวาล์วในกรณีสัญญาณควบคุมด้านบวก	54
4.2 แสดงอัตราการไหล ความเร็วและพื้นที่เปิดของวาล์วในกรณีสัญญาณควบคุมด้านลบ..	54
4.3 แสดงอัตราการไหลและความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	57
5.1 แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	72
6.1 แสดงตารางเปรียบเทียบค่าความผิดพลาดของความเร็วและการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้า.	97





## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 แสดงไดอะแกรมการทำงานของระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น.....	1
1.2 แสดงการสูญเสียพลังงานในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว [2].....	3
1.3 แสดงการสูญเสียพลังงานในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม [2].....	4
1.4 แสดงวงจรระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ [2].....	6
1.5 แสดงการสูญเสียพลังงานของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่.....	6
2.1 แสดงวงจรและอุปกรณ์พื้นฐานของระบบไฮดรอลิก [3].....	9
2.2 แสดงวงจรการควบคุมระบบไฮดรอลิกแบบเปิด.....	11
2.3 แสดงวงจรการควบคุมระบบไฮดรอลิกแบบปิด.....	12
2.4 แสดงแผนภาพการศึกษาระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [4].....	13
2.5 แสดงพลังงานที่ใช้ในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [7].....	14
2.6 แสดงพลังงานที่ใช้ในระบบเครื่องจักรกลหนักที่เคลื่อนที่ [8].....	15
2.7 แสดงพลังงานที่ใช้ในระบบระบบส่งกำลังด้วยระบบไฮดรอลิกแบบวงจรปิด [8].....	15
2.8 แสดงไดอะแกรมการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [9].....	16
2.9 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [10].....	17
2.10 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงและความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [11]....	17
2.11 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [12].....	18
2.12 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [13].....	19
2.13 แสดงผลตอบสนองของแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [13].....	19
2.14 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [14].....	20
2.15 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [15].....	21
2.16 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแบบ Fuzzy Self-Tuning PID [15].....	21
2.17 แสดงผลตอบสนองของแรงของการควบคุมแบบ Fuzzy Self-Tuning PID [15].....	22
2.18 แสดงวงจรของระบบไฮดรอลิกแบบปั๊มคู่ [16].....	23
2.19 แสดงการเปรียบเทียบการสูญเสียพลังงานระหว่างระบบปั๊มการจ่ายน้ำมันคงที่กับระบบปั๊มการจ่ายน้ำมันแบบปรับค่าได้ [17].....	24
2.20 แสดงวงจรระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิก [17].....	25

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.21 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [18].....	26
2.22 แสดงผลตอบสนองความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [18].....	26
2.23 แสดงการใช้พลังงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [18].....	26
2.24 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [19].....	27
2.25 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด [20].....	28
2.26 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด [21].....	29
2.27 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด [22].....	29
2.28 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด [23]....	30
2.29 แสดงไดอะแกรมระบบควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกด้วย Load Sensing [24]..	31
2.30 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [25].....	32
2.31 แสดงไดอะแกรมการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [27].....	33
2.32 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [28].....	34
2.33 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้า [28].....	34
2.34 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [29].....	35
2.35 แสดงผลตอบสนองของตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [29].....	35
2.36 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้าของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [29].....	36
2.37 แสดงไดอะแกรมการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [30].....	36
2.38 แสดงการไหลทั่วไปของของไหล.....	39
3.1 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	42
3.2 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกขณะกระบอกเลื่อนออก.....	44
3.3 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกขณะกระบอกสูบเลื่อนเข้า.....	45
4.1 แสดงไดอะแกรมของการควบคุมแบบเปิด.....	52
4.2 แสดงไดอะแกรมการทดลองหาว่าลวโมดูเลชั่น.....	53
4.3 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมวาล์วกับอัตราการไหล.....	55
4.4 แสดงกราฟว่าลวโมดูเลชั่นระหว่างสัญญาณควบคุมกับความเร็ว.....	55
4.5 แสดงไดอะแกรมการทดลองหาปั๊มโมดูเลชั่น.....	56
4.6 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมกับอัตราการไหล.....	58
4.7 แสดงกราฟปั๊มโมดูเลชั่นระหว่างสัญญาณควบคุมกับความเร็ว.....	58
4.8 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแบบปิดแบบพีโอรวมกับการควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า...	59

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.1 แสดงชุดทดลองระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก.....	61
5.2 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	62
5.3 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	62
5.4 แสดงชุดต้นกำลังไฮดรอลิก.....	63
5.5 แสดงมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ.....	63
5.6 แสดงปั๊มไฮดรอลิก.....	64
5.7 แสดงวาล์วปลดความดัน.....	64
5.8 แสดงอินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ.....	65
5.9 แสดงกราฟผลตอบแทนเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ปรับแบบอัตโนมัติ [36].....	65
5.10 แสดงกราฟผลตอบแทนเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ปรับแบบตั้งค่า [36].....	65
5.11 แสดงวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชันนัลของน้ำมันไฮดรอลิก.....	66
5.12 แสดงวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก.....	67
5.13 แสดงกระบอกสูบไฮดรอลิกก้านเดียว แบบทำงานสองทิศทาง.....	67
5.14 แสดงเซนเซอร์วัดตำแหน่ง.....	68
5.15 แสดงเซนเซอร์วัดความดัน.....	69
5.16 แสดงมิเตอร์วัดอัตราการไหล.....	69
5.17 แสดงเครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า.....	70
5.18 แสดงระบบคอมพิวเตอร์ควบคุม.....	70
5.19 แสดงการ์ดติดต่อสื่อสารรุ่น NI-DAQmx PCI – 6221.....	71
5.20 แสดงหม้อแปลงไฟฟ้า.....	71
6.1 แสดงการจำลองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบขั้นบันไดของการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	74
6.2 แสดงการจำลองความดันปั๊มของการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	74
6.3 แสดงการจำลองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์และสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	75
6.4 แสดงการจำลองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์และสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	76

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.5 แสดงการจำลองความดันป้้มของระบบควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	77
6.6 แสดงผลการจำลองความดันป้้มของระบบควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	77
6.7 แสดงการตอบสนองต่อสัญญาณแบบขั้นบันไดของความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าภายใต้การควบคุมแบบเปิด.....	79
6.8 แสดงการเปรียบเทียบผลตอบสนองความเร็วที่สัญญาณอ้างอิงแบบขั้นบันไดระหว่างระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม ภายใต้การควบคุมแบบเปิด.....	80
6.9 แสดงผลตอบสนองแบบขั้นบันไดและสัญญาณควบคุมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	81
6.10 แสดงผลตอบสนองความเร็วแบบขั้นบันไดและสัญญาณควบคุมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	82
6.11 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	84
6.12 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณอ้างอิงกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	85
6.13 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันป้้มกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	86
6.14 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันป้้มกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	87
6.15 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	88
6.16 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	89
6.17 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันป้้มกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	90
6.18 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันป้้มกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยป้้ม.....	90



## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.19 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	91
6.20 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณอ้างอิงกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	92
6.21 แสดงการสั่นเปลือ่งกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	93
6.22 แสดงการสั่นเปลือ่งกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	93
6.23 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณอ้างอิงกรณีมีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	94
6.24 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณอ้างอิงกรณีมีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	95
6.25 แสดงการสั่นเปลือ่งกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	96
6.26 แสดงการสั่นเปลือ่งกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	96
6.27 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	98
6.28 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	99
6.29 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	100
6.30 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	100
6.31 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	101
6.32 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	101

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.33 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว.....	102
6.34 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	102
6.35 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่การปรับอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	103
6.36 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่การปรับอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	104
6.37 แสดงผลตอบสนองความถี่ปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	105
6.38 แสดงผลตอบสนองความถี่ปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม.....	106

## สัญลักษณ์

$A_{AT}$	= พื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน A ไปช่องน้ำมัน T (m <sup>2</sup> )
$A_{BT}$	= พื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน B ไปช่องน้ำมัน T (m <sup>2</sup> )
$A_{PA}$	= พื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน P ไปช่องน้ำมัน A (m <sup>2</sup> )
$A_{PB}$	= พื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน P ไปช่องน้ำมัน B (m <sup>2</sup> )
$A_{PT}$	= พื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน P ไปช่องน้ำมัน T (m <sup>2</sup> )
$A_{HE}$	= พื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ (m <sup>2</sup> )
$A_{RE}$	= พื้นที่หน้าตัดของก้านสูบ (m <sup>2</sup> )
$e(t)$	= ความผิดพลาดระหว่างสัญญาณอ้างอิงกับสัญญาณที่วัดได้
$f_{in}$	= ความถี่ของตัวควบคุมความเร็วรอบ (Hz)
$K_I$	= ค่าเกนแบบอินทิกรัล
$HP$	= แรงม้า
$K_P$	= ค่าเกนแบบสัดส่วน
$K_m$	= ค่าเกนคงที่
$L_{stroke}$	= ระยะชักของกระบอกสูบ (m)
$N$	= ความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (rev/min)
$P_T$	= ความดันที่ถังน้ำมันไฮดรอลิก (N/m <sup>2</sup> )
$Q_{ATHE}$	= อัตราการไหลจากด้านหัวลูกสูบกลับสู่ถังน้ำมันไฮดรอลิก (m <sup>3</sup> )
$Q_{BTRE}$	= อัตราการไหลจากด้านก้านสูบกลับสู่ถังน้ำมันไฮดรอลิก (m <sup>3</sup> )
$Q_{PAHE}$	= อัตราการไหลจากปั๊มสู่ด้านหัวของกระบอกสูบ (m <sup>3</sup> )
$Q_{PBRE}$	= อัตราการไหลจากปั๊มสู่ด้านก้านสูบของกระบอกสูบ (m <sup>3</sup> )
$RPM$	= ความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (rev/min)
$x$	= ตำแหน่งที่วัดได้ (m)
$x_d$	= ตำแหน่งอ้างอิง (m)
$T_m$	= ค่าคงที่ของเวลา (s)
$U_{INV.Mod}$	= สัญญาณควบคุมของวาล์วหรือปั๊มจากส่วนกลับของวาล์วหรือปั๊มโมดูลเซ็น
$U_{PI}$	= สัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไอ
$U(t)$	= สัญญาณควบคุมรวมทั้งหมด
$v$	= ความเร็วที่วัดได้ (m/s)
$v_d$	= ความเร็วอ้างอิง (m/s)
$V_{HE}$	= ปริมาตรของน้ำมันไฮดรอลิกที่ด้านหัวของกระบอกสูบ (m <sup>3</sup> )
$V_{hose}$	= ปริมาตรของน้ำมันในสายน้ำมันไฮดรอลิก (m <sup>3</sup> )

# บทที่ 1

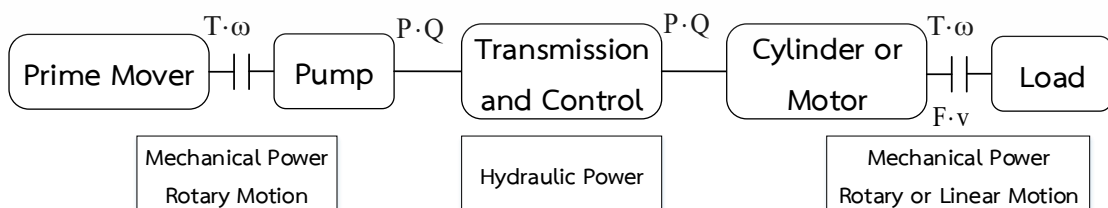
## บทนำ

บทนี้จะกล่าวถึงที่มาและความสำคัญของปัญหาเกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก แนวทางการพัฒนาสมรรถนะและการประหยัดพลังงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก จากนั้นกล่าวถึงวัตถุประสงค์ของงานวิจัย ขอบเขตในการวิจัย ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ และการจัดรูปแบบของเล่มวิทยานิพนธ์ซึ่งมีรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ระบบไฮดรอลิกได้ถูกใช้อย่างกว้างขวางในระบบอุตสาหกรรม เช่น ระบบอุตสาหกรรมยานยนต์ อุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ และอุตสาหกรรมเกษตร เป็นต้น ระบบไฮดรอลิกเป็นระบบที่มีการส่งถ่ายพลังงานของของไหลให้เป็นพลังงานกลโดยผ่านอุปกรณ์ทำงาน เช่น กระจบอกสูบไฮดรอลิกหรือมอเตอร์ไฮดรอลิก เป็นต้น โดยอุปกรณ์ทำงานเป็นตัวกลางในการถ่ายพลังงานจากกำลังของของไหลเป็นกำลังทางกลโดยส่งการทำงานด้วยกลไก ระบบไฟฟ้าหรือระบบควบคุมผ่านคอมพิวเตอร์

ระบบไฮดรอลิกพื้นฐานประกอบไปด้วยอุปกรณ์พื้นฐาน 6 ส่วนดังนี้ ถังน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในการเก็บน้ำมันไฮดรอลิก ปั๊มไฮดรอลิกที่ทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก มอเตอร์ไฟฟ้าหรือต้นกำลังอื่นที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก วาล์วที่ควบคุมทิศทางและอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก และวาล์วควบคุมความดันในระบบ อุปกรณ์ทำงานที่ทำการเปลี่ยนพลังงานการไหลเป็นพลังงานทางกล สุดท้ายคือระบบท่อส่งน้ำมันไฮดรอลิก อุปกรณ์ทั้งหมดที่กล่าวมาข้างต้นสามารถที่แสดงเป็นไดอะแกรมได้ดังรูปที่ 1.1 หลักการทำงานของระบบไฮดรอลิกพื้นฐานทำงานโดยปั๊มที่ขับโดยต้นกำลังที่เกิดจากการหมุนเพื่อสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก โดยกระบวนการนี้เป็นการเปลี่ยน กำลังทางกลจากการหมุน ( $\omega$ ) ไปเป็นความดัน (P) และอัตราการไหล (Q) การไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่สร้างจากปั๊มจะไหลผ่านอุปกรณ์ควบคุมทิศทางหรืออัตราการไหลจะไหลไปสู่อุปกรณ์ทำงาน เพื่อให้เกิดกำลังงานทางกลแบบเชิงเส้นหรือเชิงมุม คือ  $F \cdot v$  หรือ  $T \cdot \omega$  ตามลำดับ



รูปที่ 1.1 แสดงไดอะแกรมการทำงานของระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



การควบคุมระบบไฮดรอลิกสามารถควบคุมได้ทั้งตำแหน่ง ความเร็ว หรือแรง ตามการประยุกต์ใช้งาน โดยปกติการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกของระบบไฮดรอลิกสามารถที่จะควบคุมได้ที่วาล์ว ควบคุมได้ที่ปั๊ม หรือใช้การควบคุมร่วมกันทั้งสอง สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วจะใช้การเปิดพื้นที่ของวาล์วควบคุมอัตราการไหลตามสัญญาณควบคุม ขณะที่ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มจะใช้ปั๊มในการควบคุมอัตราการไหล และวาล์วมีหน้าที่ควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเพียงอย่างเดียว ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วโดยทั่วไปจะใช้ปั๊มไฮดรอลิกแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ เป็นระบบที่มีผลตอบสนองตามเวลาที่เร็วกว่าและความแม่นยำสูงกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ใช้ปั๊มไฮดรอลิกที่สามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ เนื่องจากผลตอบสนองตามเวลาของวาล์วในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว มีความเร็วมากกว่าผลตอบสนองของมอเตอร์ร่วมกับปั๊มในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม แต่ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วใช้พลังงานมากกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม อย่างไรก็ตามระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ใช้ปั๊มแบบสามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้มีราคาที่สูงต่อการลงทุนเมื่อเปรียบเทียบกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วที่ใช้ปั๊มไฮดรอลิกที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่

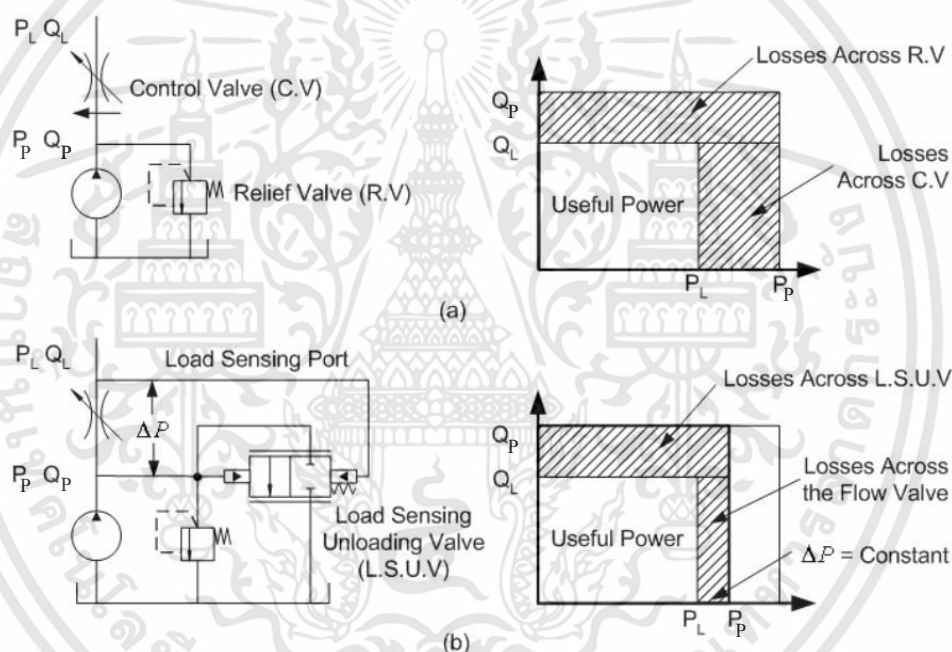
ในรอบ 20 ปีที่ผ่านมา งานทางวิศวกรรมได้ตระหนักถึงการประหยัดพลังงานเนื่องจากการจำกัดและราคาที่สูงของเชื้อเพลิงพลังงาน และรวมไปถึงความเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ด้วยเหตุผลนี้ งานวิจัยด้านระบบไฮดรอลิกจึงเห็นความสำคัญในด้านการประหยัดพลังงานควบคู่ไปกับด้านสมรรถนะของระบบ สำหรับการปรับปรุงสมรรถนะสามารถทำได้ด้วยกันหลายวิธี เช่น วิธีการปรับปรุงที่อุปกรณ์หรือวิธีการปรับปรุงที่ระบบควบคุม เป็นต้น และการประหยัดพลังงานของระบบไฮดรอลิกสามารถทำได้โดยการลดการสูญเสียกำลังที่ด้านความดัน และลดการสูญเสียกำลังด้านอัตราการไหล ด้วยการควบคุมอัตราการไหลด้วยวิธีการใช้ปั๊มแบบปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ หรือวิธีการใช้ปั๊มแบบปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ที่ควบคุมด้วยความเร็วรอบ เป็นต้น [1] ซึ่งรายละเอียดเกี่ยวกับการปรับปรุงสมรรถนะและการประหยัดพลังงานในระบบไฮดรอลิกจะแสดงในบทที่ 2

## 1.2 การควบคุมอัตราการไหลในระบบไฮดรอลิก

การควบคุมอัตราการไหลน้ำมันไฮดรอลิกในระบบไฮดรอลิกสามารถที่จะแบ่งได้ 3 แนวทางดังต่อไปนี้ 1.ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว 2.ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ และ 3.ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ รายละเอียดของการควบคุมอัตราการไหลในระบบไฮดรอลิกมีดังต่อไปนี้

### 1.2.1 ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วถูกใช้อย่างกว้างขวางในระบบไฮดรอลิก ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วประกอบไปด้วย ปั๊มไฮดรอลิกแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ วาล์วปลดความดัน (Relief Valve, R.V.) วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล (Control Valve, C.V.) และอุปกรณ์ทำงาน (รูปที่ 1.2(a)) อัตราการไหลที่ไหลออกจากปั๊มมีค่าคงที่ วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลสามารถควบคุมพื้นที่การเปิดเพื่อปรับอัตราการไหลผ่านวาล์วให้สอดคล้องกับความต้องการของภาระการทำงาน ความดันของน้ำมันไฮดรอลิกหลังวาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล  $P_L$  (ความดันโหลด) มีค่าเปลี่ยนแปลงตามภาระการทำงาน ถ้าภาระการทำงานของระบบมีความต้องการอัตราการไหลน้อยกว่าปั๊มจ่ายมา น้ำมันส่วนที่เกินจะไหลกลับถึงผ่านวาล์วปลดความดัน โดยค่าความดันของน้ำมันที่ทางออกของปั๊ม  $P_p$  (ความดันปั๊ม) จะถูกกำหนดค่าโดยวาล์วปลดความดัน



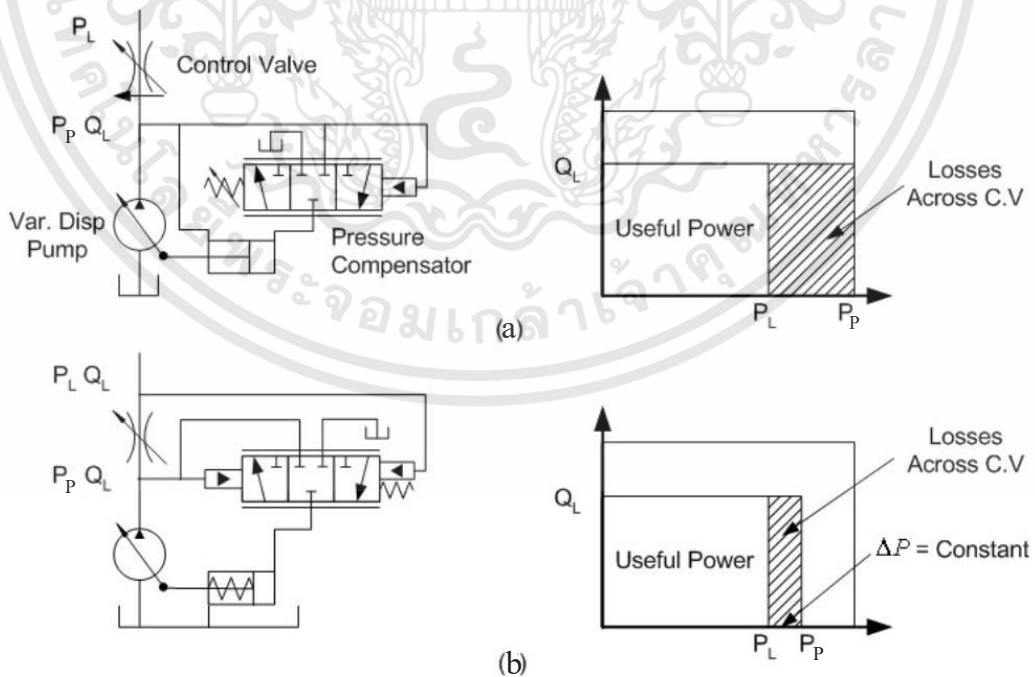
รูปที่ 1.2 แสดงการสูญเสียกำลังในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว [2]

จากรูปที่ 1.2(a) แสดงการสูญเสียกำลังในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วประกอบด้วย การสูญเสียที่วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล และการสูญเสียที่วาล์วปลดความดัน การสูญเสียกำลังที่วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลมีสาเหตุจากความแตกต่างของค่าความดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ทางเข้าและทางออกของวาล์ว มีค่าเท่ากับ  $(P_p - P_L) \cdot Q_L$  โดยที่  $Q_L$  คืออัตราการไหลตามความต้องการของภาระการทำงาน (อัตราการไหลโหลด) การสูญเสียที่วาล์วปลดความดันมีสาเหตุจากอัตราการไหลเกินที่ไหลกลับถึงผ่านวาล์วปลดความดันที่ความดันปั๊ม มีค่าเท่ากับ  $P_p \cdot (Q_p - Q_L)$  โดยที่  $Q_p$  คืออัตราการไหลจากปั๊ม

การลดการสูญเสียกำลังของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วในรูป 1.2(a) สามารถทำได้ด้วยการติดตั้งวาล์ว Load Sensing Unloading รูปที่ 1.2(b) แสดงการสูญเสียกำลังในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วที่มีวาล์ว Load Sensing Unloading วาล์ว Load Sensing จะรักษาความดันความดันแตกต่างระหว่างปั๊มและความดันโหลดให้มีค่าคงที่ ซึ่งจะช่วยในการลดการสูญเสียกำลังจากความดันลดลงเมื่อเทียบกับระบบระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ความดันปั๊ม  $P_p$  มีค่าเท่ากับ  $P_L + \Delta P$  (รูปที่ 1.2(b)) ต่างจากระบบในรูปที่ 1.2(a) ที่ความดันปั๊มมีค่าคงที่ที่ค่าสูงสุดที่กำหนดโดยวาล์วปลดความดัน

### 1.2.2 ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้

ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้คือระบบที่สามารถปรับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกตามภาระโหลดที่ต้องการได้ ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ประกอบไปด้วย ปั๊มไฮดรอลิกแบบปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ วาล์วชดเชยความดัน (Pressure Compensator) และวาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล (รูปที่ 1.3) ข้อดีของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้สามารถลดการสูญเสียกำลังด้านอัตราการไหลในระบบได้เมื่อเปรียบเทียบกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว เพราะอัตราการไหลที่สร้างจากปั๊มสามารถที่จะปรับให้มากหรือน้อยได้ตามภาระโหลดที่ต้องการ การควบคุมการจ่ายอัตราการไหลของปั๊มนั้นถูกควบคุมโดยวาล์วชดเชยความดัน



รูปที่ 1.3 แสดงการสูญเสียพลังงานในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม [2]



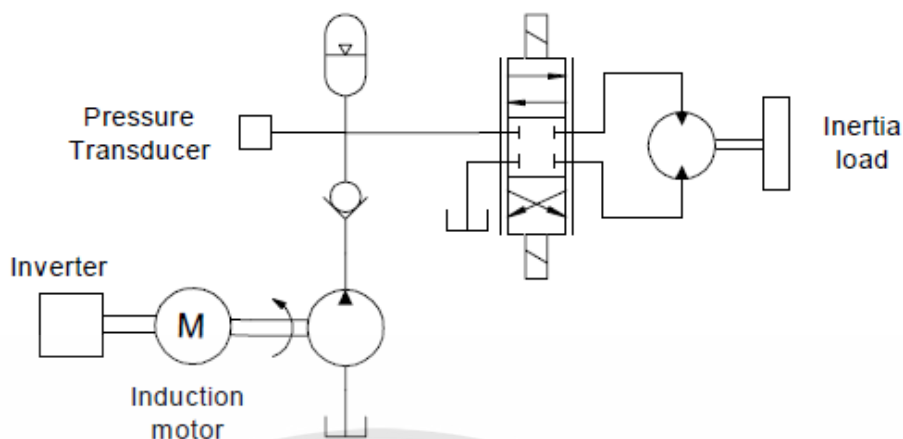
จากรูปที่ 1.3(a) แสดงการสูญเสียกำลังในระบบควบคุมอัตราการไหลปั๊มแบบปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ที่ควบคุมด้วยระบบชดเชยความดัน การสูญเสียกำลังที่วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลมีสาเหตุจากความแตกต่างของค่าความดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ทางเข้าและทางออกของวาล์ว มีค่าเท่ากับ  $(P_p - P_L) \cdot Q_L$  โดยระบบนี้ความดันปั๊มจะถูกควบคุมให้มีค่าคงที่ด้วยวาล์วชดเชยความดัน แต่อัตราการไหลไหล  $Q_L$  จะเปลี่ยนแปลงตามภาระโหลดของระบบ

รูปที่ 1.3(b) แสดงระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ด้วยวาล์ว Load Sensing Unloading การสูญเสียกำลังที่วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลมีสาเหตุจากความแตกต่างของค่าความดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ทางเข้าและทางออกของวาล์ว มีค่าเท่ากับ  $(P_p - P_L) \cdot Q_L$  โดยระบบนี้นอกจากจะควบคุมอัตราการไหลไหล  $Q_L$  ตามความต้องการของภาระโหลดแล้ว ยังสามารถควบคุมความดันแตกต่างระหว่างความดันปั๊มและความดันโหลด ( $\Delta P$ ) ให้มีค่าคงที่

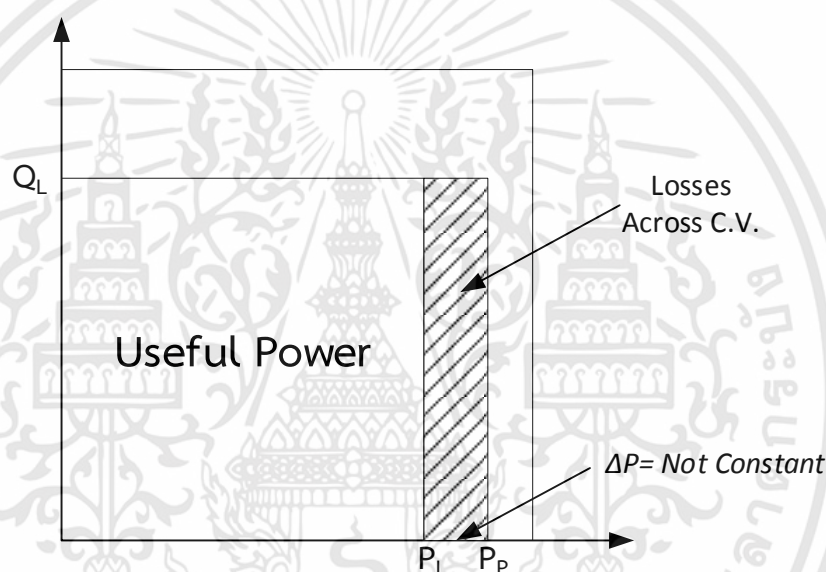
### 1.2.3 ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่

ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีการจ่ายปริมาตรการจ่ายน้ำมันแบบคงที่จะเป็นระบบควบคุมอัตราการไหลที่ศึกษาในงานวิจัยในครั้งนี้ ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีการจ่ายปริมาตรการจ่ายน้ำมันแบบคงที่สามารถที่จะควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกโดยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก (รูปที่ 1.4) โดยระบบสามารถควบคุมอัตราการไหลด้วยการควบคุมด้วยความเร็วรอบปั๊มซึ่งสามารถลดการลดการสูญเสียกำลังด้านอัตราการไหล ส่วนการสูญเสียกำลังด้านความดันจะมีค่าน้อยกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว เพราะความดันปั๊ม  $P_p$  ไม่ได้มีค่าสูงสุดตลอดเวลาเหมือนกับระบบในรูปที่ 1.2(a) และที่ต่างจากระบบในรูปที่ 1.2(b) และ 1.3(b) คือความดันแตกต่างระหว่างความดันปั๊มและความดันโหลด ( $\Delta P$ ) ของระบบในรูปที่ 1.4 มีค่าไม่คงที่ แต่จะมีค่าแปรผันตามกำลังสองของโหลด  $Q_L$  ซึ่งในทางปฏิบัติสามารถประมาณให้  $\Delta P$  มีค่าคงที่ได้ วงจรระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ที่ควบคุมด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าในรูปที่ 1.4 ประกอบไปด้วย ปั๊มไฮดรอลิกที่ถูกควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้าด้วยอินเวอร์เตอร์ และวาล์วควบคุมอัตราการไหลและควบคุมทิศทาง รูปที่ 1.5 แสดงการสูญเสียกำลังในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ ซึ่งระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่จะมีการสูญเสียกำลังด้านความดันและอัตราการไหลมีค่าใกล้เคียงกับระบบในรูปที่ 1.3(b)





รูปที่ 1.4 แสดงวงจรระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่ [2]



รูปที่ 1.5 แสดงการสูญเสียพลังงานของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่

จากปัญหาดังกล่าวเกี่ยวกับการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจึงทำให้ผู้วิจัยมีแนวคิดที่จะศึกษาและออกแบบระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมด้วยปั๊มที่มีปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่ ซึ่งการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจะถูกควบคุมด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก ความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับจะถูกควบคุมโดยตัวปรับควบคุมความเร็วแบบอินเวอร์เตอร์ที่รับสัญญาณควบคุมมาจากคอมพิวเตอร์ควบคุม เพื่อเป็นอีกหนึ่งทางเลือกในการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก

### 1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.3.1 สร้างชุดทดลองระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ที่ควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์

1.3.2 สร้างสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ที่ควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์

1.3.3 ออกแบบตัวควบคุมแบบเวลาจริงเพื่อควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก และประยุกต์ใช้ตัวควบคุมในการทดลองจริง

1.3.4 ประเมินสมรรถนะและการใช้กำลังไฟฟ้าของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่นำเสนอในงานวิจัยจากการทดลองจริง

### 1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ที่ใช้ในการศึกษาในครั้งนี้เป็นการประยุกต์การควบคุมความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ โดยใช้กระบอกสูบทำงานสองทิศทางแบบหนึ่งก้านสูบเป็นอุปกรณ์ทำงาน โดยจะกำหนดความเร็วอ้างอิงในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบในการทดลองที่ 10 cm/s ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิกสามารถปรับเปลี่ยนได้ระหว่าง 0 - 1450 RPM ที่ความดันทำงานของระบบที่ 30 bar การทดลองจะทดลองควบคุมความเร็วของกระบอกสูบ ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่นำเสนอในงานวิจัย โดยจะเปรียบเทียบผลการทดลองของทั้ง 2 ระบบในประเด็นต่อไปนี้

1. สมรรถนะผลตอบสนองในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิง
2. การสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้า
3. ผลตอบสนองการควบคุมเชิงความถี่ด้วยการเปรียบเทียบค่าแบนด์วิดซ์

การเปรียบเทียบผลการทดลองของทั้ง 2 ระบบ จะถูกทดลองภายใต้ระบบควบคุมแบบเปิดและระบบควบคุมแบบปิดพีไอ ทั้งในสภาวะไม่มีโหลดและมีโหลด

### 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 ได้สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

1.5.2 ได้แนวทางในการประยุกต์ใช้ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

1.5.3 ได้ทราบถึงข้อจำกัดสมรรถนะของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม เมื่อเทียบกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.6 รูปแบบของวิทยานิพนธ์

สำหรับวิทยานิพนธ์ของงานวิจัยในครั้งนี้จะประกอบด้วยเนื้อหาทั้งหมด 7 บท ซึ่งรายละเอียดเกี่ยวกับการดำเนินการวิจัยทั้งหมดมีดังต่อไปนี้

บทที่ 1 กล่าวถึงที่มาและความสำคัญของปัญหาของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

บทที่ 2 กล่าวถึงงานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

บทที่ 3 แสดงสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่

บทที่ 4 กล่าวถึงการออกแบบตัวควบคุมสำหรับการควบคุมความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

บทที่ 5 กล่าวถึงอุปกรณ์ในการทดลอง

บทที่ 6 กล่าวถึงผลการทดลองการควบคุมความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ

บทที่ 7 แสดงสรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะในการทำวิจัยต่อไป

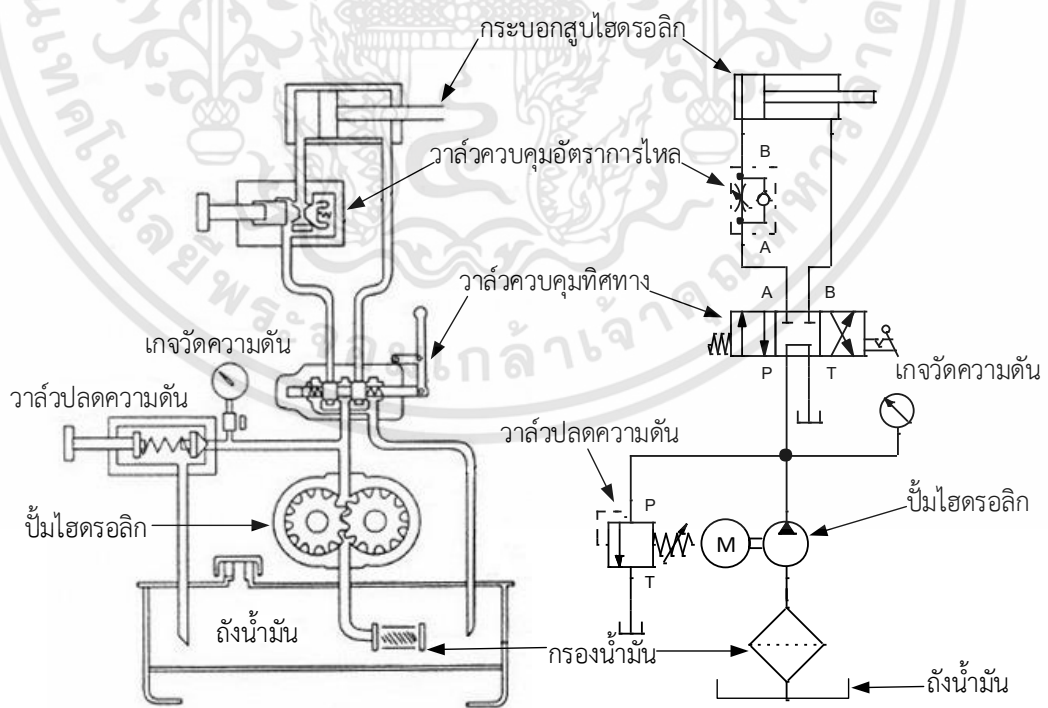


## บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

บทนี้จะกล่าวถึงการศึกษาและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกจากอดีตถึงปัจจุบัน ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม และกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก สมการการเคลื่อนที่ และผลตอบสนองเชิงความถี่ ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก รายละเอียดมีดังต่อไปนี้

### 2.1 ระบบไฮดรอลิก (Hydraulic System)

ระบบไฮดรอลิกหมายถึงระบบที่มีการเปลี่ยนแปลงกำลังงานของไหลให้เป็นพลังงานกล โดยการทำให้กระบอกสูบไฮดรอลิกเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรงหรือมอเตอร์ไฮดรอลิกเกิดการหมุน จากนั้น นำอุปกรณ์ทำงานนี้ไปต่อใช้งานร่วมกับอุปกรณ์และกลไกอื่นๆ ตัวอย่างเช่น ระบบเบรกในรถยนต์ แม่แรงไฮดรอลิก เครื่องอัด รถเครน รถแทรกเตอร์ และเครื่องจักรในโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ เป็นต้น รูปที่ 2.1 แสดงวงจรและอุปกรณ์พื้นฐานในระบบไฮดรอลิก ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังไฮดรอลิก วาล์วปลดความดัน วาล์วควบคุมทิศทาง การไหลของน้ำมันไฮดรอลิก วาล์วควบคุมอัตราการไหลของ น้ำมันไฮดรอลิก และอุปกรณ์ทำงาน เช่น กระบอกสูบไฮดรอลิก เป็นต้น



รูปที่ 2.1 แสดงวงจรและอุปกรณ์พื้นฐานของระบบไฮดรอลิก [3]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



### 2.1.1 ส่วนประกอบของระบบไฮดรอลิก

ส่วนประกอบพื้นฐานของระบบไฮดรอลิกประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก อุปกรณ์ควบคุมทิศทางและอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก และอุปกรณ์ทำงาน เป็นต้น ซึ่งรายละเอียดของอุปกรณ์พื้นฐานของระบบไฮดรอลิกมีดังต่อไปนี้

#### 2.1.1.1 อุปกรณ์ต้นกำลังของระบบไฮดรอลิก (Power Unit)

ชุดต้นกำลังของระบบไฮดรอลิกทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก โดยทั่วไปจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักๆ ดังนี้ ปั๊มไฮดรอลิก ชุดขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิก วาล์วปลดความดัน เป็นต้น ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

##### - ปั๊มไฮดรอลิก (Hydraulic Pump)

ปั๊มไฮดรอลิกทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก แล้วจ่ายอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเข้าสู่ระบบ ปั๊มไฮดรอลิกจะเป็นปั๊มประเภทปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่มีด้วยกันหลายชนิด เช่น ปั๊มแบบเฟือง ปั๊มแบบใบพัด และปั๊มแบบลูกสูบ เป็นต้น

##### - วาล์วปลดความดัน (Pressure Relief Valve)

วาล์วปลดความดันทำหน้าที่ควบคุมความดันของระบบตามที่ได้กำหนด วาล์วปลดความดันสามารถปรับความดันของระบบได้ตามสภาวะการทำงานจริง เมื่อระบบมีความดันเกินกว่าที่กำหนด วาล์วปลดความดันจะทำการเปิดให้น้ำมันไฮดรอลิกระบายกลับถังพัก เพื่อเป็นการรักษาความดันในระบบให้มีค่าคงที่ และเพื่อความปลอดภัยของอุปกรณ์

##### - ชุดขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิก (Prime Mover)

ชุดขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิกทำหน้าที่เป็นต้นกำลังในการขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิก ชุดขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิกสามารถเป็นได้ทั้งมอเตอร์ไฟฟ้า หรือเครื่องยนต์ โดยชุดขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิกจะเป็นตัวขับเคลื่อนปั๊มไฮดรอลิกให้เกิดการหมุนเพื่อที่จะทำให้น้ำมันไฮดรอลิกสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก

#### 2.1.1.2 อุปกรณ์ควบคุมทิศทางและอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก (Directional and Flow Control Equipment)

อุปกรณ์ควบคุมการทำงานของระบบไฮดรอลิกได้แก่ วาล์วควบคุมทิศทาง วาล์วควบคุมอัตราการไหล เป็นต้น ซึ่งวาล์วควบคุมทิศทางทำหน้าที่ในการควบคุมทิศทางของน้ำมันไฮดรอลิกให้ไหลผ่านแต่ละช่องน้ำมัน

#### 2.1.1.3 อุปกรณ์ทำงาน (Actuator)

อุปกรณ์ทำงานทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกให้เป็นพลังงานทางกลแบบเคลื่อนที่เชิงเส้นหรือการเคลื่อนที่เชิงมุม ซึ่งรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

##### - กระบอกสูบไฮดรอลิก (Hydraulic Cylinder)

กระบอกสูบไฮดรอลิกทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานการไหลที่ได้มาจากปั๊มผ่านวาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล ให้เป็นพลังงานกลแบบเคลื่อนที่เชิงเส้น โดยทั่วไปกระบอกสูบไฮดรอลิกมีด้วยกัน 2

แบบคือกระบอกลูกสูบแบบทำงานสองทิศทาง (Double Acting Cylinder) และกระบอกลูกสูบแบบทำงานทิศทางเดียว (Single Acting Cylinder)

### - มอเตอร์ไฮดรอลิก (Hydraulic Motor)

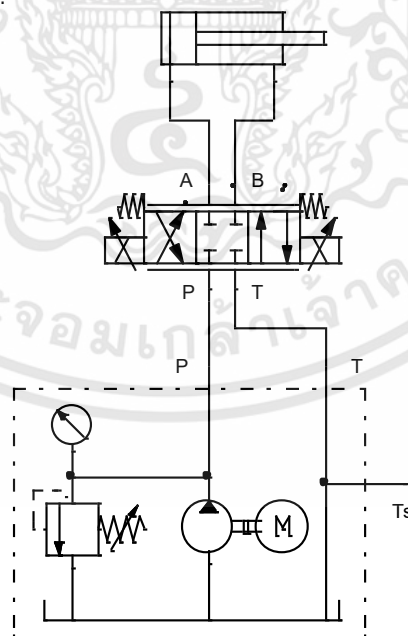
มอเตอร์ไฮดรอลิกทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจากปั๊มไฮดรอลิกผ่านวาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลให้เป็นพลังงานกลแบบเคลื่อนที่เชิงมุม

### 2.1.2 วงจรของระบบไฮดรอลิก (Hydraulic Circuit)

วงจรควบคุมในระบบไฮดรอลิกมีด้วยกัน 2 แบบคือ วงจรควบคุมแบบเปิด (Open Loop Control Circuit) และวงจรควบคุมแบบปิด (Closed Loop Control Circuit) ซึ่งรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

#### 2.1.2.1 วงจรควบคุมแบบเปิด (Open Loop Control Circuit)

วงจรควบคุมแบบเปิดเป็นวงจรที่นิยมใช้กันทั่วไป เพราะระบบวงจรแบบเปิดมีการต่ออุปกรณ์ที่ง่าย ระบบไม่ค่อยมีความซับซ้อน อีกทั้งยังควบคุมระบบได้ง่าย รูปที่ 2.2 แสดงวงจรควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบไฮดรอลิก ซึ่งระบบวงจรแบบเปิดส่วนมากประกอบไปด้วย ปั๊มไฮดรอลิกที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกคงที่ วาล์วควบคุมอัตราการไหลและทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก วาล์วปลดความดัน และอุปกรณ์ทำงาน เช่นกระบอกลูกสูบไฮดรอลิก หรือมอเตอร์ไฮดรอลิก โดยในวงจรระบบไฮดรอลิกแบบเปิดนั้น น้ำมันหลังจากดูดไปใช้งานที่อุปกรณ์ทำงาน (กระบอกลูกสูบในรูปที่ 2.2) จะไหลกลับถึงพัก เพื่อรอให้ปั๊มไฮดรอลิกดูดไปใช้งานอีกครั้ง

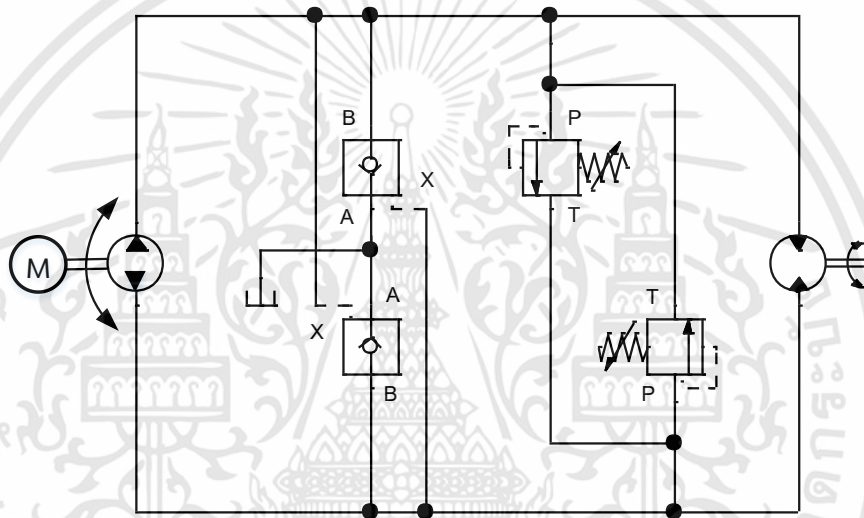


รูปที่ 2.2 แสดงวงจรการควบคุมระบบไฮดรอลิกแบบเปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.1.2.2 วงจรควบคุมแบบปิด (Closed Loop Control Circuit)

รูปที่ 2.3 แสดงระบบควบคุมไฮดรอลิกแบบปิด ระบบวงจรไฮดรอลิกควบคุมแบบปิดโดยทั่วไปจะประกอบไปด้วย ปัมไฮดรอลิกที่สามารถปรับอัตราการไหลและทิศทางของน้ำมันไฮดรอลิกได้ วาล์วควบคุมความดัน วาล์วกันกลับ และอุปกรณ์ทำงาน เช่นกระบอกสูบ หรือมอเตอร์ไฮดรอลิก ข้อแตกต่างจากวงจรควบคุมแบบเปิดคือ ระบบวงจรควบคุมแบบปิดจะใช้ปั๊มแบบหมุน 2 ทิศทางในการควบคุมทิศทางและอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแทนวาล์วควบคุมทิศทางของวงจรควบคุมแบบเปิดทั่วไป และใช้วาล์วกันกลับและวาล์วปลดความดันเพื่อควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ให้ทำงานได้อย่างไม่เกิดความเสียหาย โดยวงจรไฮดรอลิกแบบปิดน้ำมันที่ใช้งานถูกดูดกลับไปใช้งานต่อโดยไม่กลับถัง ซึ่งส่วนมากนิยมประยุกต์ใช้งานกับระบบ Hydrostatic transmission



รูปที่ 2.3 แสดงวงจรการควบคุมระบบไฮดรอลิกแบบปิด

## 2.2 การศึกษาและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

การควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกของระบบไฮดรอลิกสามารถที่จะควบคุมอัตราการไหลได้โดยวาล์ว ควบคุมโดยปั๊ม หรือควบคุมรวมกันทั้งคู่ สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว การควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกส่วนใหญ่จะใช้ปั๊มที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ (Fixed Displacement Pump) สำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม การควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจะใช้ปั๊มที่สามารถเปลี่ยนแปลงปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ (Variable Displacement Pump) ตามภาระโหลด และปัจจุบันมีการศึกษาการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ใช้ปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายคงที่ เพื่อลดการสูญเสียพลังงานในระบบ ระบบควบคุมอัตราการไหลทั้งหมดที่กล่าวมาข้างต้นมีการศึกษาและวิจัยทั้งการควบคุมตำแหน่ง ควบคุมความเร็ว และควบคุมแรง ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

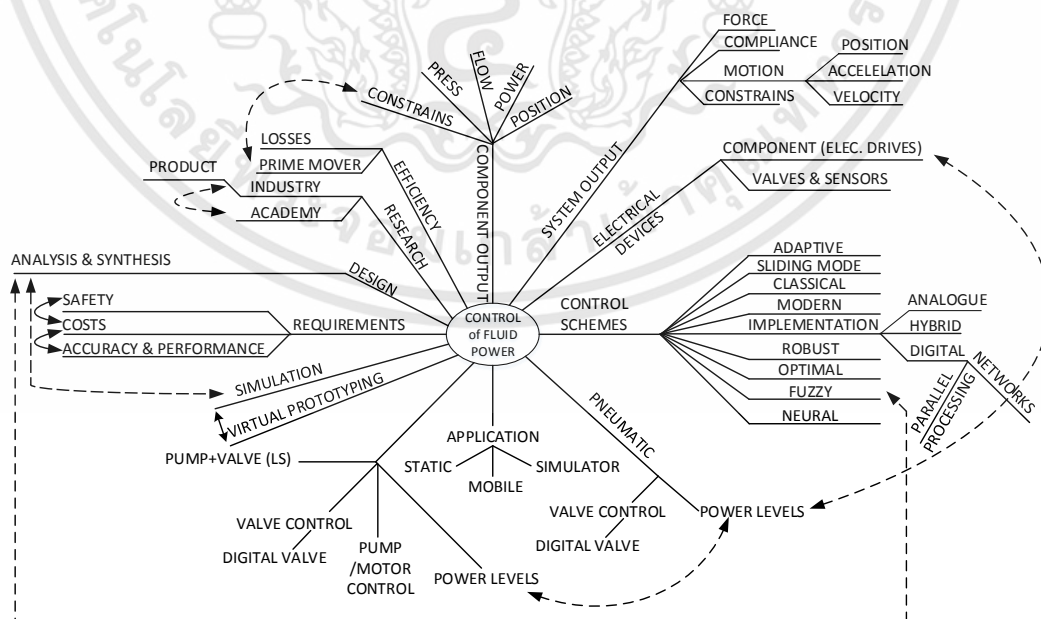
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.2.1 การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกมีด้วยกันหลายลักษณะด้วยกันเช่น ด้านอุปกรณ์ทำงาน ด้านการควบคุม และด้านการประหยัดพลังงานของระบบ เป็นต้น ซึ่งการพัฒนาหัวข้อที่กล่าวมาข้างต้นมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องจากอดีตถึงปัจจุบัน ตามวิวัฒนาการทางเทคโนโลยีที่ทันสมัย

### 2.2.1.1 การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับระบบควบคุม

Edge [4] ได้รวบรวมการศึกษา วิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกจากอดีตถึงปัจจุบัน ทั้งในด้านการควบคุม ด้านการประหยัดพลังงานของอุปกรณ์ เพื่อให้ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกมีผลตอบสนองที่แม่นยำ มีประสิทธิภาพสูงสุด และมีการประหยัดพลังงานมากที่สุด และแนะนำจุดเด่น จุดด้อยของแต่ละตัวควบคุมที่มีความแตกต่างกัน ซึ่งสามารถพิสูจน์ได้ว่าการเลือกและการปรับค่าตัวควบคุมเป็นส่วนสำคัญในการออกแบบระบบ รูปที่ 2.4 แสดงไดอะแกรมการสรุปหัวข้อต่างๆ เกี่ยวกับการศึกษาเกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก เช่น ระบบการควบคุม อุปกรณ์ในการทำงาน ประสิทธิภาพ สัญญาณออกของระบบ และการประยุกต์ใช้งาน เป็นต้น สำหรับการศึกษา ระบบควบคุมแบบป้อนกลับสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกเริ่มต้นจาก Conway [5] โดยประยุกต์การควบคุมแบบป้อนกลับสำหรับควบคุมระบบส่งกำลังของเรือโดยใช้การเคลื่อนที่ของกระบอกสูบในการควบคุมทิศทางใบหางเสือของเรือ เพื่อควบคุมทิศทางการเดินทางของเรือ ซึ่งเป็นการควบคุมป้อนกลับแบบใช้กลไก ต่อมา Pippenger [6] ได้มีการพัฒนาระบบไฮดรอลิกจาก [5] โดยใช้ระบบไฟฟ้าเป็นสัญญาณป้อนกลับเพื่อใช้ในการคำนวณและควบคุมระบบ ซึ่งประยุกต์ใช้ในการควบคุมการเคลื่อนที่ของปืนกลในสงคราม



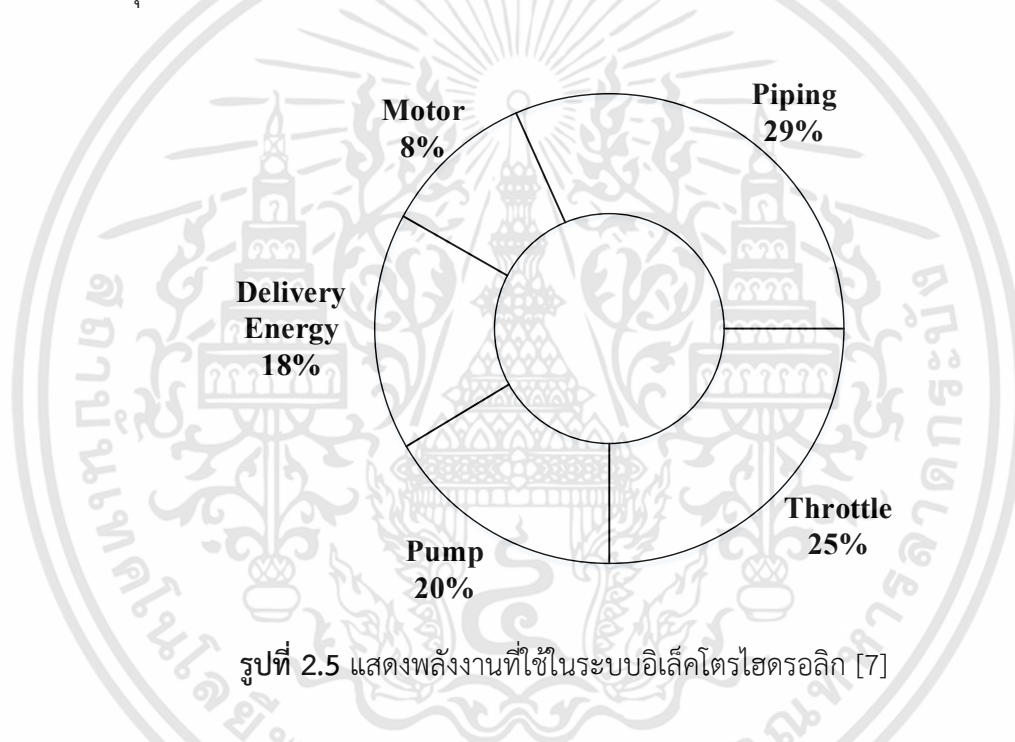
รูปที่ 2.4 แสดงแผนภาพการศึกษาาระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [4]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

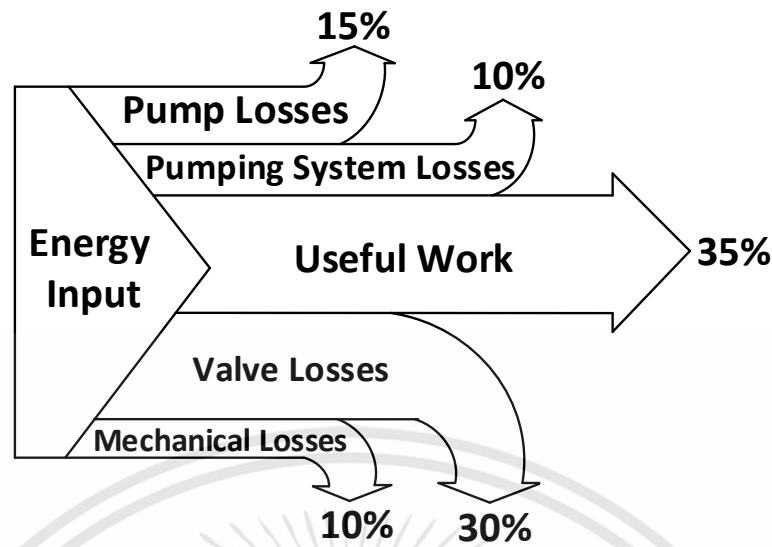


### 2.2.1.2 การวิจัยและพัฒนาเกี่ยวกับการประหยัดพลังงาน

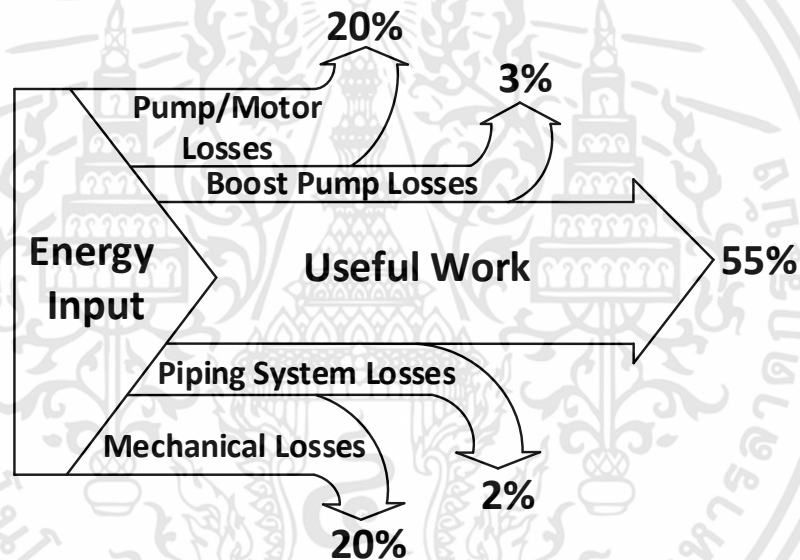
Aly และคณะ [7] ได้รวบรวมการศึกษาและวิจัยเกี่ยวกับการสูญเสียพลังงานและการประหยัดกำลังไฟฟ้าขณะที่ระบบทำงานสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก การทำให้ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม โดยยกตัวอย่างของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่แตกต่างกันเพื่อแสดงประสิทธิภาพและการประหยัดพลังงานของระบบ โดยสรุปได้ว่าพลังงานที่นำเอาไปใช้ได้มีแค่ 18 % ของพลังงานทั้งหมด ซึ่งมีพลังงานสูญเสียไปประมาณ 82 % ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วต่างๆ ไป รูปที่ 2.5 แสดงสัดส่วนการใช้พลังงานแต่ละส่วนของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยทั่วไป การสูญเสียในท่อน้ำมันประมาณ 29% การสูญเสียผ่านวาล์วต่างๆ ประมาณ 25 % และการสูญเสียจากปั๊มประมาณ 20 % งานวิจัยยังได้เสนอแนวทางในการประหยัดพลังงานด้วยการเลือกอุปกรณ์ และการออกแบบระบบควบคุม เพื่อช่วยทำให้ระบบมีการประหยัดพลังงานมากขึ้น



Rydberg [8] ศึกษาการประหยัดพลังงานสำหรับระบบไฮดรอลิกสำหรับเครื่องจักรกลไฮดรอลิก และการประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรม โดยยกตัวอย่างพลังงานที่เอาไปใช้และพลังงานที่สูญเสียในระบบเครื่องจักรกลหนักที่เคลื่อนที่ที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มสำหรับระบบส่งกำลัง รูปที่ 2.6 แสดงพลังงานที่เอาไปใช้ได้และพลังงานที่สูญเสียในระบบเครื่องจักรกลหนักที่เคลื่อนที่ที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ที่มีชุด Load Sensing พลังงานที่ป้อนเข้าสู่ระบบสามารถนำไปใช้งานได้ประมาณ 35% และรูปที่ 2.7 แสดงพลังงานที่เอาไปใช้และพลังงานที่สูญเสียในระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้ด้วยระบบวงจรแบบปิด สำหรับระบบส่งกำลัง พลังงานที่ป้อนเข้าสู่ระบบสามารถนำไปใช้งานได้ประมาณ 55%



รูปที่ 2.6 แสดงพลังงานที่ใช้ในระบบเครื่องจักรกลหนักที่เคลื่อนที่ [8]



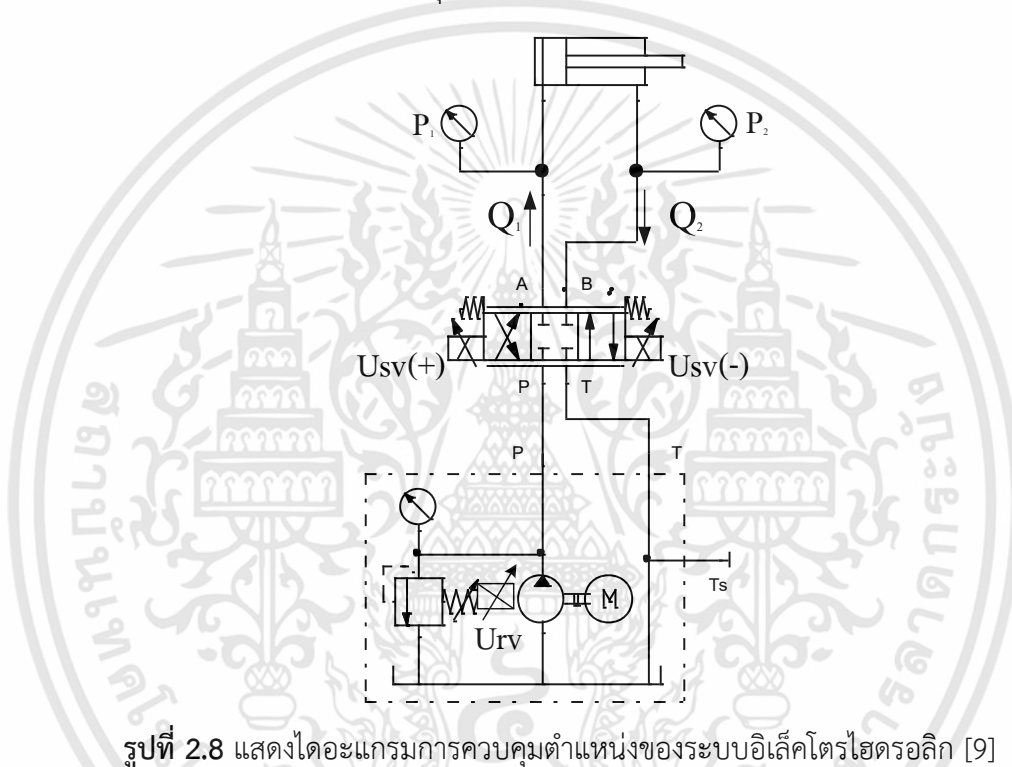
รูปที่ 2.7 แสดงพลังงานที่ใช้ในระบบระบบส่งกำลังด้วยระบบไฮดรอลิกแบบวงจรรปิด [8]

### 2.2.2 ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว โดยทั่วไปใช้ปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ และใช้มอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนด้วยความเร็วรอบคงที่เพื่อสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก จากนั้นใช้การเปิดพื้นที่ของวาล์วควบคุมอัตราการไหลในการควบคุมอัตราการไหลและควบคุมทิศทางของน้ำมันไฮดรอลิก ซึ่งระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วจะเน้นที่ประสิทธิภาพของผลตอบสนองของระบบเป็นหลัก โดยจะไม่คำนึงถึงด้านการประหยัดพลังงานที่สูญเสียในระบบ โดยตัวควบคุมที่ใช้สำหรับควบคุมระบบอัตราการไหลด้วยวาล์วมีตัวควบคุมแบบเชิงเส้นแบบค่าเกนคงที่และค่าเกนปรับค่าได้ และตัวควบคุมแบบไม่เชิงเส้น โดยระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีการศึกษาดังต่อไปนี้

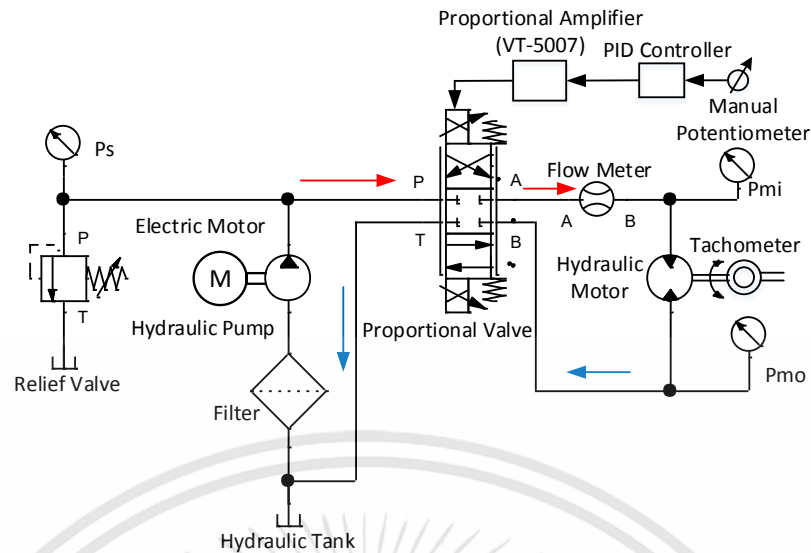
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thaju และ Nasar [9] ศึกษาการควบคุมตำแหน่งกระบอกสูบของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยใช้ตัวควบคุมแบบพีไอดี (Proportional Integral Derivative, PID) ที่มีค่าเกนคงที่ และตัวควบคุมแบบพีไอดีที่สามารถปรับค่าเกนได้ ทำการทดลองเปรียบเทียบผลตอบสนองของแต่ละการควบคุม รูปที่ 2.8 แสดงไดอะแกรมของระบบ ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังที่สร้างอัตราการไหลน้ำมันไฮดรอลิกแบบคงที่ วาล์วควบคุมอัตราการไหลน้ำมันไฮดรอลิก กระบอกสูบทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดตำแหน่งการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบพร้อมคอมพิวเตอร์ควบคุม ผลการทดลองตัวควบคุมแบบพีไอดีที่สามารถปรับค่าเกนได้มีผลตอบสนองเวลาคงตัว (Settling Time) และเวลาขาขึ้น (Rise Time) เร็วกว่าระบบที่ใช้ตัวควบคุมที่แบบพีไอดีมีค่าเกนคงที่



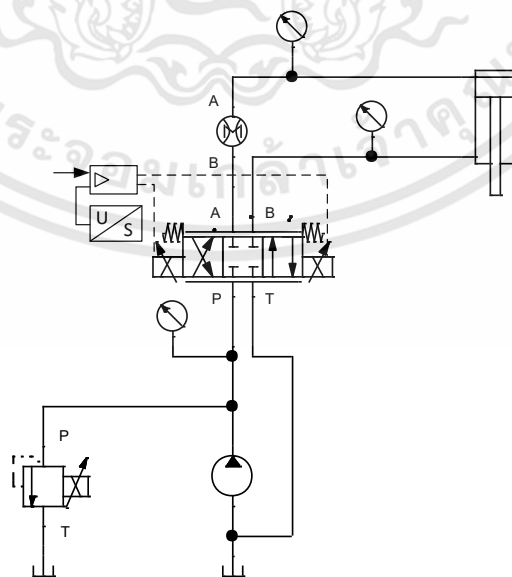
รูปที่ 2.8 แสดงไดอะแกรมการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [9]

Mohsin Hassan และ Jassim [10] ศึกษาการควบคุมความเร็วของมอเตอร์ไฮดรอลิกโดยใช้ตัวควบคุมแบบพีไอดี โดยทำการทดลองที่อุณหภูมิแตกต่างกัน ผลจากการทดลองผลตอบสนองความเร็วของมอเตอร์ไฮดรอลิกทำงานได้ดีที่สุดที่อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกระหว่าง 60 ถึง 70 องศาเซลเซียส และความเร็วรอบของมอเตอร์ไฮดรอลิกที่ประมาณ 700 RPM โดยวงจรของระบบที่ทำการศึกษาแสดงในรูปที่ 2.9 ประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลังที่มีอัตราการไหลคงที่ วาล์วควบคุมอัตราการไหลและทิศทาง มอเตอร์ไฮดรอลิก และอุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบของมอเตอร์ไฮดรอลิก



รูปที่ 2.9 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [10]

Salloom และ Abdulqader [11] ศึกษาการควบคุมแรงและความเร็วของเครื่องอัด ที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพเพอร์ชันนัล และใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลกลับถึงร่วมด้วย ในการทดลองใช้วัสดุคือ Copper Alloy ที่มีความหนาแตกต่างกันเป็นชิ้นงานในการทดสอบการอัด ผลการทดลองตัวควบคุมสามารถควบคุมแรงและตำแหน่งของระบบตามความหนาของวัสดุทดลองได้ การทดลองนี้สามารถที่จะนำไปสร้างเครื่องจักรแบบอัตโนมัติได้ รูปที่ 2.10 แสดงไดอะแกรมการทำงานของระบบที่ประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังที่มีอัตราการไหลคงที่ วาล์วปลดความดันแบบพรอพเพอร์ชันนัล วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพเพอร์ชันนัล ระบายกลับทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดความดันและแรงของระบบ เพื่อใช้เป็นสัญญาณป้อนกลับ

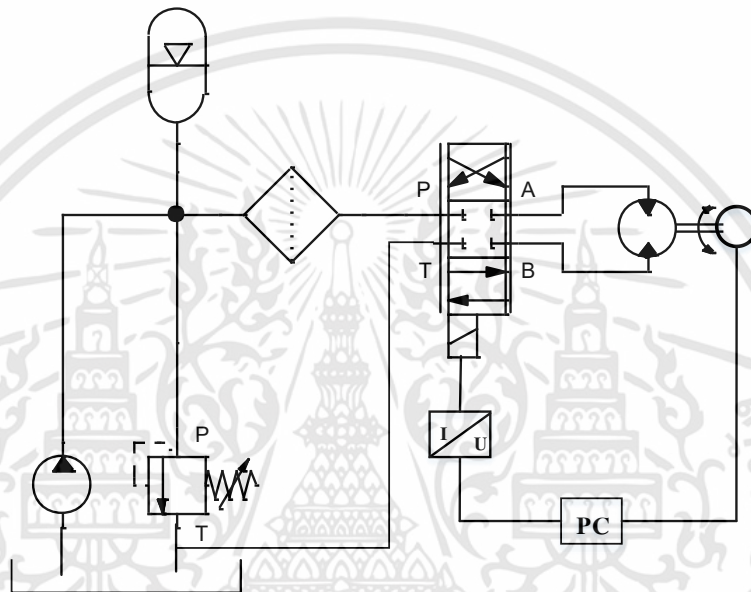


รูปที่ 2.10 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงและความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

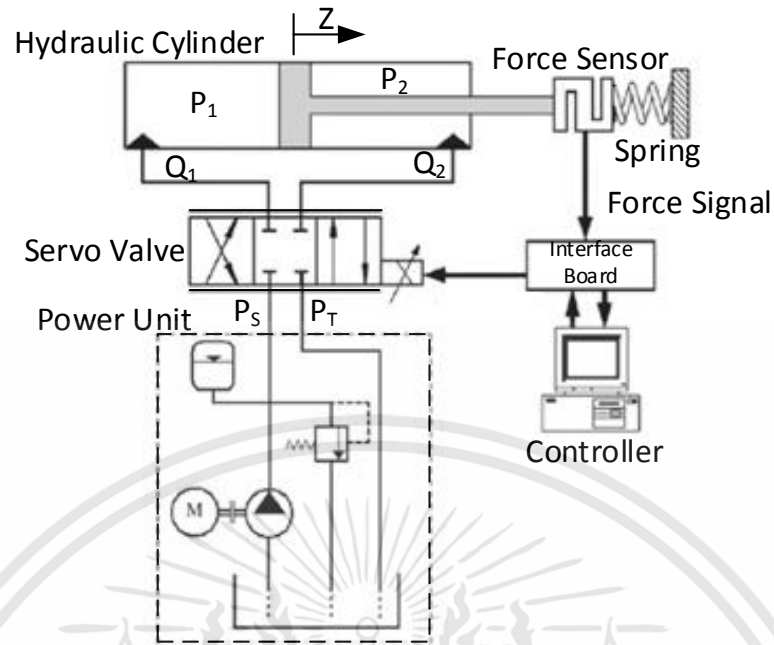


Jovanovic [12] ได้ศึกษาการควบคุมความเร็วของมอเตอร์ไฮดรอลิกสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก โดยมีการพิจารณาอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแบบไม่เชิงเส้น และแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในระบบ ตัวควบคุมไม่เชิงเส้นแบบ Feedback Linearization และแบบ Backstepping ถูกใช้ในการควบคุมระบบ รูปที่ 2.11 แสดงไดอะแกรมของระบบ ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังที่มีอัตราการไหลคงที่ ถึงสะสมความดันเพื่อชดเชยความดันในระบบ วาล์วควบคุมอัตราการไหล มอเตอร์ไฮดรอลิก และอุปกรณ์ตรวจวัดความเร็วรอบของมอเตอร์ไฮดรอลิก ผลการจำลองการทำงานของระบบด้วยคอมพิวเตอร์ ตัวควบคุมทั้งสองสามารถควบคุมระบบไม่เชิงเส้นได้

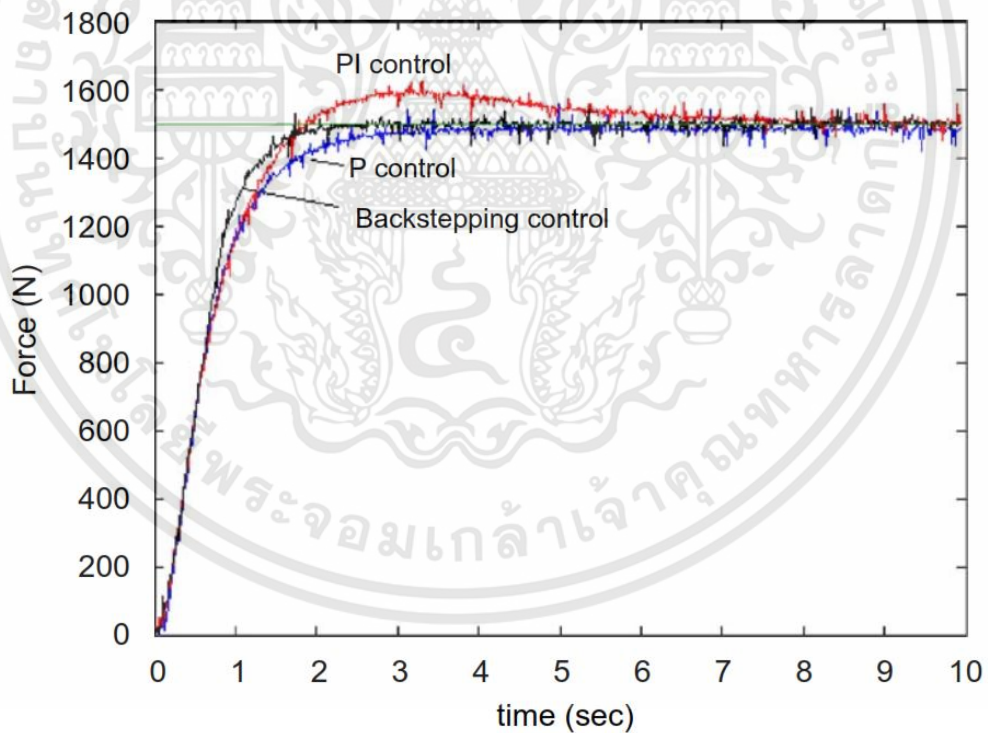


รูปที่ 2.11 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [12]

Nakkarat และ Kuntanapreeda [13] ศึกษาการควบคุมแรงโดยใช้ตัวควบคุมไม่เชิงเส้นแบบ Observer-Based Backstepping และมีการใช้ตัวสังเกตการณ์ (Observer) เพื่อประมาณตัวแปรสถานะของระบบที่ไม่สามารถตรวจวัดมาได้ รูปที่ 2.12 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ทำการศึกษา ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังที่มีอัตราการไหลคงที่ ถึงสะสมความดันเพื่อชดเชยความดันในระบบ วาล์วควบคุมอัตราการไหล กระบอกสูบทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดแรงพร้อมคอมพิวเตอร์ควบคุม รูปที่ 2.13 แสดงผลตอบสนองของระบบจากตัวควบคุมทั้งหมด จากผลการทดลองตัวควบคุมแบบ Observer-Based Backstepping สามารถควบคุมผลตอบสนองของแรง ให้มีผลตอบสนองเวลาคงตัว และเวลาขาขึ้น เร็วกว่าตัวควบคุมแบบพีไอและพีไอ และสามารถลดส่วนพุงเกินเมื่อเทียบกับตัวควบคุมแบบพีไอ



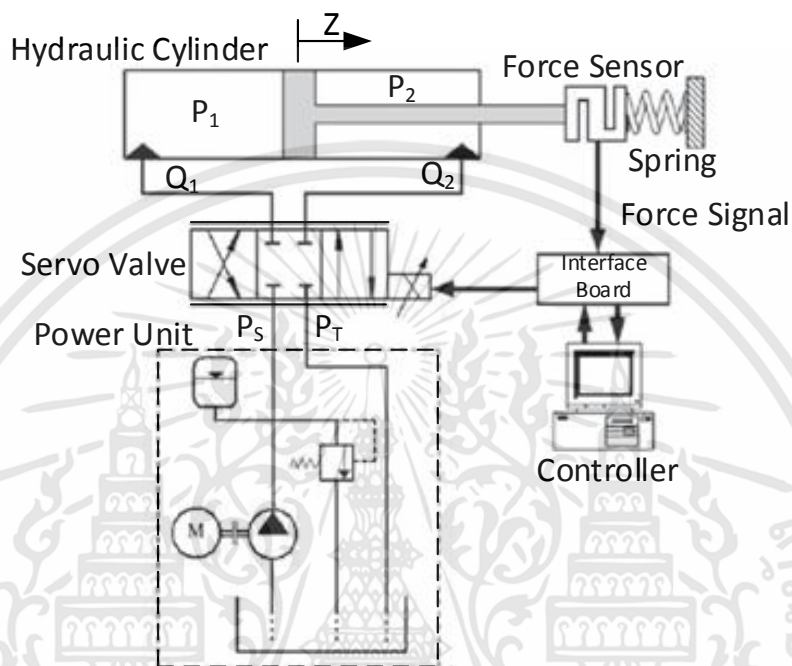
รูปที่ 2.12 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [13]



รูปที่ 2.13 แสดงผลตอบสนองของแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [13]

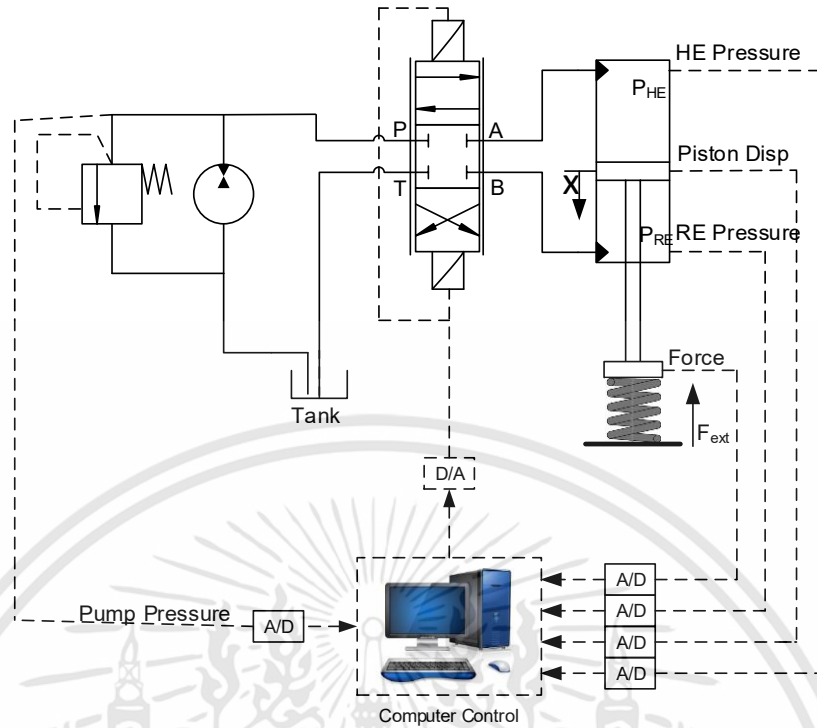
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Sangpet และ Kuntanapreeda [14] ศึกษาการควบคุมแรงด้วยตัวควบคุมแบบ Fractional-Order PID เพื่อให้ระบบมีความทนทานต่อการเปลี่ยนแปลงสภาวะการทำงาน รูปที่ 2.14 แสดงไดอะแกรมของระบบที่ใช้ในการทดลอง อุปกรณ์ต่างๆ ของระบบเหมือนกับ [13] โดยการทดลองได้ทำการเปลี่ยนแปลงแรงของสัญญาณอ้างอิง ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าตัวควบคุมที่ได้ ออกแบบสามารถที่จะทำงานได้ขณะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดของแรงอ้างอิงได้

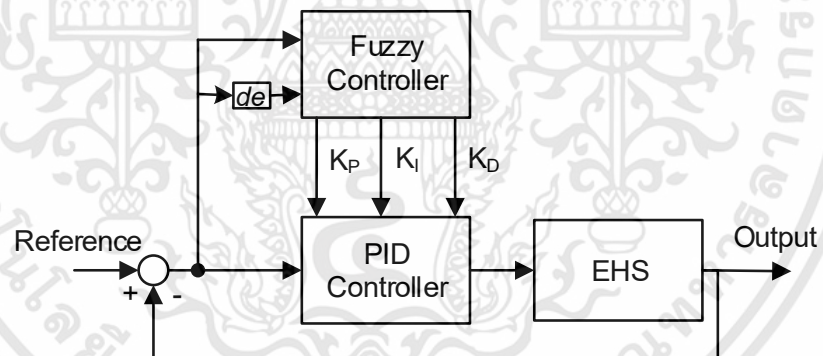


รูปที่ 2.14 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [14]

Jangnoi และ Pinsopon [15] ได้ทำการศึกษาการควบคุมแรงในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกโดยใช้ตัวควบคุมแบบฟuzzyที่ปรับด้วย Fuzzy Self-Tuning ซึ่งเป็นการควบคุมที่ค่าเกณฑ์ของตัวควบคุมแบบฟuzzyมีการเปลี่ยนแปลงตามภาระโหลดจริง โดยมีการปรับด้วยตัวควบคุมแบบฟuzzy (Fuzzy Controller) รูปที่ 2.15 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก รูปที่ 2.16 แสดงไดอะแกรมของตัวควบคุมฟuzzyที่ปรับด้วยตัวควบคุมแบบฟuzzy ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำเนิดที่มีอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกคงที่ วาล์วควบคุมอัตราการไหล กระจบอกสูบทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดแรงและความดันพร้อมคอมพิวเตอร์ควบคุม ผลการทดลองตัวควบคุมแบบปรับค่าได้มีผลตอบสนองและสมรรถนะที่ดีกว่าตัวควบคุมแบบค่าเกณฑ์ที่ รูปที่ 2.17 แสดงผลตอบสนองของแรงแบบขั้นบันไดระหว่างตัวควบคุมแบบฟuzzyที่มีค่าเกณฑ์ที่กับตัวควบคุมแบบฟuzzyที่สามารถปรับค่าเกณฑ์ได้ด้วยตัวควบคุมแบบฟuzzy ตัวควบคุมแบบฟuzzyที่ปรับค่าได้มีผลตอบสนองของเวลาคงตัว และเวลาขึ้นเร็วกว่าตัวควบคุมแบบฟuzzyที่มีค่าเกณฑ์



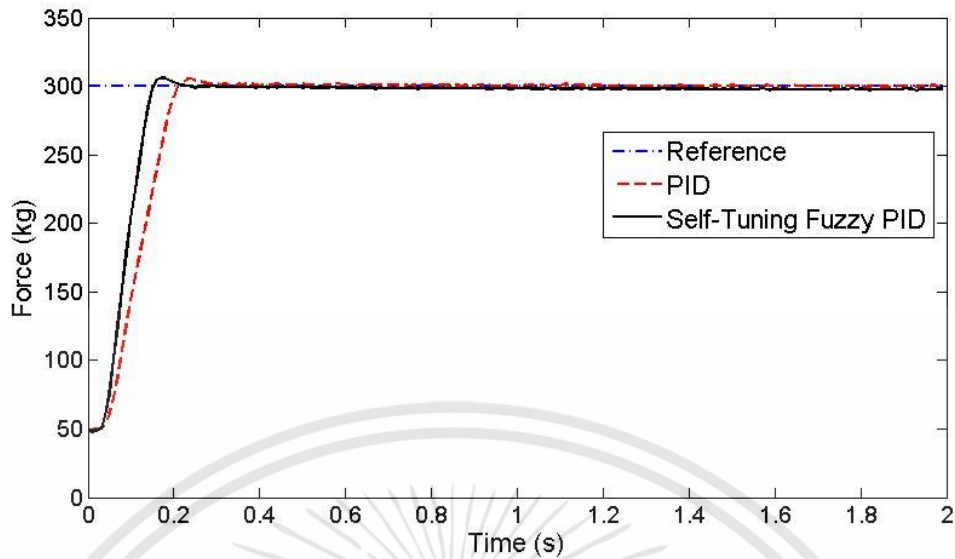
รูปที่ 2.15 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [15]



รูปที่ 2.16 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแบบ Fuzzy Self-Tuning PID [15]

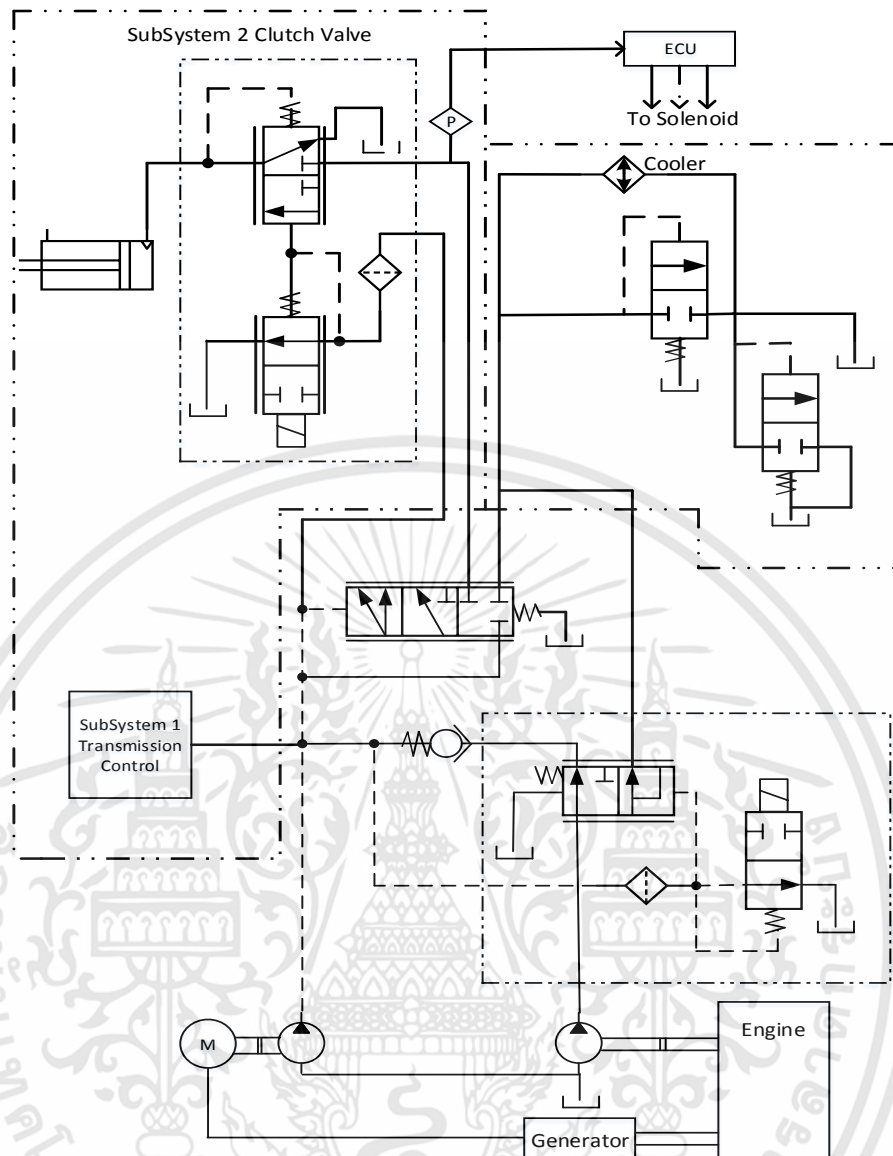
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้





รูปที่ 2.17 แสดงผลตอบสนองของแรงของการควบคุมแบบ Fuzzy Self-Tuning PID [15]

Dostal [16] ได้ทำการจัดสิทธิบัตรระบบไฮดรอลิกที่ใช้ปั๊มไฮดรอลิกทำงานแบบคู่ขนานที่ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในเพื่อประยุกต์ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องจักรกลหนัก ซึ่งระบบไฮดรอลิกแบบปั๊มคู่ขนานจะประกอบไปด้วยวงจรไฮดรอลิกที่ 1 ที่ใช้ปั๊มความดันสูงตัวที่ 1 ในการส่งน้ำมันไปให้ระบบในวงจรที่ 1 และวงจรระบบไฮดรอลิกที่ 2 ที่ใช้ปั๊มตัวที่ 2 ในการส่งน้ำมันไปให้ระบบในวงจรที่ 2 ที่ความดันที่ต่ำกว่าปั๊มตัวที่ 1 รูปที่ 2.18 แสดงวงจรของระบบไฮดรอลิกแบบปั๊มคู่ขนาน วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกถูกควบคุมด้วยกล่องควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Control Unit, ECU) ปั๊มตัวที่ 1 ที่ทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ความดันสูงจะถูกขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าที่จ่ายไฟฟ้าด้วยตัวกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ส่วนปั๊มตัวที่ 2 ที่ทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ความดันต่ำจะถูกขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ สำหรับการทำงานของปั๊มจะมีวาล์วควบคุมเพื่อให้การทำงานของปั๊มทั้งสองมีความสัมพันธ์กัน ปั๊มตัวที่ 1 ทำหน้าที่หลักในการจ่ายอัตราการไหลในการขับเคลื่อนโหลดต่างๆ ในระบบ



รูปที่ 2.18 แสดงวงจรของระบบไฮดรอลิกแบบปั๊มคู่ [16]

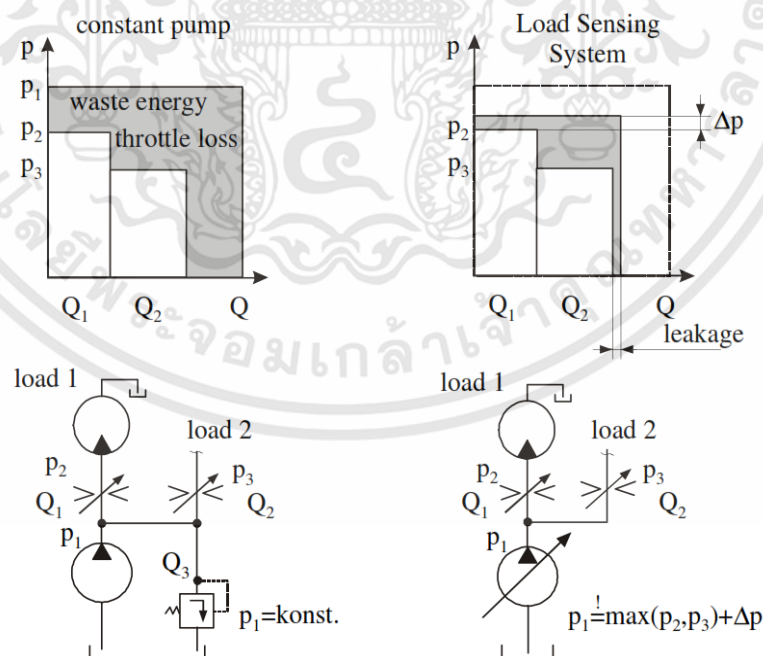
จากงานวิจัยที่กล่าวมาข้างต้น [9-16] เกี่ยวกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว เพื่อการพัฒนาสมรรถนะของระบบโดยใช้ตัวควบคุมที่หลากหลาย เพื่อให้ผลการควบคุมที่ดีกว่าการควบคุมแบบพีเอ็ดที่ใช้กันทั่วไป ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว น้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากปั๊มที่นำไปใช้งานไม่ได้ไหลผ่านวาล์วควบคุมอัตราการไหลไปหาอุปกรณ์ทำงานทั้งหมด มีส่วนหนึ่งไหลกลับถึงผ่านวาล์วปลดความดันจึงทำให้ระบบทำงานที่ความดันของวาล์วควบคุมความดันตามที่ได้ตั้งไว้ ด้วยเหตุนี้ทำให้ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าส่วนใหญ่ไปกับการระบายน้ำมันไฮดรอลิกกลับถึงผ่านวาล์วปลดความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

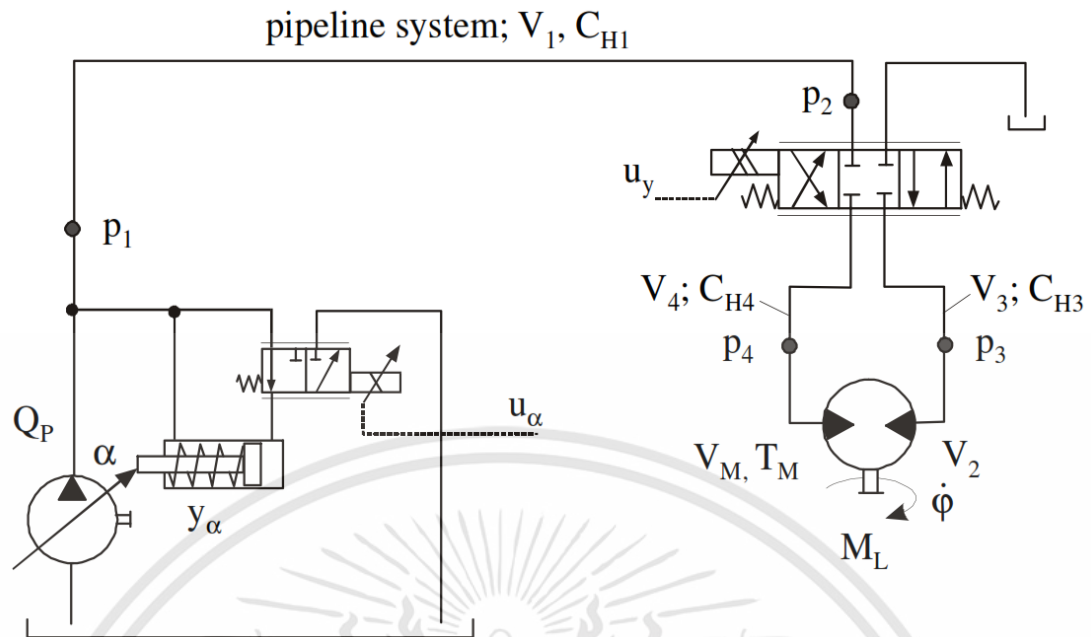
### 2.2.3 ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมัน

จากปัญหาการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าที่และอัตราการไหลสูญเสียในระบบจากระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วเพียงอย่างเดียว [หัวข้อ 2.2.2] จึงมีการสร้างระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีการปรับอัตราการไหลตามสภาวะการทำงานจริง โดยปั๊มไฮดรอลิกควบคุมการสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกตามที่ต้องการ นี่จึงเป็นสาเหตุที่ทำให้การประหยัดกำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มดีกว่าเมื่อเทียบกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว การศึกษาและวิจัยเกี่ยวกับการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับการจ่ายน้ำมันได้ [16-22] มีรายละเอียดของการวิจัยดังต่อไปนี้

Lovrec และคณะ [17] นำเสนอการประหยัดพลังงานในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก โดยใช้ระบบ load sensing ในตรวจวัดความดันขณะระบบทำงาน โดยชุด Load Sensing จะปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกของปั๊มให้เหมาะสมตามสภาวะการทำงานจริง รูปที่ 2.19 แสดงการเปรียบเทียบการสูญเสียพลังงานที่ความดันปั๊มคงที่กับระบบที่ความดันปั๊มสามารถปรับค่าได้ตามสภาวะการทำงานจริง ซึ่งปั๊มที่สามารถปรับการจ่ายน้ำมันได้จะมีการสูญเสียพลังงานน้อยกว่าเมื่อเทียบกับปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ เนื่องจากปั๊มสามารถปรับอัตราการไหลตามสภาวะการทำงานจริงได้ รูปที่ 2.20 แสดงวงจรของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกได้ การปรับอัตราการไหลของปั๊มทำงานโดยพิจารณาความดันแตกต่างระหว่างความดันปั๊ม ( $P_1$ ) กับความดันของมอเตอร์ ( $P_3, P_4$ ) แล้วส่งสัญญาณควบคุม ( $U_\alpha$ ) มาควบคุมวาล์วที่ใช้ในการควบคุมการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบเพื่อปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก



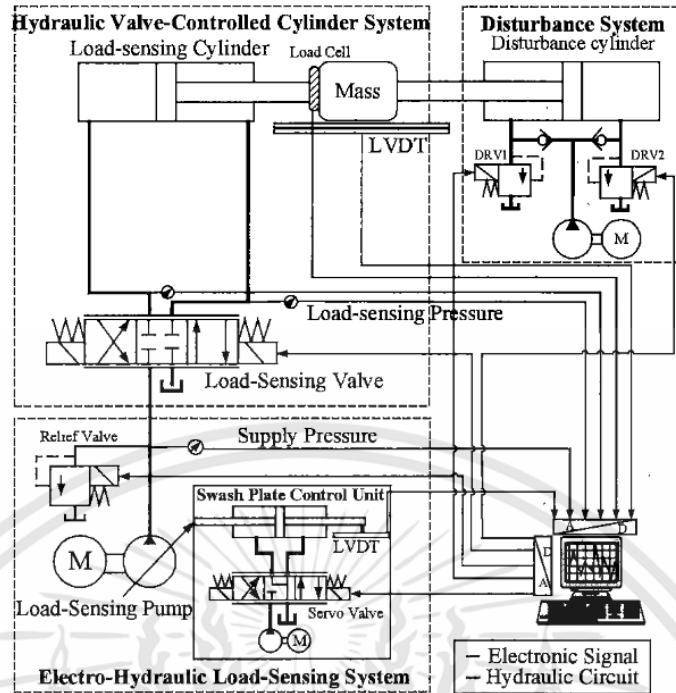
รูปที่ 2.19 แสดงการเปรียบเทียบการสูญเสียพลังงานระหว่างระบบปั๊มการจ่ายน้ำมันคงที่กับระบบปั๊มการจ่ายน้ำมันแบบปรับค่าได้ [17]



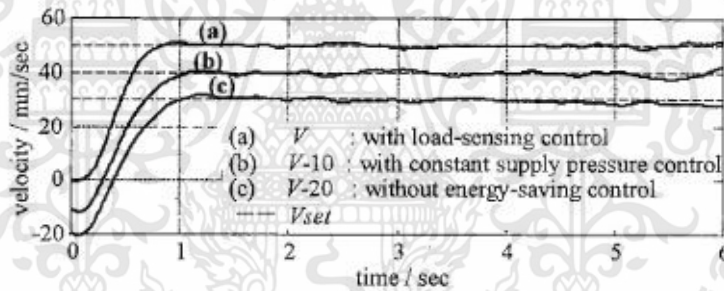
รูปที่ 2.20 แสดงวงจรระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิก [17]

Chiang และ Chien [18] นำเสนอระบบควบคุมแบบขนานที่ควบคุมความเร็วและควบคุมการใช้พลังงานในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก การควบคุมการใช้พลังงานใช้ระบบ Load Sensing ในการตรวจวัดภาระไหลของกระบอกสูบ เพื่อใช้เป็นสัญญาณในการควบคุมแผ่น Swash Plate เพื่อควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากปั๊มตามภาระการทำงานจริง รูปที่ 2.21 แสดงไดอะแกรมการทำงานของระบบ ซึ่งประกอบไปด้วยชุดปั๊มไฮดรอลิกที่สามารถปรับอัตราการไหลได้ด้วยชุดควบคุมแผ่น Swash Plate วาล์วควบคุมอัตราการไหล กระบอกสูบทำงานแบบสองทิศทางและอุปกรณ์ตรวจวัดความดันและความเร็วพร้อมคอมพิวเตอร์ควบคุม ซึ่งชุดทดลองนี้จะมีชุดสร้างสัญญาณรบกวนระบบ รูปที่ 2.22 แสดงผลตอบสนองความเร็วของระบบที่การควบคุมทั้ง 3 กรณี คือ การควบคุมที่วัดภาระไหลของระบบ การควบคุมความดันปั๊มคงที่ และการควบคุมความดันด้วยวาล์วปลดความดัน ผลตอบสนองความเร็วของการควบคุมที่มีการตรวจวัดภาระไหลมีผลตอบสนองที่ดีกว่าระบบที่ไม่มีการชดเชยความดัน รูปที่ 2.23 แสดงการใช้พลังงานในการควบคุมแต่ละกรณี การควบคุมแบบไม่มีการชดเชยความดันจะใช้พลังงานมากที่สุด เมื่อเทียบกับระบบที่มีการชดเชยความดัน

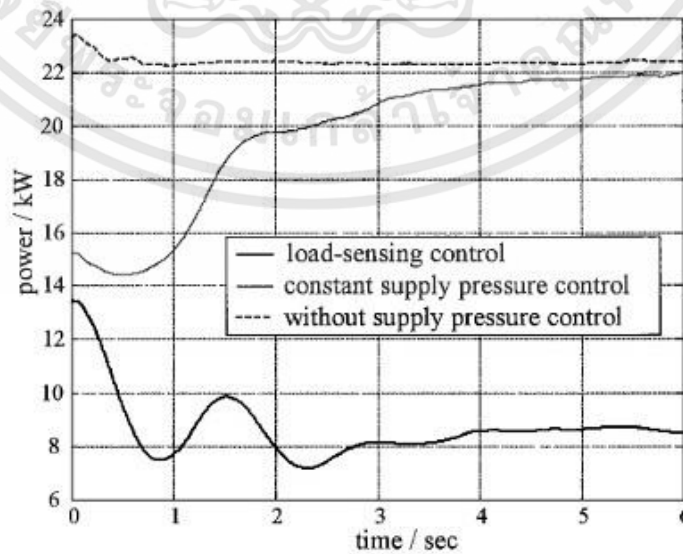




รูปที่ 2.21 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [18]



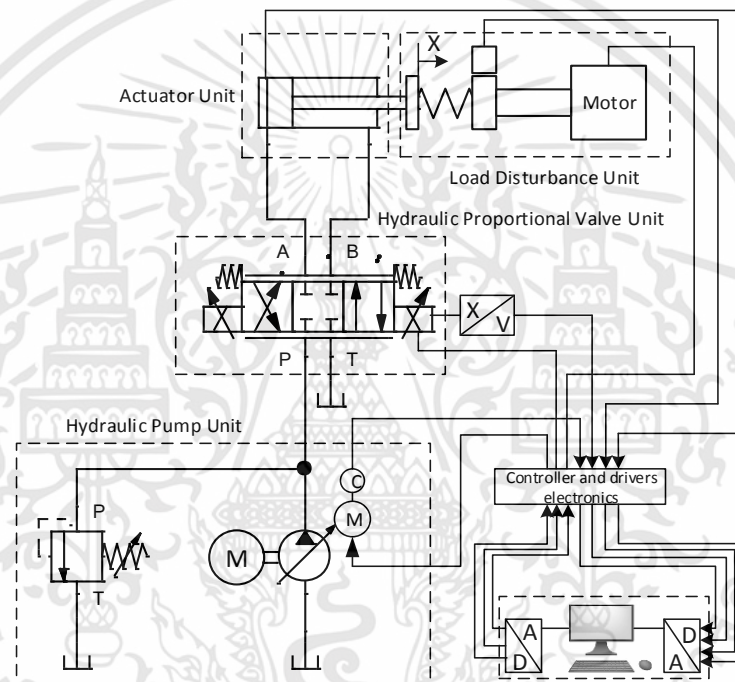
รูปที่ 2.22 แสดงผลตอบสนองความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [18]



รูปที่ 2.23 แสดงการใช้พลังงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [18]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

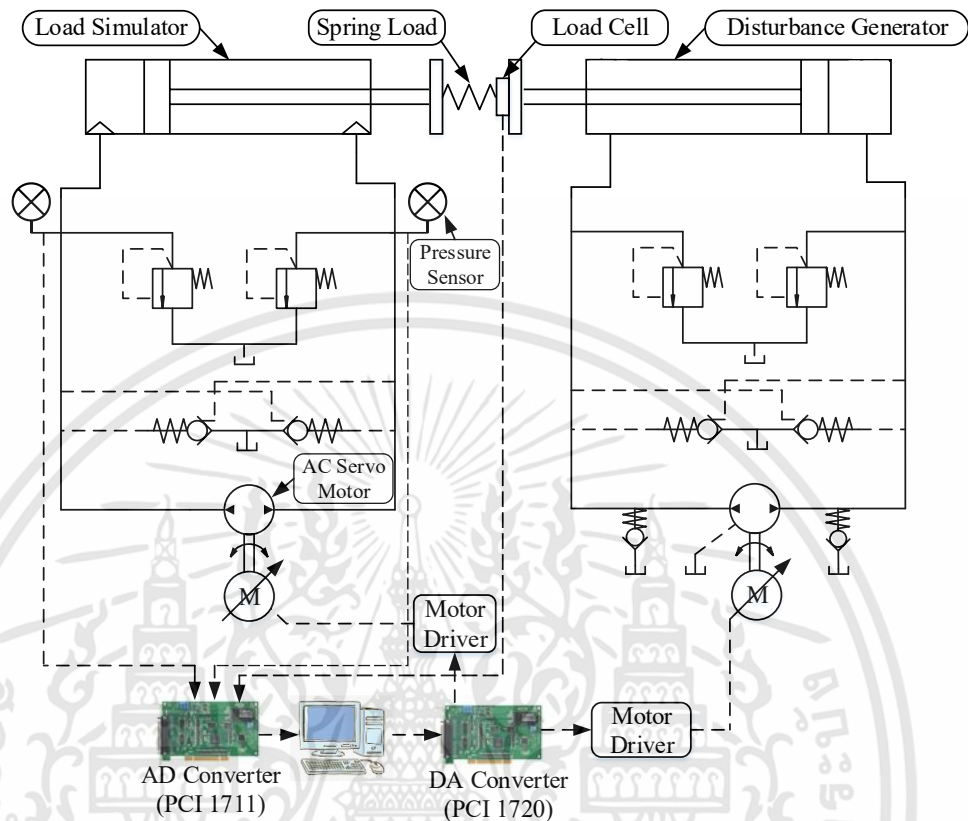
Abdelhameed และคณะ [19] ได้ศึกษาการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มแบบปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้คล้ายกับ [18] แต่แตกต่างกันตรงที่ใช้สเต็ปมอเตอร์ (Stepping Motor) เพื่อควบคุมการเคลื่อนที่ของแผ่น Swash Plate ของปั๊ม ผลการทดสอบการทำงานของระบบสามารถควบคุมความเร็วของกระบอกสูบได้ในขณะที่มีการเปลี่ยนแปลงแรงต้านได้ รูปที่ 2.24 แสดงไดอะแกรมการทำงานของระบบประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลังที่สามารถปรับอัตราการไหลโดยปั๊มที่ควบคุมโดยสเต็ปมอเตอร์ วาล์วควบคุมอัตราการไหล กระบอกสูบทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดตำแหน่งการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบซึ่งชุดทดลองมีชุดสร้างโหลดจำลองโดยใช้สปริง



รูปที่ 2.24 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [19]

Truong และ Ahn [20] ได้ทำการศึกษาการควบคุมแรงสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริดสำหรับประยุกต์ใช้ในเครื่องกดอัด (Pressing Machine) โดยระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด ปั๊มไฮดรอลิกสามารถจ่ายน้ำมันได้ทั้งสองทางตามทิศทางการหมุนของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับชนิด AC Servo ตัวควบคุมแบบ Self-Tuning Grey Predictor Fuzzy PID ถูกใช้เป็นตัวควบคุมแรงของระบบ รูปที่ 2.25 แสดงไดอะแกรมของชุดทดลองซึ่งประกอบไปด้วย ชุดสร้างอัตราการไหลที่ใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับชนิด AC Servo ขับปั๊มแบบหมุน 2 ทิศทาง วาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก วาล์วปลดความดัน กระบอกสูบทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดแรงจากการกดของกระบอกสูบซึ่งชุดทดลองนี้จะมีระบบจำลองโหลดเหมือนการทำงานจริง ผลการทดลองตัวควบคุมแบบ Self-Tuning Grey Predictor Fuzzy PID ที่ปรับค่าเกณฑ์ให้ผลตอบสนองของแรงดีกว่าตัวควบคุมแบบพีไอดีที่มีค่าเกณฑ์ โดยเฉพาะขณะที่มีการรบกวนระบบด้วยสัญญาณเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรง ตัวควบคุมที่นำเสนอสามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของผลตอบสนองได้ เช่น ลดเวลาคงตัว และ ลดส่วนพุ่งเกิน (Overshoot) เป็นต้น



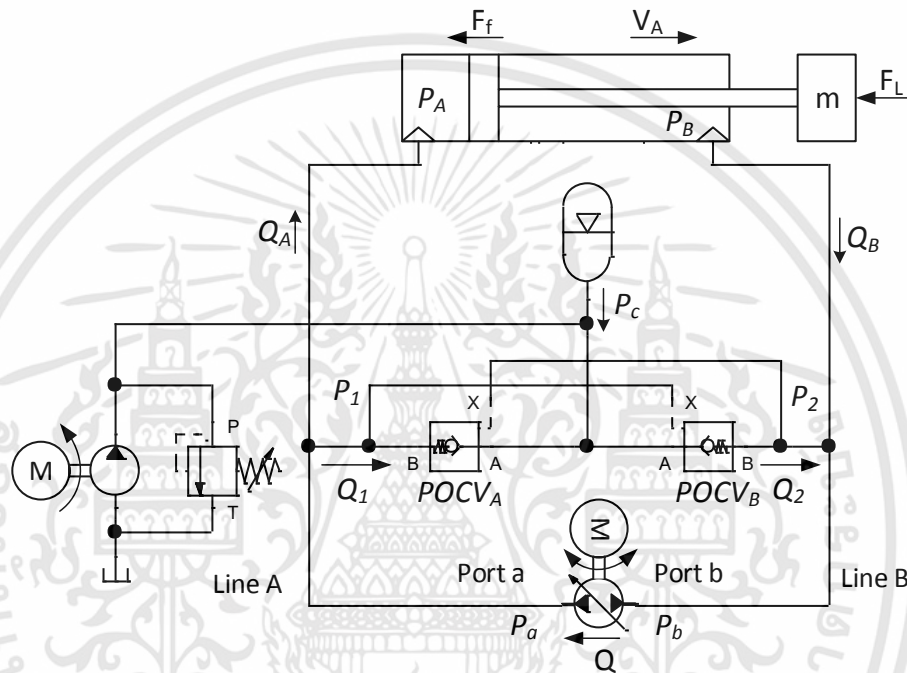
รูปที่ 2.25 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด [20]

Truong และ Ahn [21] ศึกษาการควบคุมแรงในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริดสำหรับเครื่องกัดเหมือนกับงานวิจัยที่ [20] แต่มีการใช้ตัวควบคุมที่แตกต่างกัน โดยการศึกษาในครั้งนี้ใช้ตัวควบคุมที่สามารถปรับค่าเกนแบบออนไลน์ด้วยการใช้ตัวควบคุมแบบฟuzzyไปปรับตัวควบคุมแบบพีไอดีและใช้การประมาณค่าด้วยตัวกรองสัญญาณแบบ Kalman (Online Smart Tuning Fuzzy PID Based on a Robust Extended Kalman Filter) รูปที่ 2.26 แสดงไดอะแกรมการทำงานของระบบ ซึ่งอุปกรณ์ทั้งหมดเหมือนกับ [20] ผลการทดลองการทำงานของระบบด้วยตัวควบคุมที่นำเสนอสามารถที่จะเพิ่มสมรรถนะของผลตอบสนองของระบบได้ เช่น สามารถลดเวลาคงตัว และสามารถลดส่วนพุ่งเกิน เป็นต้น



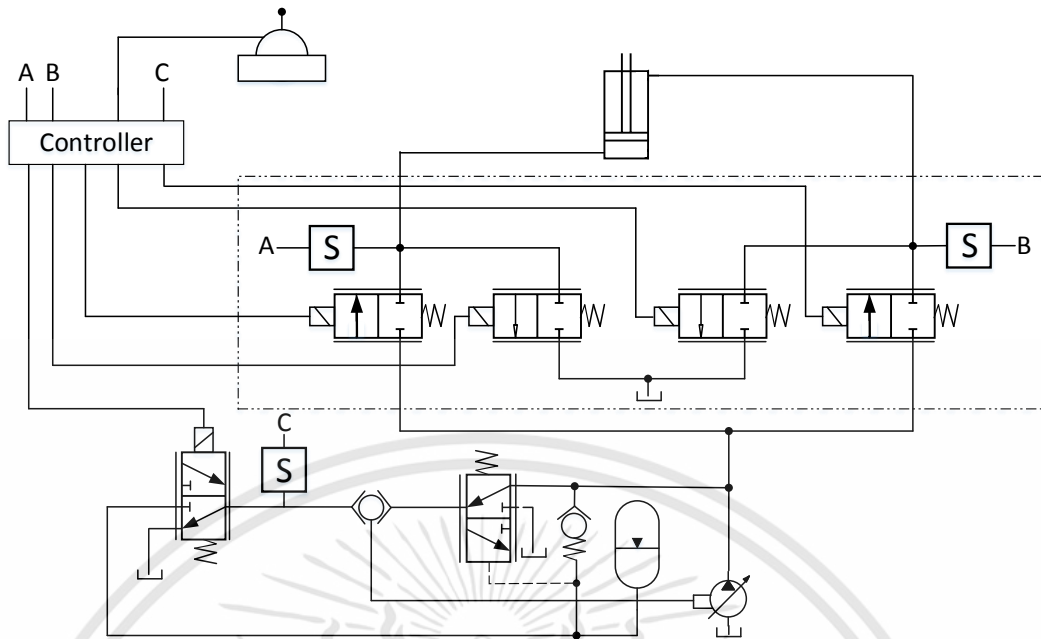


Imam และคณะ [23] ศึกษาระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม โดยใช้ปั๊มไฮดรอลิกที่สามารถหมุนได้สองทิศทางที่ขับโดยมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับแบบ AC Servo เหมือนกับ [20] แต่เพิ่มถังสะสมความดัน (Accumulator) และชุดปั๊มไฮดรอลิกสำรอง เพื่อชดเชยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบ รูปที่ 2.28 แสดงไดอะแกรมของระบบ ซึ่งประกอบไปด้วย ชุดสร้างอัตราการไหลที่ใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับชนิด AC Servo ขับปั๊มแบบหมุน 2 ทิศทาง ชุดสร้างอัตราการไหลสำรอง วาล์วกันกลับ ถึงสะสมความดัน ระบายออกสู่งานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจตำแหน่งการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ



รูปที่ 2.28 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแบบไฮบริด [23]

Mitchell [24] ได้จัดสิทธิบัตรสำหรับระบบควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกด้วยระบบ Load Sensing สำหรับการปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก รูปที่ 2.29 แสดงระบบควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกด้วยระบบ Load Sensing ซึ่งระบบที่ทำการจัดสิทธิบัตรประกอบไปด้วย ปั๊มไฮดรอลิกที่สามารถปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกได้ ชุดควบคุมการปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกของปั๊มไฮดรอลิก วาล์วควบคุมอัตราการไหลและทิศทางแบบ 2/2 ปกติปิดจำนวน 4 ตัว วาล์วแต่ละตัวถูกควบคุมให้ทำงานอิสระต่อกันเพื่อควบคุมการทำงานของระบบ อุปกรณ์ทำงานเป็นกระบอกสูบแบบทำงาน 2 ทิศทาง และชุดควบคุมการทำงานของระบบ มีระบบตรวจวัดความดันของระบบ 3 จุด คือความดันที่ระบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันของปั๊ม ความดันด้านหัวลูกสูบ และความดันด้านก้านสูบ เพื่อใช้ในการประมวลผลแล้วส่งสัญญาณควบคุมไปควบคุมวาล์วควบคุมอัตราการไหลน้ำมันไฮดรอลิก

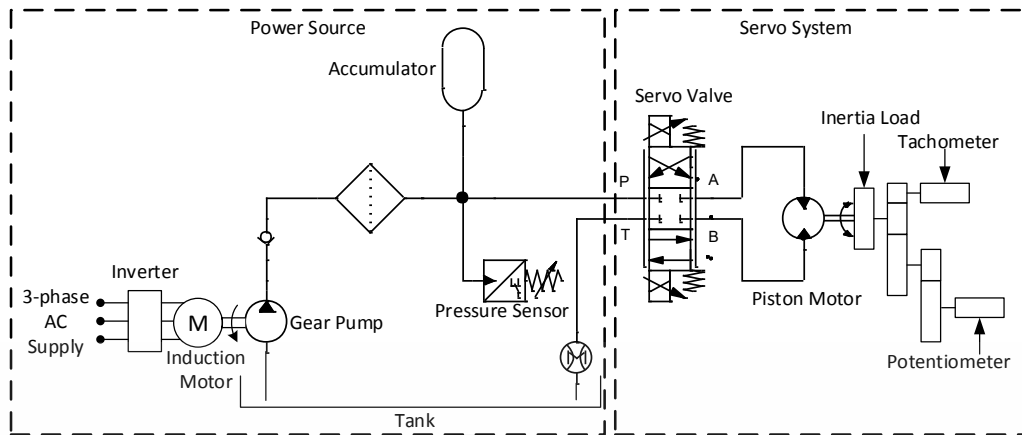


รูปที่ 2.29 แสดงไดอะแกรมระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกด้วยระบบ Load Sensing [24]

#### 2.2.4 ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่

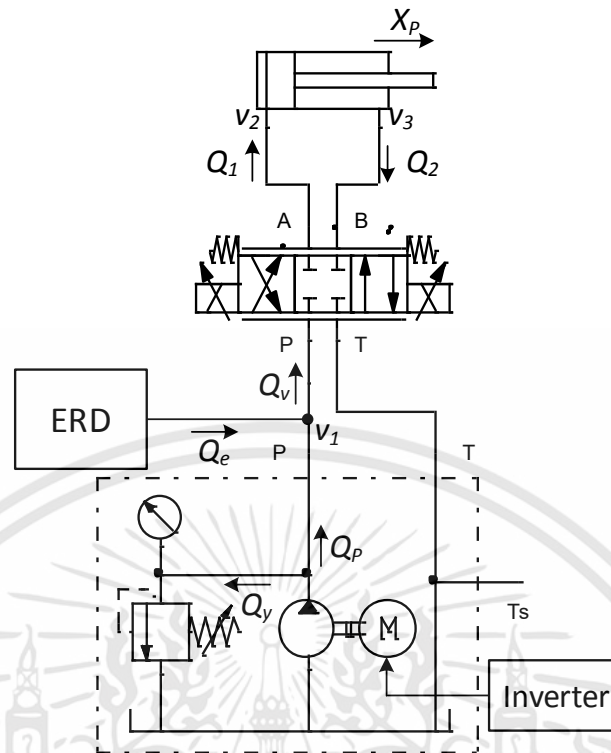
อุปสรรคของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันได้ (รูปที่ 2.21-2.24) หรือปั๊มแบบหมุนสองทิศทาง (รูปที่ 2.25-2.28) [17-23] คือเป็นระบบที่มีการต่อวงจรที่มีซับซ้อน อีกทั้งปั๊มที่ใช้ในระบบ (ปั๊มแบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันได้หรือปั๊มแบบหมุนสองทิศทาง) มีราคาต้นทุนที่สูงมากเมื่อเปรียบเทียบกับปั๊มแบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันไม่ได้ ดังนั้นการที่จะลดอุปสรรคในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่กล่าวมาแล้วข้างต้น งานวิจัยหลายงานได้ประยุกต์ใช้ปั๊มแบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่ที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าที่สามารถควบคุมความเร็วรอบได้ มาใช้ในการควบคุมอัตราการไหลของปั๊มได้ ซึ่งระบบนี้สามารถปรับอัตราการไหลจากปั๊มได้เหมือนกับระบบที่มีปั๊มที่แบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันได้ โดยระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่จึงมีการศึกษาและพัฒนาโดยนักวิจัยดังต่อไปนี้ [25-30].

Nakano และ Tanaka [25-26] ได้ทำการทดลองควบคุมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกด้วยการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊มแบบปรับปริมาณการจ่ายน้ำมันคงที่ เพื่อควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก และใช้เซอร์โววาล์วในการควบคุมทิศทางและอัตราการไหลไหลร่วมด้วย เพื่อควบคุมตำแหน่งและความเร็วของระบบ ผลการทดลองแสดงว่าระบบมีการประหยัดพลังงานประมาณ 56 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเทียบกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วทั่วไป โดยไดอะแกรมของระบบแสดงในรูปที่ 2.30 ประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลังที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า ถึงสะสมความดันเพื่อชดเชยความดันในระบบ วาล์วควบคุมอัตราการไหลมอเตอร์ไฮดรอลิก และอุปกรณ์ตรวจวัดตำแหน่งและความเร็วในการเคลื่อนที่ของมอเตอร์



รูปที่ 2.30 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วรอบของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [25]

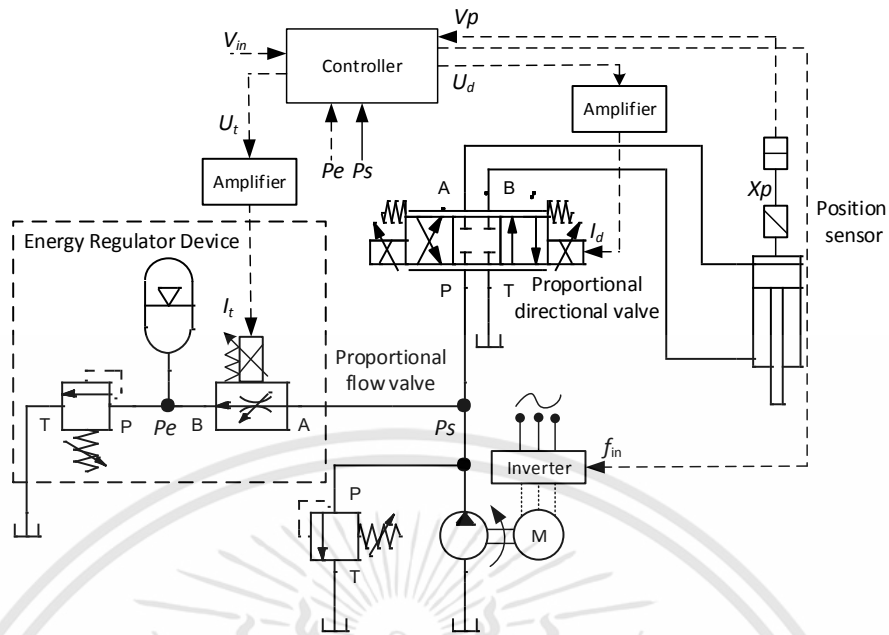
Haikuo และคณะ [27] เสนอการควบคุมตำแหน่งการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปริมาตรคงที่ โดยใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหลร่วมกับระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจากปั๊มแบบปริมาตรคงที่ อัตราการไหลที่สร้างจากปั๊มไฮดรอลิกจะถูกควบคุมด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ควบคุมผ่านอินเวอร์เตอร์ นอกจากนี้ยังมีระบบชดเชยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบด้วยการใช้ถังสะสมความดัน (Accumulator) โดยระบบชดเชยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกควบคุมการทำงานด้วยวาล์วปลดความดัน รูปที่ 2.31 แสดงไดอะแกรมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มไฮดรอลิกแบบที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังสร้างอัตราการไหลที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า ถังสะสมความดันเพื่อชดเชยความดันในระบบ วาล์วควบคุมอัตราการไหล กระบอกลูกสูบทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดระยะการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบ



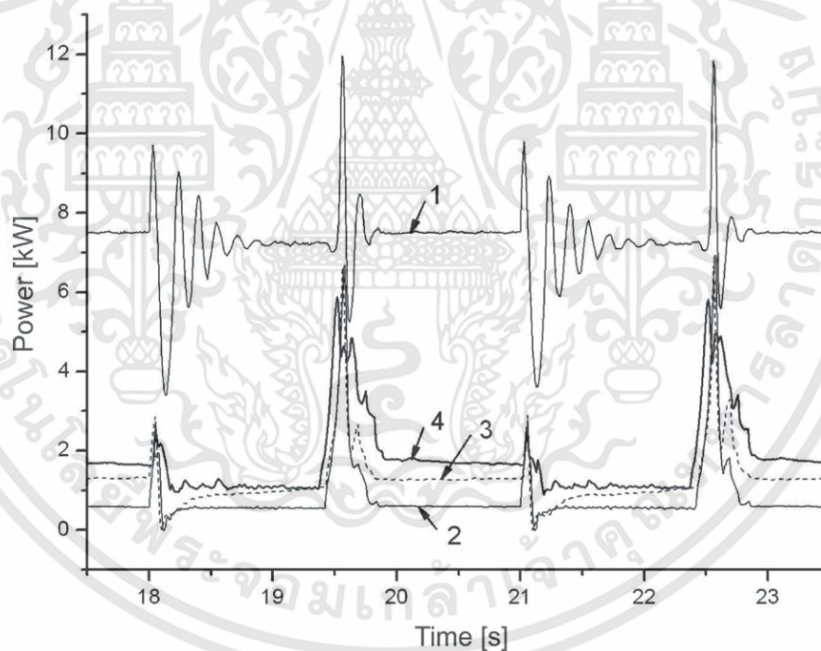
รูปที่ 2.31 แสดงไดอะแกรมการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [27]

Xu และคณะ [28] เสนอระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบปริมาตร การจ่ายคงที่ เหมือนกับ [27] แตกต่างกันตรงการศึกษาประยุกต์ใช้ในการควบคุมผลตอบสนอง ความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบของระบบ รูปที่ 2.32 แสดงไดอะแกรมของระบบซึ่งอุปกรณ์ ทั้งหมดเหมือนกับ [27] รูปที่ 2.33 แสดงการใช้พลังงานไฟฟ้าในระบบที่ทำการศึกษา โดยเส้น 1 คือ การสลับเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว เส้นที่ 2-4 คือการสลับเปลี่ยน พลังงานสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในแต่ละกรณี การสลับเปลี่ยนกำลังไฟฟ้าของระบบ ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่าน้อยกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ประมาณ 3 เท่า





รูปที่ 2.32 แสดงไดอะแกรมการควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [28]

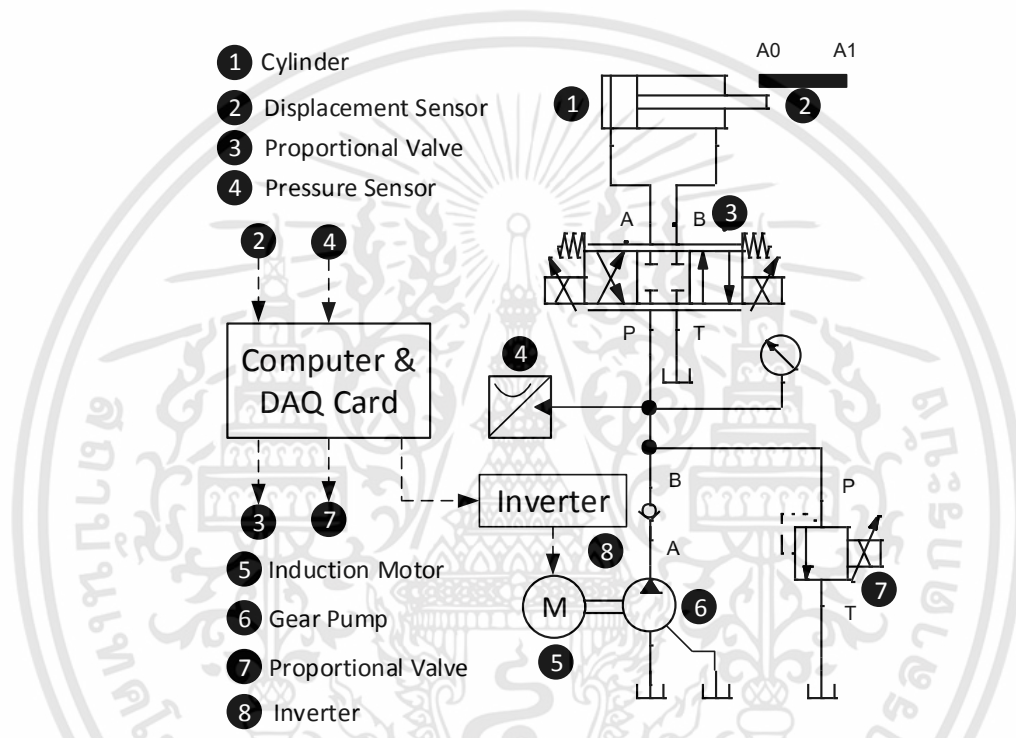


รูปที่ 2.33 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้า [28]

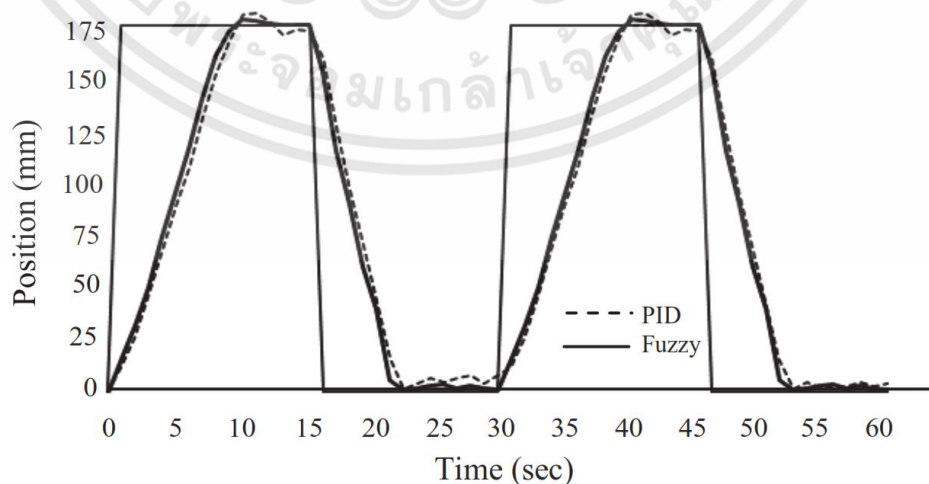
Pratumsuwan และ Junchangpood [29] ได้ศึกษาระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มและวาล์วควบคุมอัตราการไหลคู่กัน เพื่อลดการสูญเสียพลังงานในระบบ โดยมีการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มและวาล์วแบบพรอพเพอร์ชันนัล และควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลกลับด้วยวาล์วปลดความดันแบบพรอพเพอร์ชันนัล รูปที่ 2.34 แสดงไดอะแกรมและอุปกรณ์การทำงานทั้งหมด ประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังที่ควบคุมอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ วาล์วควบคุมอัตราการไหล วาล์วปลดความดัน ระบายกลับไฮดรอลิกทำงานแบบสองทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดตำแหน่งการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบพร้อมคอมพิวเตอร์ควบคุม รูปที่ 2.35 แสดงผลตอบสนองของตำแหน่งที่ติดตามสัญญาณอ้างอิงแบบสี่เหลี่ยมของระบบที่ทำการศึกษา การควบคุมแบบฟัซซี่มีผลตอบสนองที่ดีกว่าการควบคุมแบบพีไอดี และรูปที่ 2.36 แสดงการใช้กำลังไฟระหว่างระบบควบคุมแบบต่างๆไป กับระบบควบคุมที่ทำการศึกษาในครั้งนี้ ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีการใช้กำลังไฟฟ้าน้อยกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วประมาณ 2 เท่า หรือ 100 เปอร์เซ็นต์

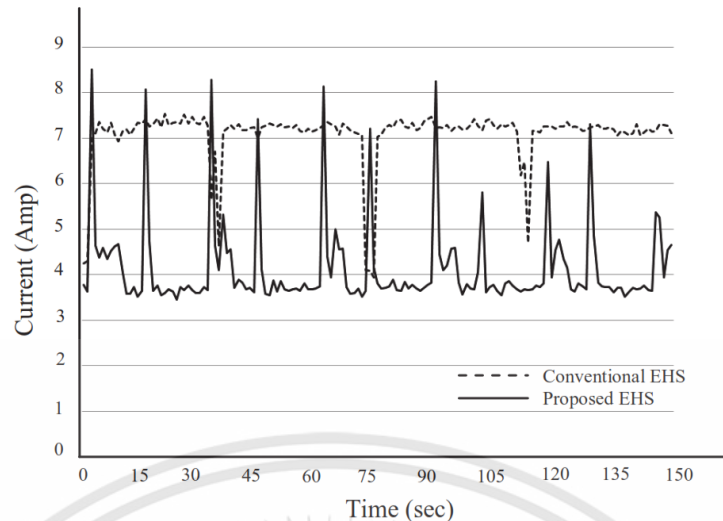


รูปที่ 2.34 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแรงของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [29]



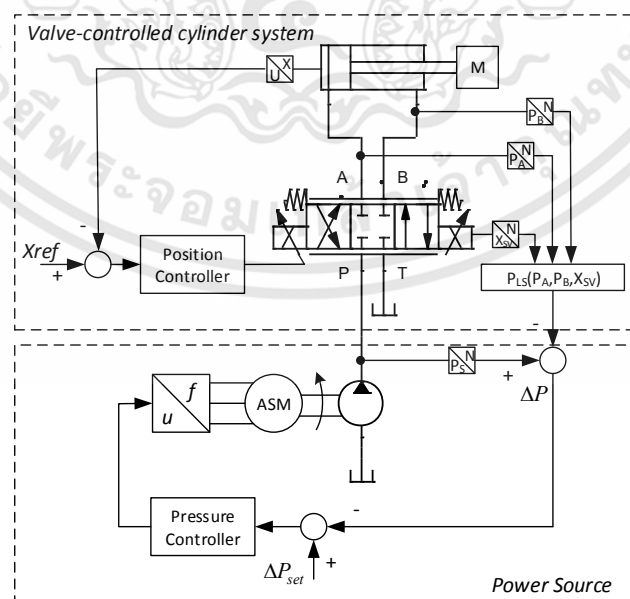
รูปที่ 2.35 แสดงผลตอบสนองของตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [29]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.36 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้าของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [29]

Seung และ Noskievic [30] ศึกษาการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและปั๊มควบคู่กัน การควบคุมแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนการควบคุมตำแหน่งและส่วนการควบคุมความดัน สำหรับการควบคุมตำแหน่งจะควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยวาล์วควบคุมอัตราการไหล สำหรับการควบคุมความดันจะทำการตรวจวัดความดันของไหลแล้วนำมาเปรียบเทียบกับความดันปั๊ม เพื่อควบคุมการทำงานของมอเตอร์ให้มีความดันแตกต่างตามที่กำหนด เพื่อลดการสูญเสียพลังงานในระบบ รูปที่ 2.37 แสดงวงจรของระบบที่ประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า วาล์วควบคุมอัตราการไหล กระบอกสูบทำงานแบบสองทิศทาง อุปกรณ์ตรวจวัดตำแหน่งการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบและอุปกรณ์ตรวจวัดความดันปั๊ม ความดันด้านหัวลูกสูบและความดันด้านก้านสูบ



รูปที่ 2.37 แสดงไดอะแกรมการควบคุมตำแหน่งของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก [30]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากงานวิจัยที่ได้กล่าวมาข้างต้นเกี่ยวกับการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกมีด้วยกัน 3 แบบคือ

1. ระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยวาล์วควบคุมอัตราการไหล โดยทั่วไปจะใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแบบพรอพอชันนัล (Proportional Valve) หรือเซอร์โววาล์ว (Servo Valve) จุดเด่นของระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยวาล์วคือผลตอบสนองของระบบมีความแม่นยำสูง แต่ในทางกลับกันพลังงานที่สูญเสียไปกับความดันและอัตราการไหลก็มากตามไปด้วย เพราะระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยวาล์ว บั๊มไฮดรอลิกจะสร้างอัตราการไหลสูงสุดตลอดเวลาตามการขับของต้นกำลัง น้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกมาจากบั๊มไม่ได้ไหลไปที่อุปกรณ์ทำงานทั้งหมด มีส่วนหนึ่งต้องไหลกลับถึงผ่านวาล์วปลดความดัน ทำให้ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีการสูญเสียพลังงานส่วนนี้ไป และสุดท้ายยังทำให้ต้องสูญเสียกำลังไฟฟ้าจากพลังงานที่สูญเสียไป

2. ระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยบั๊มไฮดรอลิกที่สามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกได้ จุดเด่นของระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยบั๊มไฮดรอลิกที่สามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกได้คือบั๊มไฮดรอลิกสามารถที่จะปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกได้ตามสภาวะโหลดจริง ทำให้ลดการสูญเสียพลังงานด้านอัตราการไหล แต่อย่างไรก็ตามระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยบั๊มไฮดรอลิกที่สามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกได้ในการควบคุมการปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันระบบยังมีความซับซ้อน และมีราคาค่อนข้างสูง

3. ระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยบั๊มไฮดรอลิกที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกคงที่ที่ควบคุมด้วยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าผ่านอินเวอร์เตอร์ จุดเด่นของควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยบั๊มไฮดรอลิกที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันไฮดรอลิกโดยการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับบั๊มผ่านอินเวอร์เตอร์คือมีการลดการสูญเสียพลังงานจากความดันและอัตราการไหล เพราะอัตราการไหลที่สร้างจากบั๊มไฮดรอลิกจะมีการแปรผันตามโหลดจริง และกำลังไฟฟ้าที่สูญเสียไปก็ลดลง เนื่องจากมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับบั๊มไฮดรอลิกจะไม่หมุนที่ความเร็วรอบสูงสุดตลอดเวลา แต่อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพของผลตอบสนองของระบบยังน้อยกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลที่กล่าวมาข้างต้น

สำหรับงานวิจัยนี้จะศึกษาระบบควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยบั๊มที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ร่วมกับการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับบั๊มไฮดรอลิก ซึ่งงานวิจัยนี้จะใช้วาล์วควบคุมทิศทาง (Directional Control Valve) เพื่อควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเพียงอย่างเดียว ส่วนอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกควบคุมโดยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับบั๊มไฮดรอลิก ที่ถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ผ่านคอมพิวเตอรืควบคุม



## 2.3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

### 2.3.1 อัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิก (Pump Flow Rate)

อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจะถูกสร้างจากปั๊มไฮดรอลิกที่ขับเคลื่อนด้วยชุดต้นกำลัง เช่น ชุดต้นกำลังมอเตอร์ไฟฟ้า หรือชุดต้นกำลังเครื่องยนต์ เป็นต้น ในงานวิจัยนี้อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากปั๊มจะถูกพิจารณาที่สภาวะคงตัว (Steady State) ซึ่งสามารถแสดงโดยสมการที่ (2.1)

$$Q_p = \omega_p N \eta_p \quad (2.1)$$

โดยที่  $Q_p$  คืออัตราการไหลที่สร้างจากปั๊มไฮดรอลิก ( $m^3/s$ )

$\omega_p$  คือปริมาตรการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก (cc/rev)

$N$  คือความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (rev/min)

$\eta_p$  คือประสิทธิภาพของปั๊มไฮดรอลิก

### 2.3.2 สมการไหลผ่านออร์ฟิส (Orifice Flow Equation)

การไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านวาล์วต่างๆ เช่น วาล์วควบคุมอัตราการไหลและควบคุมทิศทาง และวาล์วปลดความดัน สามารถที่จะใช้สมการการไหลผ่านออร์ฟิส (Orifice) อธิบายการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกได้ [29-30] โดยสมการการไหลผ่านออร์ฟิสสามารถอธิบายดังสมการที่ (2.2)

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \quad (2.2)$$

โดยที่  $Q$  คืออัตราการไหลที่ไหลผ่านออร์ฟิส ( $m^3/s$ )

$C_d$  คือสัมประสิทธิ์การจ่ายของออร์ฟิส

$A$  คือพื้นที่หน้าตัดของออร์ฟิส ( $m^2$ )

$\rho$  คือความหนาแน่นของของไหล ( $kg/m^3$ )

$\Delta P$  คือความดันแตกต่างระหว่างทางเข้าและทางออก ( $N/m^2$ )

### 2.3.3 ความหนาแน่นของน้ำมันไฮดรอลิก (Density of Hydraulic Oil)

ความหนาแน่นของน้ำมันไฮดรอลิกคือมวลของน้ำมันไฮดรอลิกต่อปริมาตรของของน้ำมันไฮดรอลิก ในงานวิจัยนี้ค่าความหนาแน่นของน้ำมันไฮดรอลิกจะสมมุติฐานให้มีค่าคงที่โดยไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิหรือความดันที่สภาวะการทำงาน [31-32] ดังนั้นสมการความหนาแน่นของน้ำมันไฮดรอลิกสามารถแสดงดังสมการที่ (2.3)

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.3)$$

โดยที่  $\rho$  คือความหนาแน่นของของไหล ( $\text{kg/m}^3$ )

$m$  คือมวลของของไหล (kg)

$V$  คือปริมาตรของของไหล ( $\text{m}^3$ )

### 2.3.4 บัคมอดูลัส (Bulk Modulus)

ค่าบัคมอดูลัสนิยามเป็นอัตราส่วนของการเปลี่ยนความดันที่อุณหภูมิคงที่ต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาตร ค่าบัคมอดูลัสเปลี่ยนแปลงตามความดันของของไหล อุณหภูมิ ความแข็งแรงของภาชนะที่บรรจุ และท่อ คุณสมบัตินี้มีความสำคัญในการหาสมการของระบบไฮดรอลิก ในการทดลองจะกำหนดให้ภาชนะบรรจุและผลกระทบของอุณหภูมิไม่นำมาพิจารณา ค่าบัคมอดูลัสของของไหลสามารถอธิบายโดยสมการ (2.4)

$$\beta = -V \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2.4)$$

โดยที่  $\beta$  คือบัคมอดูลัสของของไหล ( $\text{N/m}^2$ )

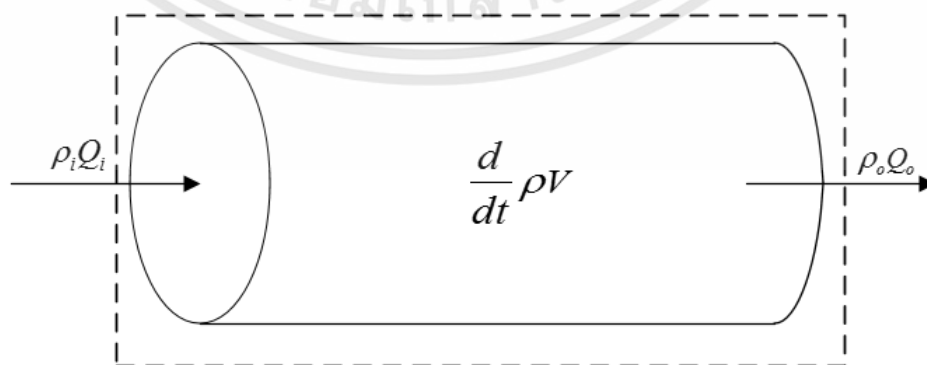
$\Delta P$  คือการเปลี่ยนแปลงความดัน ( $\text{N/m}^2$ )

$\Delta V$  คือการเปลี่ยนแปลงปริมาตร ( $\text{m}^3$ )

$V$  คือปริมาตรเริ่มต้น ( $\text{m}^3$ )

### 2.3.5 สมการการไหลอย่างต่อเนื่อง (Flow Continuity Equation)

สมการการไหลอย่างต่อเนื่องเป็นการพิจารณาอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลเข้าและออก จากปริมาตรควบคุม และอัตราการเปลี่ยนแปลงของมวลของของไหลในปริมาตรควบคุม ดังแสดงในรูปที่ 2.38



รูปที่ 2.38 แสดงการไหลทั่วไปของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 2.38 สามารถแสดงอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลที่ไหลผ่านท่อทางการไหลเข้า และไหลออก ดังสมการที่ (2.5)

$$\rho_i Q_i - \rho_o Q_o = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (2.5)$$

โดยที่  $Q_i$  คืออัตราการไหลของของไหลที่ทางเข้า ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$Q_o$  คืออัตราการไหลของของไหลที่ทางออก ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

ถ้าความหนาแน่นเฉลี่ยของของไหลสมมุติให้มีค่าเท่ากันตลอดการไหล ดังนั้นจากสมการที่ (2.5) สามารถเขียนได้เป็นสมการที่ (2.6)

$$Q_i - Q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (2.6)$$

ใช้สมการของค่าบีโคมอดูลัสจะได้ดังสมการที่ (2.7)

$$\frac{d\rho}{\rho} = \beta_e \frac{dP}{dt} \quad (2.7)$$

สามารถรวมสมการ (2.6) และ (2.7) เพื่อจะได้สมการการไหลแบบต่อเนื่อง ดังแสดงในสมการที่ (3.8)

$$Q_i - Q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP}{dt} \quad (2.8)$$

จากสมการที่ (2.8) เทอมแรกของสมการทางด้านขวา ( $dv/dt$ ) เป็นสมการเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงปริมาตร (Boundary Deformation) และเทอมที่สอง ( $dp/dt$ ) เป็นสมการการเปลี่ยนแปลงเนื่องจากการอัดตัวของของไหล (Fluid Compressibility)

### 2.3.6 กฎข้อที่สองของนิวตัน (Newton's Second Law)

กฎข้อที่สองของนิวตันถูกใช้ในการหาสมการการเคลื่อนที่ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก โดยใช้หลักการความเร่งของวัตถุจะแปรผันตรงกับผลรวมของแรงที่กระทำกับระบบ สำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกผลรวมของแรงที่กระทำกับระบบคือความดันระหว่างด้านหัวลูกสูบและด้านก้านสูบที่กระทำกับพื้นที่หน้าตัดของแต่ละด้านของลูกสูบ ซึ่งแสดงดังสมการที่ (2.9)

$$\Sigma \vec{F} = m\vec{a} \quad (2.9)$$

โดยที่  $\sum \vec{F}$  คือผลรวมของเวกเตอร์แรงที่กระทำกับระบบ (N)

$m$  คือมวลของระบบ (kg)

$\vec{a}$  คือเวกเตอร์ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ( $m/s^2$ )

## 2.4 ผลตอบสนองเชิงความถี่ (Frequency Response)

ผลตอบสนองเชิงความถี่เป็นการทดสอบหาผลตอบสนองเชิงความถี่ที่ระบบสามารถทำงานได้ ในการทดสอบจะใช้สัญญาณรบกวนเป็นสัญญาณกระตุ้นระบบ ผลตอบสนองเชิงความถี่สามารถคำนวณได้จากผลการทดลองภายใต้การควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิด สัญญาณกระตุ้นระบบที่ใช้ในการทดสอบสามารถใช้สัญญาณ Noise, White Noise, Gaussian Noise, Periodic Gaussian ได้เป็นต้น [33-34] สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว สัญญาณกระตุ้นถูกส่งไปที่วาล์วควบคุมอัตราการไหล และควบคุมทิศทางของน้ำมันไฮดรอลิก สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม สัญญาณกระตุ้นส่งไปที่อินเวอร์เตอร์ เพื่อควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ และส่งไปที่วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก

สำหรับการหาผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบทำโดยแปลง Discrete Fourier ของตัวอย่างข้อมูลระหว่างสัญญาณออกกับสัญญาณเข้าหรือฟังก์ชันถ่ายโอนเชิงความถี่ของระบบ โดยสามารถที่จะคำนวณได้จากสมการที่ (2.10)

$$G(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{U(j\omega)} \quad (2.10)$$

โดยที่  $Y(j\omega)$  คือสเปกตรัมของสัญญาณออก

$U(j\omega)$  คือสเปกตรัมของสัญญาณเข้า

จากสมการที่ (2.10) สัญญาณออกของระบบสำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ทำการศึกษาค้นคว้าในครั้งนี้คือความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบและสัญญาณเข้าในการทดสอบผลตอบสนองเชิงความถี่คือสัญญาณกระตุ้นประเภท Gaussian Noise สำหรับการหาค่าแบนด์วิดท์ของระบบสามารถทำได้โดยการนำผลการแปลง Discrete Fourier ระหว่างสัญญาณออกกับสัญญาณเข้า (สมการ (2.10)) มาคำนวณเพื่อวาดกราฟโบเด โดยค่าแบนด์วิดท์คือย่านความถี่ที่ระบบสามารถตอบสนองได้ตามสัญญาณเข้า สมการที่ใช้ในการคำนวณหาขนาดในการวาดกราฟโบเดแสดงดังสมการที่ (2.11)

$$|G(j\omega)|_{in\ dB} = 20 \log |G(j\omega)| \quad (2.11)$$

โดยที่  $|G(j\omega)|_{in\ dB}$  คือขนาดของระบบในหน่วยเดซิเบล

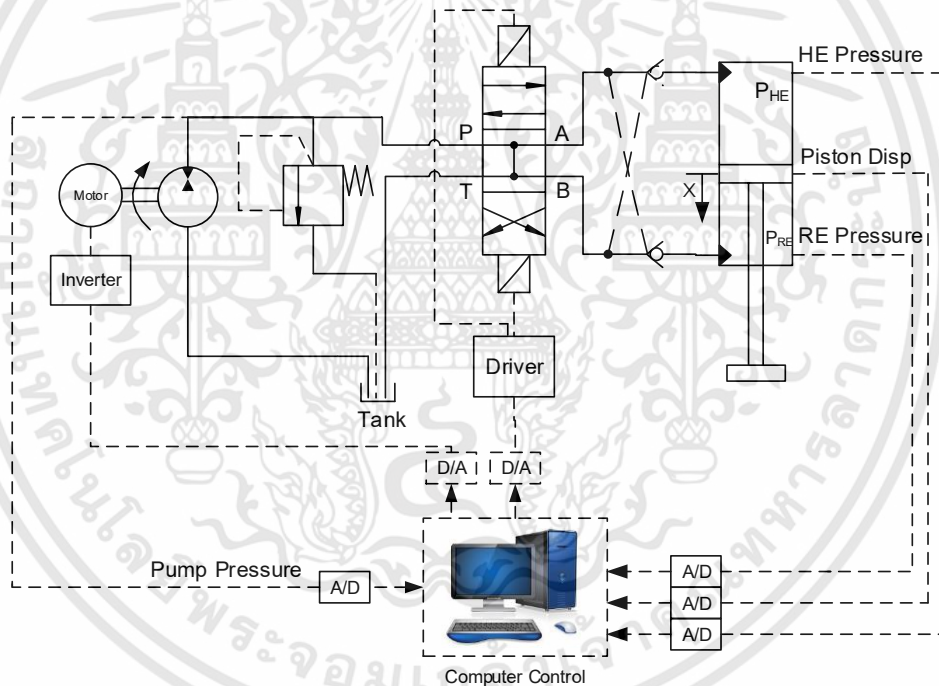


### บทที่ 3

## สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

บทนี้อธิบายสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าที่สามารถควบคุมความเร็วรอบได้ สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลน้ำมันไฮดรอลิกด้วยปั๊มสร้างมาจากกฎการเคลื่อนที่ข้อที่สองของนิวตัน สมการการเคลื่อนที่ของมอเตอร์ไฟฟ้า สมการไหลผ่านรูออริฟิส สมการการไหลแบบต่อเนื่อง และสมการของบัคคอมดูลัส ซึ่งรายละเอียดสามารถอธิบายได้ดังต่อไปนี้

### 3.1 อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม



รูปที่ 3.1 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

รูปที่ 3.1 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้ อุปกรณ์ของระบบประกอบไปด้วย

1. ชุดต้นกำลังที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ประกอบด้วย ปั๊มไฮดรอลิกชนิดเฟืองแบบปรับอัตราการไหลไม่ได้ มอเตอร์ไฟฟ้า อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าแบบอินเวอร์เตอร์ และวาล์วปลดความดัน อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่สร้างจากปั๊มไฮดรอลิก

ควบคุมโดยความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์ที่รับสัญญาณควบคุมจากคอมพิวเตอร์ควบคุม

2. วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแบบ 4/3 ปกติเปิด ในขณะที่สัญญาณควบคุมสั่งให้ลูกสูบหยุดการเคลื่อนที่ การเคลื่อนที่กลับของวาล์วจะเร็วกว่าปั๊มเนื่องจากมีความเฉื่อยที่น้อยกว่า และวาล์วจะเลื่อนปิดช่องน้ำมันก่อนปั๊มไฮดรอลิกจะหยุดหมุน ดังนั้นการเลือกวาล์วแบบตำแหน่งปกติเปิดทำให้น้ำมันสามารถไหลกลับถึงได้เมื่อระบบได้รับคำสั่งหยุดการเคลื่อนที่ เพื่อเป็นการป้องกันการเกิดช้อนน้ำ (Water Hammer หรือ Pressure Surge)

3. วาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก (Pilot Operated Check Valve) ติดตั้งทั้งสองด้านของกระบอกสูบ ถูกใช้ในการขวางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อป้องกันการเคลื่อนที่ลงอย่างฉับพลันของกระบอกสูบในสถานะที่ทิศทางของไหลและทิศทางเคลื่อนที่ในทิศทางเดียวกัน หรือที่เรียกว่า overrunning เพราะวาล์วควบคุมทิศทางที่ใช้ในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มไม่สามารถควบคุมอัตราการไหลได้เหมือนวาล์วแบบพรอพพอชันนัล

4. กระบอกสูบก้านเดียวแบบทำงานสองทิศทาง เป็นอุปกรณ์ทำงานของระบบ

5. อุปกรณ์ตรวจวัดตำแหน่งการเคลื่อนที่เข้า-ออกของกระบอกสูบ เพื่อใช้ในการคำนวณความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ

6. อุปกรณ์ตรวจวัดความดันปั๊ม ความดันด้านหัวลูกสูบ และความดันด้านก้านสูบ

7. คอมพิวเตอร์ควบคุมที่ทำหน้าที่ประมวลผล และรับ-ส่งสัญญาณจากอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบการทำงานของระบบจะเริ่มจากคอมพิวเตอร์ควบคุมจะส่งสัญญาณควบคุมออกไป 2 ส่วนคือ ส่วนที่ 1 ส่งสัญญาณควบคุมไปอินเวอร์เตอร์เพื่อควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ขับปั๊มไฮดรอลิกแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ ส่วนที่ 2 ส่งสัญญาณควบคุมไปที่วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเพื่อควบคุมทิศทางการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ น้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากวาล์วควบคุมจะไหลผ่านวาล์วกันกลับและไหลไปหากระบอกสูบ เพื่อทำให้กระบอกสูบเคลื่อนที่ตามทิศทางของของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลเข้า ระยะการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบถูกตรวจวัดมาเพื่อคำนวณหาความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบและถูกป้อนกลับเพื่อใช้ในการควบคุม ส่วนความดันปั๊มและความดันที่กระบอกสูบจะถูกตรวจวัดเพื่อแสดงผลเพียงอย่างเดียว

### 3.1.1 อัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิก

อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกทำงานได้ โดยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่สร้างจากปั๊มไฮดรอลิกสามารถแสดงโดยสมการที่ (2.1) โดยในการวิจัยในครั้งนี้ไม่ได้พิจารณาประสิทธิภาพและพลศาสตร์ของปั๊ม สมการอัตราการไหลของปั๊มไฮดรอลิกจึงแสดงได้ดังสมการที่ (3.1)

$$Q_p = \omega_p N \quad (3.1)$$

โดยที่  $Q_p$  คืออัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิก ( $m^3/s$ )

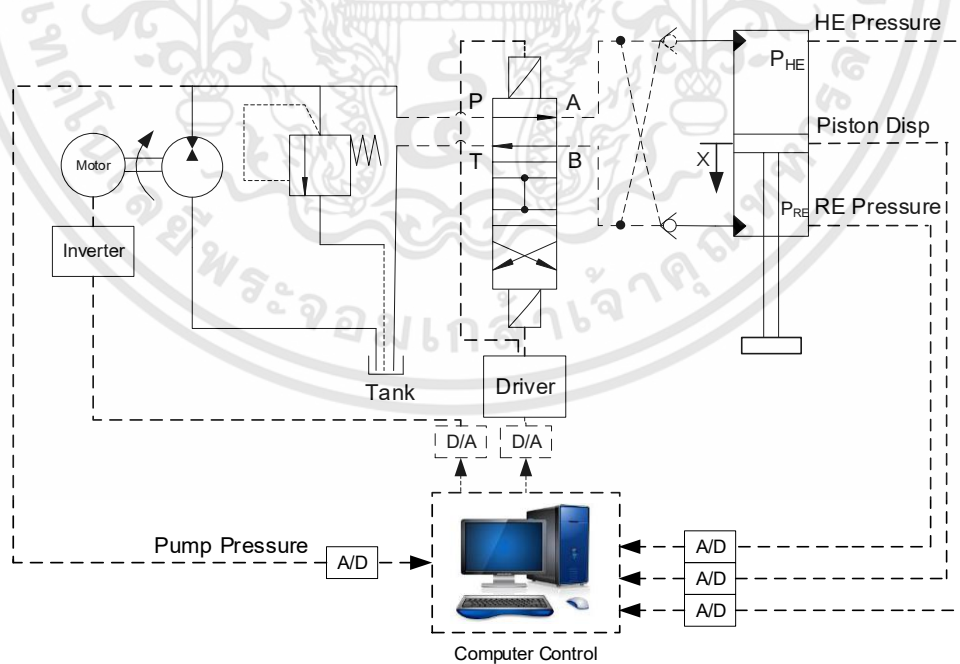
$\omega_p$  คือปริมาตรการจ่ายน้ำมันของปั๊มไฮดรอลิก (cc/rev)

$N$  คือความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก (rev/min)

### 3.1.2 อัตราการไหลผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก

อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกสามารถใช้สมการการไหลผ่านออร์ฟิส สมการการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกผ่านออร์ฟิสในการศึกษาในครั้งนี้จะไม่พิจารณาการสูญเสียอัตราการไหลในระบบ เช่น การสูญเสียหลัก (Major Loss) และการสูญเสียรอง (Minor Loss) โดยอัตราการไหลที่ไหลผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกสามารถแบ่งได้ 2 กรณีคือกรณีกระบอกสูบเลื่อนออก และกรณีกระบอกสูบเลื่อนเข้า รายละเอียดมีดังต่อไปนี้

**กรณีกระบอกสูบเลื่อนออก:** รูปที่ 3.2 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมด้วยปั๊มที่ใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ ในกรณีกระบอกสูบเลื่อนออกสัญญาณควบคุมจะส่งสัญญาณมาที่วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก ทำให้แกนวาล์ว (Spool Valve) เลื่อนต่อช่องน้ำมัน P กับ A ทำให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลจากปั๊มผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลผ่านช่องน้ำมัน PA ผ่านวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก ไปสู่ด้านหัวของกระบอกสูบ และน้ำมันไฮดรอลิกที่ด้านท้ายสูบจะไหลกลับผ่านวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก ผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลผ่านช่องน้ำมัน BT แล้วไหลกลับถึง



รูปที่ 3.2 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกขณะกระบอกสูบเลื่อนออก

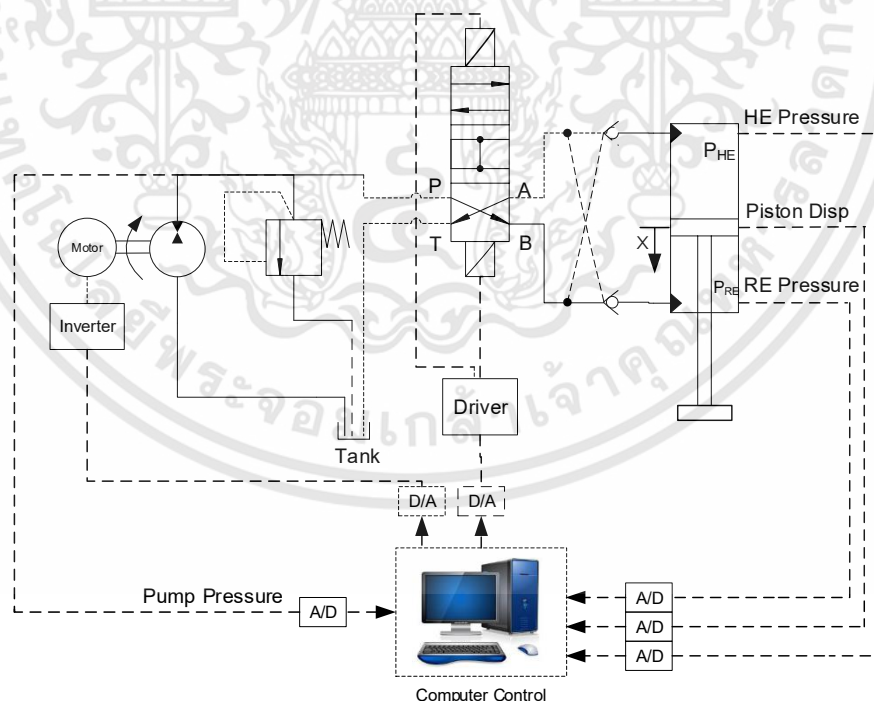
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.2 อัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิกไหลผ่านช่องทางน้ำมัน PA และอัตราการไหลช่องทางน้ำมัน BT จะไหลกลับถึง จากสมการการไหลผ่านออริฟิส (สมการที่ 2.2) สามารถแสดงอัตราการไหลผ่านช่องทางน้ำมัน PA และอัตราการไหลผ่านช่องทางน้ำมัน BT ดังสมการที่ (3.2) และ (3.3) ตามลำดับ

$$Q_{PAHE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA} \sqrt{P_P - P_{HE}} \quad (3.2)$$

$$Q_{BTRE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{BT} \sqrt{P_{RE} - P_T} \quad (3.3)$$

**กรณีระบบยกสูบเลื่อนเข้า:** รูปที่ 3.3 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมด้วยปั๊มในกรณีระบบยกสูบเลื่อนเข้า ในกรณีระบบยกสูบเลื่อนเข้าสัญญาณควบคุมจะส่งสัญญาณมาที่วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก ทำให้แกนวาล์ว (Spool Valve) เลื่อนต่อช่องทางน้ำมัน P กับ B ทำให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลจากปั๊มผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลผ่านช่องทางน้ำมัน PB ผ่านวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก ไปสู่ด้านก้านสูบของกระบอกสูบ และน้ำมันไฮดรอลิกที่ด้านหัวกระบอกสูบจะไหลกลับผ่านวาล์วกันแบบใช้สัญญาณภายนอก ผ่านวาล์วควบคุมทิศทางการไหลผ่านช่องทางน้ำมัน AT แล้วไหลกลับถึงพักน้ำมันไฮดรอลิก



รูปที่ 3.3 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกขณะกระบอกสูบเลื่อนเข้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



จากรูปที่ 3.3 อัตราการไหลจากปั๊มไฮดรอลิกไหลผ่านช่องทางน้ำมัน PB และอัตราการไหลช่องทางน้ำมัน AT จะไหลกลับถึง จากสมการการไหลผ่านออริฟิส (สมการที่ 3.2) สามารถแสดงอัตราการไหลผ่านช่องทางน้ำมัน PB และอัตราการไหลผ่านช่องทางน้ำมัน AT ดังสมการที่ (3.3) และ (3.4) ตามลำดับ

$$Q_{PBRE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PB} \sqrt{P_P - P_{RE}} \quad (3.3)$$

$$Q_{ATHE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{AT} \sqrt{P_{HE} - P_T} \quad (3.4)$$

โดยที่  $Q_{PAHE}$  คืออัตราการไหลจากปั๊มไปด้านหัวของกระบอบสูบ ( $m^3$ )

$Q_{BTRE}$  คืออัตราการไหลจากด้านก้านสูบกลับไปถ่วงน้ำมันไฮดรอลิก ( $m^3$ )

$Q_{PBRE}$  คืออัตราการไหลจากปั๊มไปด้านก้านสูบของกระบอบสูบ ( $m^3$ )

$Q_{ATHE}$  คืออัตราการไหลจากด้านหัวลูกสูบกลับสู่ถ่วงน้ำมันไฮดรอลิก ( $m^3$ )

$A_{PA}$  คือพื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน P ไปช่องน้ำมัน A ( $m^2$ )

$A_{BT}$  คือพื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน B ไปช่องน้ำมัน T ( $m^2$ )

$A_{PB}$  คือพื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน P ไปช่องน้ำมัน B ( $m^2$ )

$A_{AT}$  คือพื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน A ไปช่องน้ำมัน T ( $m^2$ )

$P_P$  คือความดันปั๊ม ( $N/m^2$ )

$P_{HE}$  คือความดันด้านหัวกระบอบสูบ ( $N/m^2$ )

$P_{RE}$  คือความดันด้านก้านสูบ ( $N/m^2$ )

$P_T$  คือความดันที่ถ่วงน้ำมันไฮดรอลิก ( $N/m^2$ )

### 3.1.3 อัตราการไหลผ่านวาล์วปลดความดัน

อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจากปั๊มไฮดรอลิกที่ไหลกลับสู่ถ่วงน้ำมันไฮดรอลิกผ่านวาล์วปลดความดัน สามารถใช้สมการการไหลผ่านออริฟิสเหมือนกับสมการที่ไหลผ่านออริฟิสของวาล์วควบคุมทิศทาง ซึ่งมีการเปิดหรือปิดวาล์วตามความสัมพันธ์ระหว่างความดันปั๊มและความดันที่กำหนดไว้ในตามสมการที่ (3.5) และ (3.6)

$$Q_{PT} = 0 \quad \text{โดยที่ } P_P < P_{Cr} \quad (3.5)$$

$$Q_{PT} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT} \sqrt{P_P - P_T} \quad \text{โดยที่ } P_P > P_{Cr} \quad (3.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่  $Q_{PT}$  คืออัตราการไหลจากปั๊มกลับถึงน้ำมันไฮดรอลิก ( $m^3$ )

$P_{cr}$  คือความดันที่กำหนดของวาล์วปลดความดัน ( $N/m^2$ )

$A_{PT}$  คือพื้นที่การเปิดของวาล์วที่ช่องน้ำมัน P ไปช่องน้ำมัน T ( $m^2$ )

จากสมการ (3.5) และ (3.6) ในกรณีที่ความดันของปั๊มน้อยกว่าความดันของวาล์วปลดความดัน วาล์วปลดความดันจะปิด (สมการที่ (3.5)) น้ำมันไฮดรอลิกจึงไม่สามารถไหลผ่านวาล์วได้ เมื่อความดันของปั๊มมีค่ามากกว่าความดันของวาล์วปลดความดัน วาล์วปลดความดันจะเปิด (สมการที่ 3.6) ทำให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลผ่านวาล์วปลดความดันและไหลกลับถึงน้ำมันไฮดรอลิกได้

ความดันที่เปลี่ยนแปลงขณะที่ปั๊มจ่ายน้ำมันออกและในกระบอกสูบเนื่องจากการอัดตัวของน้ำมันไฮดรอลิกสามารถอธิบายโดยสมการการไหลอย่างต่อเนื่อง (สมการที่ (3.7) ถึง (3.12)) โดยแบ่งออกได้ 2 กรณีคือ กรณีกระบอกสูบเลื่อนออก และกรณีกระบอกสูบเลื่อนเข้า

กรณีกระบอกสูบเลื่อนออก:

$$Q_P = Q_{PAHE} + Q_{PT} + \frac{V_{hose}}{\beta} \dot{P}_P \quad (3.7)$$

$$Q_{PAHE} = A_{HE} \dot{x} + \frac{(V_{HE} + A_{HE}x)}{\beta} \dot{P}_{HE} \quad (3.8)$$

$$Q_{BTRE} = A_{RE} \dot{x} - \frac{(V_{RE} + A_{RE}(L_{stroke} - x))}{\beta} \dot{P}_{RE} \quad (3.9)$$

กรณีกระบอกสูบเลื่อนเข้า:

$$Q_P = Q_{PBRE} + Q_{PT} + \frac{V_{hose}}{\beta} \dot{P}_P \quad (3.10)$$

$$Q_{PBRE} = A_{RE} \dot{x} + \frac{(V_{RE} + A_{RE}x)}{\beta} \dot{P}_{RE} \quad (3.11)$$

$$Q_{ATBE} = A_{HE} \dot{x} - \frac{(V_{HE} + A_{HE}(L_{stroke} - x))}{\beta} \dot{P}_{HE} \quad (3.12)$$

โดยที่  $V_{hose}$  คือปริมาตรของน้ำมันในสายน้ำมันไฮดรอลิก ( $m^3$ )

$V_{HE}$  คือปริมาตรของน้ำมันไฮดรอลิกที่ด้านหัวของกระบอกสูบ ( $m^3$ )

$V_{RE}$  คือปริมาตรของน้ำมันไฮดรอลิกที่ด้านก้านสูบของกระบอกสูบ ( $m^3$ )

$L_{stroke}$  คือระยะชักของกระบอกสูบ (m)

$A_{HE}$  คือพื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบ ( $m^2$ )

$A_{RE}$  คือพื้นที่หน้าตัดของก้านสูบ ( $m^2$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2 สมการการเคลื่อนที่ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

สมการการเคลื่อนที่ของก้านสูบสามารถอธิบายโดยใช้กฎข้อสองของนิวตัน และในการวิจัยในครั้งนี้ตั้งสมมุติฐานว่าไม่มีแรงเสียดทานเกิดขึ้นภายในกระบอกสูบ ดังนั้นสมการการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบสามารถแสดงในสมการที่ (3.13)

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{piston}} (P_{HE} A_{HE} - P_{RE} A_{RE} - C\dot{x}) \quad (3.13)$$

โดยที่  $\ddot{x}$  คือความเร่งของกระบอกสูบ ( $m/s^2$ )

$m_{piston}$  คือน้ำหนักของกระบอกสูบ (kg)

$A_{HE}$  คือพื้นที่หน้าตัดด้านหัวของกระบอกสูบ ( $m^2$ )

$A_{RE}$  คือพื้นที่หน้าตัดด้านก้านสูบของกระบอกสูบ ( $m^2$ )

$C$  คือ damping viscosity (kg/s)

สมการทางคณิตศาสตร์ของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับสามารถแสดงในสมการเชิงอนุพันธ์อันดับหนึ่งได้ดังสมการที่ (3.14)

$$T_m \dot{N} + N = K_m f_{in} \quad (3.14)$$

โดยที่  $\dot{N}$  คือความเร่งของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ ( $rev/min^2$ )

$N$  คือความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ ( $rev/min$ )

$f_{in}$  คือความถี่ที่ป้อนเข้าสู่มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (Hz)

$T_m$  คือค่าคงที่ของเวลา (s)

$K_m$  คือค่าเกนคงที่ของระบบ

ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิกจะถูกตรวจวัดโดยเอนโค้ดเดอร์ที่ติดตั้งไว้ที่เพลลาขับ ผลตอบสนองความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับนำมาใช้ในการหาตัวแปรของสมการเชิงอนุพันธ์อันดับหนึ่งจากสมการ (3.14) โดยที่  $K_m = 29$  และ  $T_m = 0.2$  s แทนค่าตัวแปรในสมการเชิงอนุพันธ์อันดับหนึ่งจะได้ดังสมการที่ (3.15)

$$\dot{N} = -5N + 145 f_{in} \quad (3.15)$$

### 3.3 สมการปริภูมิสถานะของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

สมการที่ (3.1) ถึง (3.15) สามารถที่จะเขียนให้อยู่ในรูปของสมการปริภูมิสถานะ (State Space Equation) สามารถแสดงได้ดังสมการที่ (3.16) ถึง (3.27) ซึ่งสมการปริภูมิสถานะของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกสามารถแบ่งออกได้ 2 กรณีคือ กรณีกระบอกสูบเลื่อนออก และกรณีกระบอกสูบเลื่อนเข้า

#### 3.3.1 กรณีกระบอกสูบเลื่อนออก

รูปที่ 3.2 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มขณะกระบอกสูบเลื่อนออก วาล์วควบคุมทิศทางการไหลจะต่อช่องน้ำมัน P กับช่องน้ำมัน A สำหรับน้ำมันไปใช้งาน และต่อช่องน้ำมัน B กับช่องน้ำมัน T สำหรับน้ำมันไหลกลับถึง และสมการตัวแปรสถานะของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแสดงในสมการที่ (3.16) ถึง (3.21)

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.16)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_{piston}} (x_3 A_{HE} - x_4 A_{RE} - Cx_2) \quad (3.17)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{(V_{HE} + A_{HE}x_1)} \left( \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA} \sqrt{x_5 - x_3} - A_{HE}x_2 \right) \quad (3.18)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{(V_{RE} + A_{RE}(L_{stroke} - x_1))} \left( - \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{BT} \sqrt{x_4 - P_T} + A_{RE}x_2 \right) \quad (3.19)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta}{V_{hose}} \left( - \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT} \sqrt{x_5 - P_T} - \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA} \sqrt{x_5 - x_3} + \omega_p x_6 \right) \quad (3.20)$$

$$\dot{x}_6 = -5x_6 + 145f_{in} \quad (3.21)$$



### 3.3.2 กรณีกระบอกสูบเลื่อนเข้า

รูปที่ 3.3 แสดงไดอะแกรมระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มขณะกระบอกสูบเลื่อนเข้า วาล์วควบคุมทิศทางการไหลจะต่อช่องน้ำมัน P กับช่องน้ำมัน B สำหรับน้ำมันไปใช้งาน และต่อช่องน้ำมัน A กับช่องน้ำมัน T สำหรับน้ำมันไหลกลับ สำหรับสมการตัวแปรสถานะของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกแสดงในสมการที่ (3.22) ถึง (3.27)

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.22)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_{piston}} (x_3 A_{HE} - x_4 A_{RE} - Cx_2) \quad (3.23)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{(V_{HE} + A_{HE}x_1)} \left( \left( -C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{AT} \sqrt{x_3 - P_T} - A_{HE}x_2 \right) \quad (3.24)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{(V_{RE} + A_{RE}(L_{stroke} - x_1))} \left( \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PB} \sqrt{x_5 - x_4} + A_{RE}x_2 \right) \quad (3.25)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta}{V_{hose}} \left( - \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT} \sqrt{x_5 - P_T} - \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PB} \sqrt{x_5 - x_4} + \omega_p x_6 \right) \quad (3.26)$$

$$\dot{x}_6 = -5x_6 + 145f_{in} \quad (3.27)$$

โดยที่  $x_1 = x$ , คือระยะการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ (m)

$x_2 = \dot{x}$ , คือความเร็วของกระบอกสูบ (m/s)

$x_3 = P_{HE}$ , คือความดันด้านหัวของกระบอกสูบ ( $N/m^2$ )

$x_4 = P_{RE}$ , คือความดันด้านท้ายของกระบอกสูบ ( $N/m^2$ )

$x_5 = P_p$ , คือความดันปั๊ม ( $N/m^2$ )

$x_6 = N$ , คือความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (rev/min)

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆ ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ใช้ในการจำลองการทำงาน ของระบบด้วยคอมพิวเตอร์ตามสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบ ค่าคงที่ของตัวแปรทั้งหมดได้มาจาก ข้อมูลของบริษัทผู้ผลิตอุปกรณ์ จากการทดลองจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง และจากการตรวจวัดจาก อุปกรณ์จริง

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆ ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

Parameters	Value	Unit
Pump Volumetric Displacement	11	cc/rev
Cylinder Stroke	25	cm
Piston Diameter	40	mm
Rod Diameter	28	mm
Piston Mass	2	kg
Relief Valve Cracking Pressure	30	bar
Effective Bulk Modulus of Hydraulic Oil	700	MPa
Density of Hydraulic Oil	850	kg/m <sup>3</sup>
Damping Coefficient	500	kg/s
Orifice Discharge Coefficient	0.62	-
Initial Fluid Volume in Hydraulic Hose	1.28x10 <sup>-5</sup>	m <sup>3</sup>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

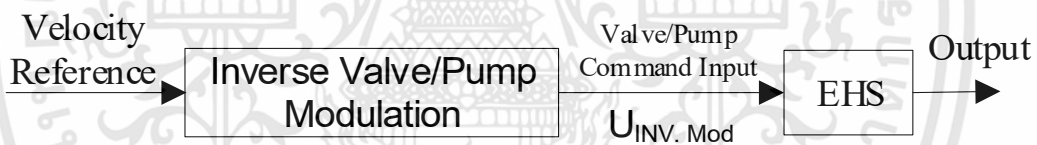
## บทที่ 4

### การออกแบบตัวควบคุม

สมรรถนะของการควบคุมคำสั่งความเร็วและการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มจะถูกทดสอบและเปรียบเทียบภายใต้การควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 4.1 การควบคุมแบบเปิด (Open Loop Control)

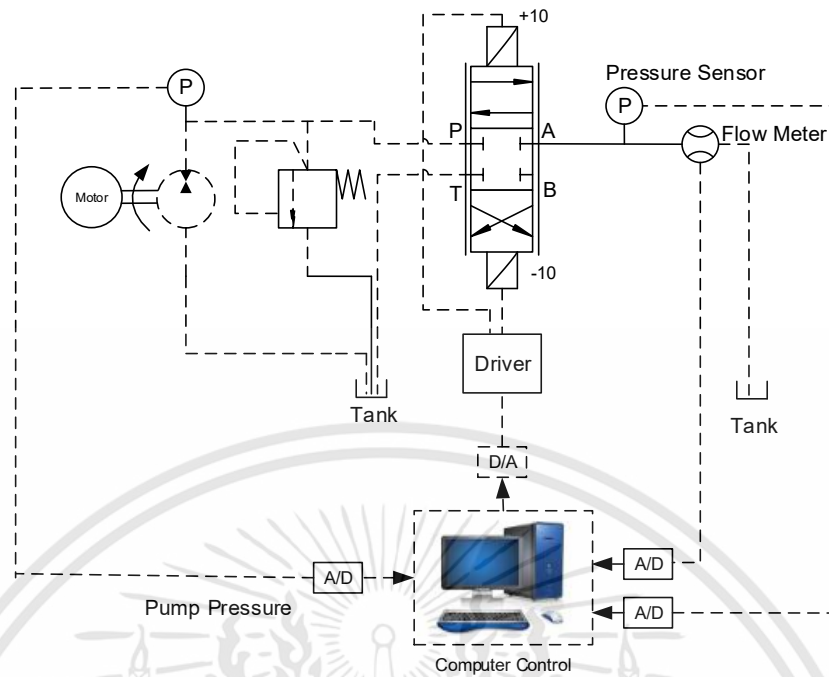
การควบคุมแบบเปิดที่ใช้ในการควบคุมความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ได้ศึกษาในครั้งนี้นี้ จะใช้วาล์วหรือปั๊มโมดูลेशनเป็นตัวสร้างคำสั่งควบคุม วาล์วหรือปั๊มโมดูลेशनทำหน้าที่เปลี่ยนสัญญาณคำสั่งความเร็ว (m/s) ให้เป็นสัญญาณคำสั่งควบคุมที่จะถูกส่งไปที่วาล์วควบคุม (ในระบบวาล์ว) หรือปั๊ม (ในระบบปั๊ม) โดยที่คำสั่งควบคุมที่จะถูกส่งไปที่วาล์วหรือปั๊มจะเป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้า (V) รูปที่ 4.1 แสดงไดอะแกรมสำหรับการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม  $U_{INV.Mod}$  คือสัญญาณควบคุมของวาล์วหรือปั๊มที่ได้จากการคำนวณส่วนกลับของวาล์วหรือปั๊มโมดูลेशन



รูปที่ 4.1 แสดงไดอะแกรมของการควบคุมแบบเปิด

##### 4.1.1 วาล์วโมดูลेशन (Valve Modulation)

วาล์วโมดูลेशनคือความสัมพันธ์ที่สภาวะคงตัว (Steady State) ระหว่างสัญญาณควบคุมวาล์วกับความเร็วของกระบอกลูกสูบที่เคลื่อนที่เข้า - ออก โดยเริ่มจากหาความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมที่ควบคุมวาล์วกับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากวาล์วที่ช่องน้ำมัน A และช่องน้ำมัน B จากนั้นนำอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแต่ละช่องน้ำมัน ไปหาความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมวาล์วกับความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบในแต่ละด้านของกระบอกลูกสูบ รูปที่ 4.1 แสดงไดอะแกรมการต่อวงจรในการหาความสัมพันธ์ ตารางที่ 4.1 และตารางที่ 4.2 แสดงอัตราการไหลและความเร็วของกระบอกลูกสูบด้วยระบบควบคุมอัตราการไหลวาล์วที่สัญญาณควบคุมด้านบวกและด้านลบ ตามลำดับ



รูปที่ 4.2 แสดงไดอะแกรมการทดลองหาวาล์วโมดูเลชั่น

รูปที่ 4.2 แสดงไดอะแกรมการทดลองหาวาล์วโมดูเลชั่น ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังไฮดรอลิก วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหล และคอมพิวเตอร์ควบคุม และส่วนตรวจวัดประกอบไปด้วย เซนเซอร์วัดอัตราการไหล เซนเซอร์วัดความดัน การทำงานของการทดลองหาวาล์วโมดูเลชั่นคอมพิวเตอร์ควบคุมส่งสัญญาณไปควบคุมการเคลื่อนที่ของก้านวาล์ว เพื่อเปิดพื้นที่ของวาล์วให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลผ่านได้ จากนั้นทำการวัดอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากวาล์วแต่ละช่องจ่ายน้ำมันที่สภาวะคงตัว และทำการวัดความดันป้อนและความดันด้านทางออกของวาล์ว โดยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านวาล์วควบคุมอัตราการไหลกับสัญญาณควบคุมจะนำไปใช้ในการหาวาล์วโมดูเลชั่น นอกจากนี้อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านวาล์วควบคุมอัตราการไหลและความดันแตกต่างที่วัดได้ยังถูกใช้ในการหาพื้นที่การเปิดของวาล์วจากสมการไหลผ่านออริฟิส (สมการที่ 2.2) โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การจ่ายของออริฟิส ( $C_d$ ) เท่ากับ 0.62

ตารางที่ 4.1 และ 4.2 แสดงอัตราการไหลและความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ตารางที่ 4.1 แสดงแรงดันไฟฟ้าด้านบวกที่จ่ายให้วาล์วควบคุมอัตราการไหลจาก 0 V และเพิ่มทีละ 1 V จนถึง 6 V และตารางที่ 4.2 แสดงแรงดันไฟฟ้าด้านลบที่จ่ายให้วาล์วควบคุมอัตราการไหลจาก 0 V และลดลงทีละ -1 V จนถึง -6 V เหมือนกับแรงดันไฟฟ้าด้านบวก ตารางที่ 4.1 และ 4.2 ยังได้แสดงค่าพื้นที่การเปิดของวาล์วของช่องน้ำมัน P-A และ P-B ที่ค่าแรงดันไฟฟ้าต่างๆ จากการคำนวณด้วยสมการการไหลผ่านออริฟิส ตามลำดับ



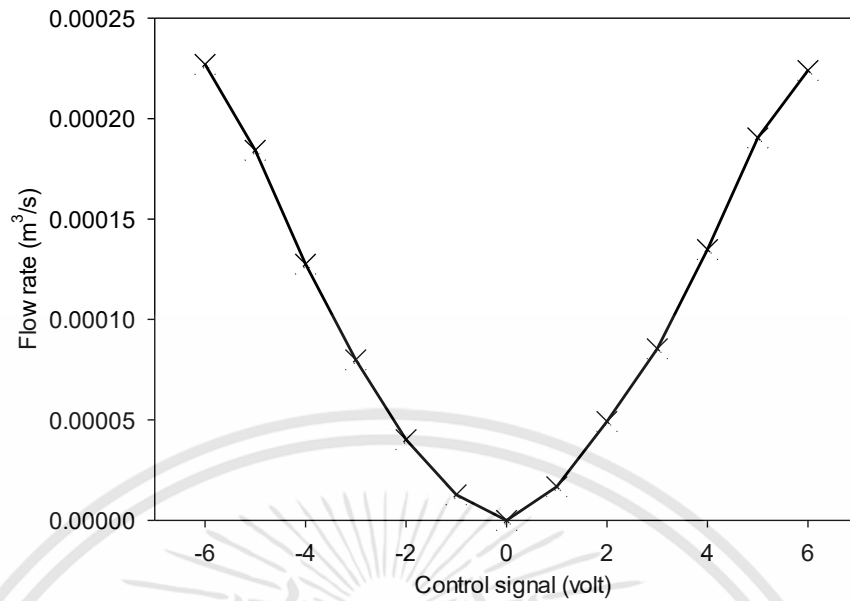
ตารางที่ 4.1 แสดงอัตราการไหล ความเร็วและพื้นที่เปิดของวาล์วในกรณีสัญญาณควบคุมด้านบวก

แรงดันไฟฟ้า (Voltage)	Port P - A		พื้นที่เปิดของวาล์ว (Port P-A Area) ( $\times 10^{-3} \text{ m}^2$ )
	อัตราการไหล ( $\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ )	ความเร็ว ( $\times 10^{-3} \text{ m/s}$ )	
0	0	0	0
1	0.017	13.5	0.0003
2	0.049	39.0	0.0010
3	0.085	67.7	0.0016
4	0.135	107.5	0.0028
5	0.190	151.3	0.0042
6	0.224	178.3	0.0058

ตารางที่ 4.2 แสดงอัตราการไหล ความเร็วและพื้นที่เปิดของวาล์วในกรณีสัญญาณควบคุมด้านลบ

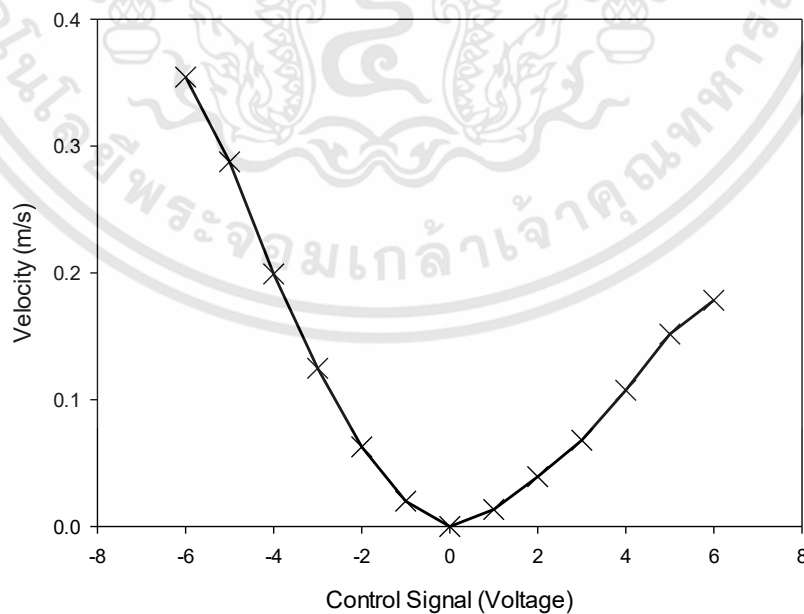
แรงดันไฟฟ้า (Voltage)	Port P - B		พื้นที่เปิดของวาล์ว (Port P-B Area) ( $\times 10^{-3} \text{ m}^2$ )
	อัตราการไหล ( $\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ )	ความเร็ว ( $\times 10^{-3} \text{ m/s}$ )	
0	0	0	0
-1	0.013	20.3	0.0002
-2	0.040	62.4	0.0007
-3	0.080	24.9	0.0015
-4	0.128	199.8	0.0025
-5	0.184	287.2	0.0040
-6	0.227	354.4	0.0054

รูปที่ 4.3 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมวาล์วกับอัตราการไหลของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว อัตราการไหลทั้งสองด้านของวาล์วมีค่าที่ค่อนข้างเท่ากัน ซึ่งเมื่อนำค่าจากตารางที่ 4.1 และ 4.2 มาวาดกราฟจะทำให้กราฟมีลักษณะสมมาตร โดยมีอัตราไหลของน้ำมันไฮดรอลิกสูงสุดประมาณ  $0.00023 \text{ m}^3/\text{s}$  ที่มีค่าเท่ากันทั้งสองด้าน



รูปที่ 4.3 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมวาล์วกับอัตราการไหล

รูปที่ 4.4 แสดงกราฟวาล์วโมดูละชั้นระหว่างสัญญาณควบคุมวาล์วกับความเร็วในการเคลื่อนที่เข้า - ออกของกระบอกสูบของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ความเร็วสองด้านของกระบอกสูบไม่เท่ากัน เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของสองด้านไม่เท่ากัน โดยที่ความเร็วขณะกระบอกสูบเคลื่อนเข้าเร็วกว่า เพราะมีขนาดพื้นที่หน้าตัดน้อยกว่า ความเร็วสูงสุดตอนที่กระบอกสูบเคลื่อนออกอยู่ที่ 0.18 m/s และความเร็วสูงสุดที่กระบอกสูบเคลื่อนเข้าอยู่ที่ 0.35 m/s

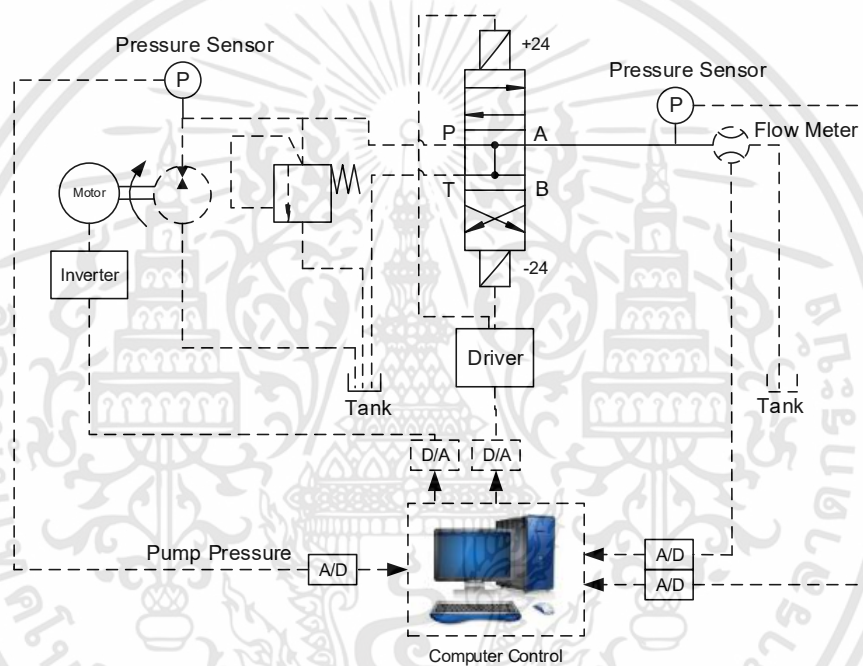


รูปที่ 4.4 แสดงกราฟวาล์วโมดูละชั้นระหว่างสัญญาณควบคุมกับความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 4.1.2 ป้อนโมดูลเลชัน (Pump Modulation)

ป้อนโมดูลเลชันคือความสัมพันธ์ที่สถานะคงตัวของสัญญาณควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากับความเร็วการเคลื่อนที่ของก้านสูบที่เคลื่อนที่เข้า – ออก โดยเริ่มจากการหาความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมที่ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากวาล์วที่ช่องน้ำมัน A และช่องน้ำมัน B ที่สถานะคงตัว จากนั้นอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกไปหาความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากับความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ โดยสัญญาณควบคุมถูกส่งไปที่อินเวอร์เตอร์เพื่อควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก รูปที่ 4.5 แสดงไดอะแกรมการต่อวงจรในการหาป้อนโมดูลเลชันของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม



รูปที่ 4.5 แสดงไดอะแกรมการทดลองหาป้อนโมดูลเลชัน

รูปที่ 4.5 แสดงไดอะแกรมการทดลองหาป้อนโมดูลเลชัน ซึ่งประกอบไปด้วยชุดต้นกำลังไฮดรอลิกที่สามารถควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ วาล์วควบคุมทิศทาง และคอมพิวเตอรืควบคุม และส่วนตรวจวัดประกอบไปด้วย เซนเซอร์วัดอัตราการไหล เซนเซอร์วัดความดัน การทำงานของการทดลองหาป้อนโมดูลเลชัน คอมพิวเตอรืควบคุมส่งสัญญาณไปควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าและควบคุมทิศทางของวาล์ว จากนั้นทำการวัดอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากวาล์วแต่ละช่องจ่ายน้ำมัน และทำการวัดความดันปั๊มและความดันด้านทางออกของวาล์วตามขนาดของสัญญาณควบคุม โดยอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านวาล์วควบคุมทิศทางกับสัญญาณควบคุมจะนำไปใช้ในการหาป้อนโมดูลเลชัน ส่วนอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านวาล์วควบคุมทิศทางและความดันแตกต่างที่วัดได้จะใช้ในการหาพื้นที่การเปิดของวาล์วจากสมการ

ไหลผ่านออริฟิส (สมการที่ 2.2) เพื่อใช้พื้นที่การเปิดของวาล์วในการจำลองการทำงานของระบบ ในการวัดอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่สร้างจากปั๊มจะตรวจวัดที่สภาวะคงตัว

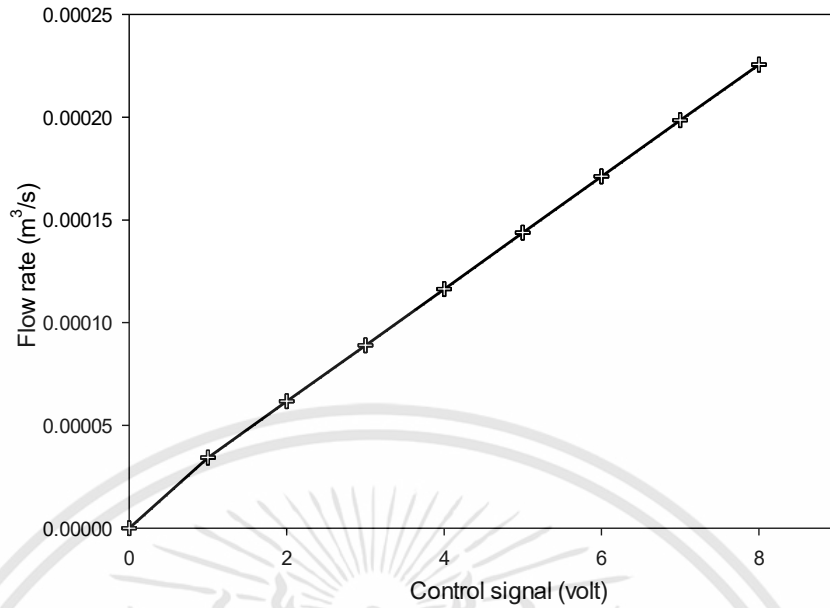
ตารางที่ 4.3 แสดงอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแต่ละรู้น้ำมันของวาล์วควบคุมทิศทางและความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สัญญาณควบคุมจาก 0 V ถึง 8 V โดยเพิ่มทีละ 1 V ตารางแสดงอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกขณะที่ปั๊มทำงานในแต่ละสัญญาณควบคุม และความเร็วขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่เข้า - ออกในแต่ละด้านของวาล์วควบคุมทิศทางเทียบกับสัญญาณควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ

ตารางที่ 4.3 แสดงอัตราการไหลและความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

แรงดันไฟฟ้า (Voltage)	Port P-A		Port P-B	
	อัตราการไหล ( $\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ )	ความเร็ว ( $\times 10^{-3} \text{ m/s}$ )	อัตราการไหล ( $\times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ )	ความเร็ว ( $\times 10^{-3} \text{ m/s}$ )
0	0	0	0	0
1	0.027	21.9	0.027	43.1
2	0.058	46.3	0.058	90.8
3	0.088	70.5	0.088	138.2
4	0.110	94.9	0.110	186.0
5	0.149	119.2	0.149	233.8
6	0.180	143.6	0.180	281.5
7	0.210	167.9	0.210	329.1
8	0.241	191.9	0.241	376.2

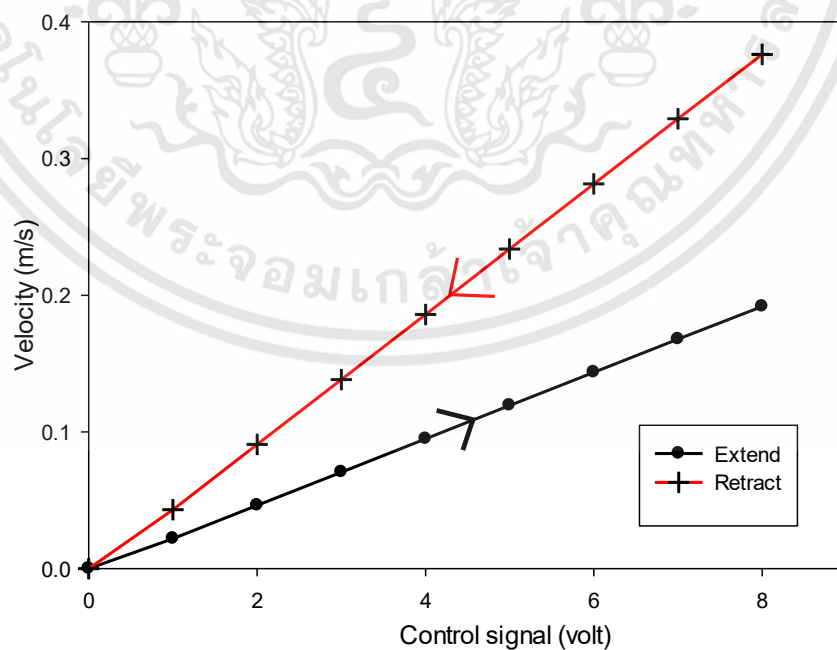
รูปที่ 4.6 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับกับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม การไหลของน้ำมันไฮดรอลิกผ่านช่องน้ำมัน A และช่องน้ำมัน B ของแต่ละสัญญาณควบคุมมีอัตราการไหลค่อนข้างใกล้เคียงกัน ดังนั้นจึงทำให้เส้นกราฟแสดงอัตราการไหลของช่องน้ำมันทั้งสองด้านค่อนข้างจะเป็นเส้นเดียวกัน โดยอัตราการไหลสูงสุดของน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ที่  $0.241 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  และพื้นที่การเปิดของวาล์วควบคุมทิศทางการไหลที่ช่องน้ำมัน P-A และ P-B มีค่าเท่ากันเท่ากับ  $0.0075 \times 10^{-3} \text{ m}^2$





รูปที่ 4.6 แสดงกราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมกับอัตราการไหล

รูปที่ 4.7 แสดงกราฟป้อนโมดูลเซ็นระหว่างสัญญาณควบคุมกับความเร็วของระบบควบคุม อัตราการไหลด้วยปั๊ม ความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบสองด้านไม่เท่ากัน เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของสองด้านไม่เท่ากัน โดยความเร็วขณะกระบอกสูบเคลื่อนที่เข้าเร็วกว่าตอนกระบอกสูบเคลื่อนที่ออก เพราะมีขนาดพื้นที่หน้าตัดน้อยกว่า ความเร็วสูงสุดตอนที่กระบอกสูบเคลื่อนที่ออก อยู่ที่ 0.19 m/s และความเร็วสูงสุดที่กระบอกสูบเคลื่อนที่เข้าอยู่ที่ 0.38 m/s

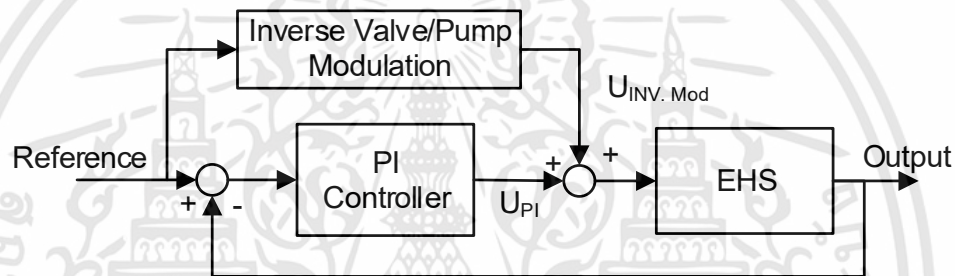


รูปที่ 4.7 แสดงกราฟป้อนโมดูลเซ็นระหว่างสัญญาณควบคุมกับความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.2 การควบคุมแบบปิดแบบพีไอร่วมกับการป้อนไปข้างหน้า (PI Closed Loop Control plus Feedforward)

การควบคุมแบบปิดแบบพีไอร่วมกับการป้อนไปข้างหน้า คือการรวมกันระหว่างตัวควบคุมแบบพีไอ และสัญญาณควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า (Feedforward) ที่ได้มาจากการคำนวณส่วนกลับของวาล์วหรือปั๊มโมดูเลชัน (Inverse Valve or Pump Modulation) ใช้เป็นสัญญาณควบคุมระบบ การใช้วาล์วหรือปั๊มโมดูเลชันเป็นสัญญาณป้อนไปข้างหน้าเหมือนกับการควบคุมแบบเปิด โดยใช้ความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณควบคุมกับอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก สัญญาณป้อนกลับและสัญญาณอ้างอิงจะนำมาคำนวณความผิดพลาด (Error) ของผลตอบสนอง เพื่อให้ตัวควบคุมแบบพีไอคำนวณสัญญาณควบคุมระบบ เพื่อลดความผิดพลาดของผลตอบสนองของระบบ รูปที่ 4.8 แสดงโครงสร้างของการควบคุมแบบพีไอร่วมกับการควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า



รูปที่ 4.8 แสดงไดอะแกรมการควบคุมแบบปิดแบบพีไอร่วมกับการควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า

### 4.2.1 ตัวควบคุมแบบพีไอดี (PID Controller)

ตัวควบคุมแบบพีไอดีเป็นอัลกอริทึมการควบคุมที่เป็นมาตรฐานในอุตสาหกรรม ซึ่งมีสมรรถนะที่น่าเชื่อถือ และมีการประยุกต์ใช้กันอย่างแพร่หลาย การควบคุมแบบพีไอดีถูกใช้อย่างแพร่หลายในระบบอุตสาหกรรม เช่น อุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมกลั่น เกล็ด การควบคุมอุณหภูมิ และการควบคุมอัตราการไหล เป็นต้น ตัวควบคุมแบบพีไอดีประกอบไปด้วย ค่าเกนแบบสัดส่วน ค่าเกนแบบอินทิกรัล และค่าเกนแบบอนุพันธ์

ค่าเกนแบบสัดส่วน (Proportional Gain) เป็นการแปรผันตรงแบบเชิงเส้นกับความผิดพลาดระหว่างค่าอ้างอิงที่ต้องการและค่าจริงที่ได้จากการตรวจวัด ซึ่งในการวิจัยนี้ค่าอ้างอิงที่ต้องการคือความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ ค่าเกนแบบสัดส่วนที่มากจะทำให้ระบบมีผลตอบสนองที่เร็ว อย่างไรก็ตามค่าเกนแบบสัดส่วนที่สูงอาจทำให้ระบบมีส่วนพุงเกินที่สูงตามไปด้วย และอาจทำให้ระบบเข้าใกล้การไม่มีเสถียรภาพด้วยเหมือนกัน

ค่าเกนแบบอินทิกรัล (Integral Gain) ขึ้นอยู่กับการสะสมของความผิดพลาด การกระทำนี้สามารถลดความผิดพลาดที่สถานะคงตัวได้ แต่ค่าเกนที่มากเกินไปอาจทำให้ระบบไม่มีเสถียรภาพได้

ค่าเกนแบบอนุพันธ์ (Derivative Gain) แปรผันโดยตรงกับค่าความแตกต่างของความผิดพลาด ตัวควบคุมแบบอนุพันธ์ใช้ในการรวมตัวควบคุมแบบสัดส่วนและตัวควบคุมแบบอินทิกรัล ตัวควบคุมแบบอนุพันธ์จะเพิ่ม Damping ของระบบ และเพิ่มควมมีเสถียรภาพ อย่างไรก็ตาม การกระทำของค่าเกนอนุพันธ์ไม่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้

ตัวควบคุมที่เลือกใช้จะมีหน้าที่ลดความผิดพลาดของผลตอบสนองของระบบ เพื่อให้ระบบมีเสถียรภาพตามเงื่อนไขที่กำหนด ตัวควบคุมแบบพีไอ (PI) ที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้สามารถอธิบายได้ด้วยสมการที่ (4.2) และ (4.3)

$$U_{PI} = K_P(v_d - v) + K_I \int (v_d - v) dt \quad (4.2)$$

หรือ

$$U_{PI} = K_P(v_d - v) + K_I(x_d - x) \quad (4.3)$$

โดยที่  $U_{PI}$  คือสัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไอ (Volt)

$V_d$  คือความเร็วอ้างอิง (m/s)

$V$  คือความเร็วที่วัดได้ (m/s)

$X_d$  คือตำแหน่งอ้างอิง (m)

$X$  คือตำแหน่งที่วัดได้ (m)

$K_P$  คือค่าเกนแบบสัดส่วน

$K_I$  คือค่าเกนแบบอินทิกรัล

จากรูปที่ 4.8 สามารถแสดงสมการของการควบคุมแบบพีไอ ร่วมกับการควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า ได้ดังสมการที่ (4.4) ถึง (4.5)

$$U_{PI} = K_p e(t) + K_I \int e(t) dt \quad (4.4)$$

โดยที่  $e(t)$  คือความผิดพลาดระหว่างสัญญาณอ้างอิงกับสัญญาณที่วัดได้

เมื่อรวมสัญญาณควบคุมจากสมการ (4.4) และสัญญาณป้อนไปข้างหน้าที่ได้มาจากการคำนวณส่วนกลับของวาล์วหรือปั๊มโมดูละชั้นจะได้สมการของสัญญาณควบคุมดังสมการที่ (4.5)

$$U(t) = U_{PI} + U_{INV,Mod} \quad (4.5)$$

โดยที่  $U(t)$  คือสัญญาณควบคุมรวมทั้งหมด (Volt)

## บทที่ 5

# เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวิจัย

บทนี้จะกล่าวถึงการสร้างระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกและเครื่องมือวัดต่างๆ ที่ใช้ในงานวิจัย ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ใช้ในการศึกษาในครั้งนี้สามารถที่จะแบ่งออกได้เป็น 3 ส่วนคือ ระบบอุปกรณ์ทำงานในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก ระบบตรวจวัด และระบบควบคุม โดยที่ระบบอุปกรณ์ทำงานระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกประกอบไปด้วย ระบายสูบ ป้อนกับวาล์วปลดความดัน วาล์วควบคุมทิศทาง ระบบตรวจวัดประกอบไปด้วย เซนเซอร์วัดความดัน เซนเซอร์วัดระยะทาง และส่วนระบบควบคุมประกอบไปด้วย คอมพิวเตอร์ประมวลผล การ์ดติดต่อสื่อสาร และหม้อแปลงไฟฟ้า ซึ่งรายละเอียดมีดังต่อไปนี้

### 5.1 โครงสร้างของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

ในการศึกษาในครั้งนี้ มีระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก 2 ระบบที่ใช้ในการทดลองคือ ระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม สำหรับอุปกรณ์ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก วาล์วควบคุมทิศทางและอัตราการไหลแบบสัดส่วน ระบายสูบก้านเดียวแบบทำงานสองทิศทาง ส่วนอุปกรณ์ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มประกอบไปด้วย ชุดต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าได้ วาล์วควบคุมทิศทาง ระบายสูบก้านเดียวแบบทำงานสองทิศทาง และทั้ง 2 ระบบมีเครื่องมือวัดประกอบไปด้วย อุปกรณ์วัดความดัน อุปกรณ์วัดตำแหน่ง และอุปกรณ์วัดอัตราการไหล ดังแสดงในรูปที่ 5.1 ถึง 5.3

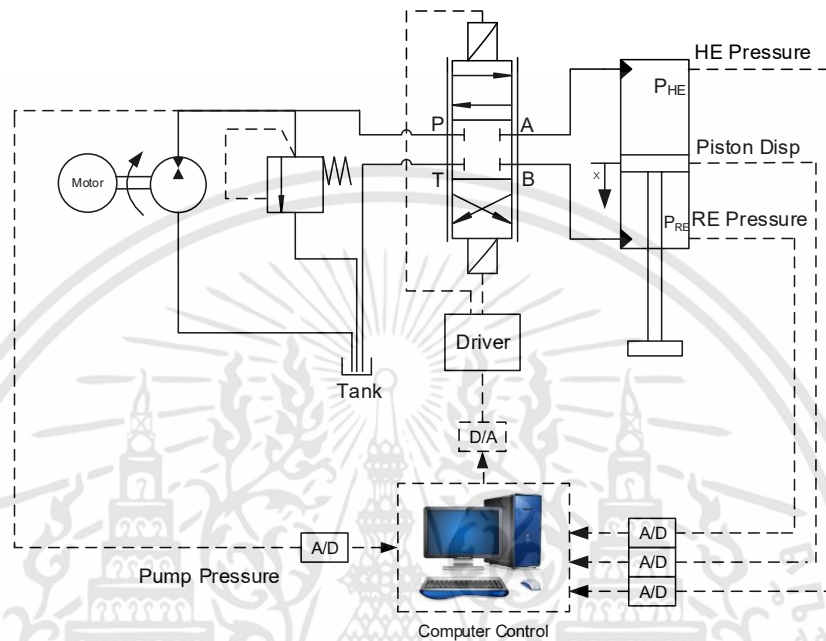


รูปที่ 5.1 แสดงชุดทดลองระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

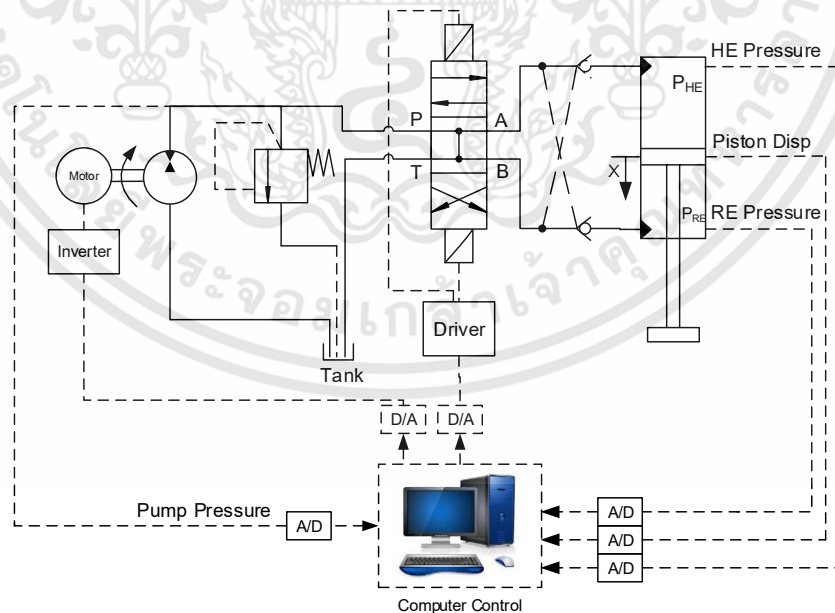
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 แสดงไดอะแกรมของระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และรูปที่ 5.3 แสดงไดอะแกรมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ซึ่งไดอะแกรมของระบบทั้งสองเป็นตำแหน่งที่วาล์วควบคุมอัตราการไหลและทิศทางของน้ำมันไฮดรอลิกยังไม่ทำงาน



รูปที่ 5.2 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



รูปที่ 5.3 แสดงไดอะแกรมของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 5.2 อุปกรณ์ทำงานในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

### 5.2.1 ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก (Power Unit)

ชุดต้นกำลังไฮดรอลิกประกอบไปด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า ปั๊มไฮดรอลิก วาล์วควบคุมความดัน และ อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้า รูปที่ 5.4 แสดงชุดต้นกำลังที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้ ซึ่งรายละเอียดมีดังต่อไปนี้



รูปที่ 5.4 แสดงชุดต้นกำลังไฮดรอลิก

#### 5.2.1.1 มอเตอร์ไฟฟ้า (Electrical Motor)

มอเตอร์ไฟฟ้าทำหน้าที่ขับปั๊มไฮดรอลิกจากการรับสัญญาณมาจาก Inverter ในการวิจัยในครั้งนี้ใช้มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ 3 เฟส จากผู้ผลิต Mitsubishi รุ่น SF-JR ขนาด 380 V ขนาด 1.5 HP มีความเร็วรอบสูงสุด 1450 RPM ดังแสดงในรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.5 แสดงมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.1.2 ปั๊มไฮดรอลิก (Hydraulic Pump)

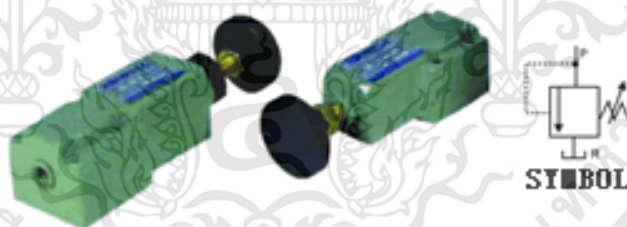
ปั๊มไฮดรอลิกทำหน้าที่สร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกให้มีอัตราการไหลที่สูงขึ้น การศึกษาในครั้งนี้ใช้ปั๊มไฮดรอลิกแบบฟันเฟืองที่มีปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่ จากผู้ผลิต Honor รุ่น 2GG1U11R ปริมาตรการจ่ายที่ 11 cc/revolution ดังแสดงรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 แสดงปั๊มไฮดรอลิก

### 5.2.1.3 วาล์วปลดความดัน (Pressure Relief Valve)

วาล์วปลดความดันทำหน้าที่ระบายน้ำมันไฮดรอลิกที่เกินจากความดันที่ได้ตั้งไว้ งานวิจัยนี้ใช้ วาล์วปลดความดัน จากผู้ผลิต Kawasaki รุ่น RD6C-10-2/315 ย่านความดันทำงานสูงสุด 400 bar ดังแสดงในรูปที่ 5.7



รูปที่ 5.7 แสดงวาล์วปลดความดัน

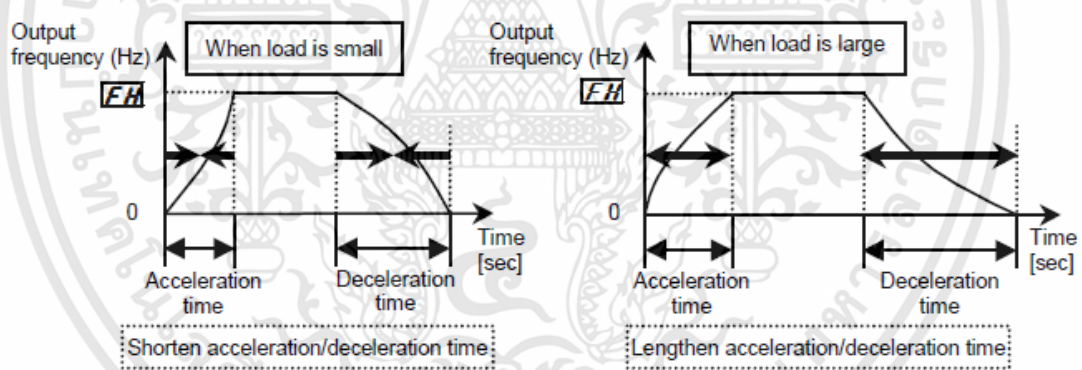
### 5.2.1.4 อินเวอร์เตอร์ (Inverter)

อินเวอร์เตอร์ทำหน้าที่ปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิกตามสัญญาณควบคุมที่ส่งมาจากคอมพิวเตอร์ควบคุม รูปที่ 5.8 แสดงอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ในงานวิจัย ในครั้งนี้ จากผู้ผลิต Toshiba รุ่น VF-S11-4055PL-WN (R5) ขนาด 5.5 KW สำหรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์สามารถที่จะปรับได้แบบอัตโนมัติและแบบด้วยการตั้งค่า ในการใช้งาน อินเวอร์เตอร์นั้น ผู้ใช้สามารถตั้งค่าเวลาเร่ง (Acceleration Time หรือ ACC) และเวลาหน่วง (Deceleration Time หรือ DEC) (รูปที่ 5.9 และรูปที่ 5.10) ค่าเวลาเร่ง ACC คือช่วงเวลาที่อินเวอร์เตอร์จะปรับค่าความถี่จากความถี่เริ่มต้นที่ 0 Hz ไปเป็นค่าความถี่สูงสุด (FH) ส่วนเวลาหน่วง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

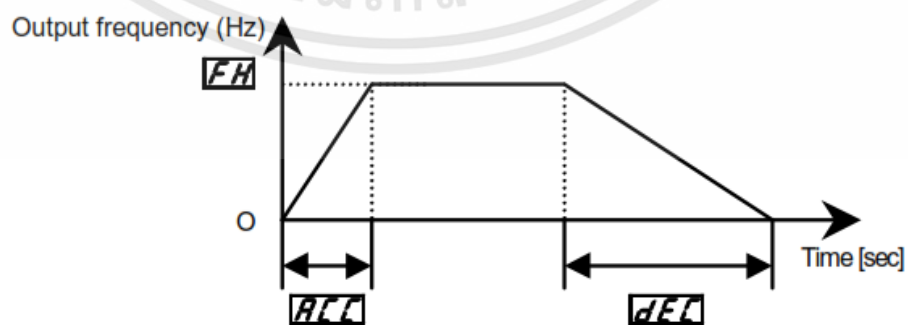
DEC คือช่วงเวลาที่อินเวอร์เตอร์จะปรับค่าความถี่จากค่าความถี่สูงสุด (FH) ไปเป็นค่าความถี่เริ่มต้นที่ 0 Hz ค่าผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์สามารถปรับได้ในช่วง 0 -3200 s รูปที่ 5.9 แสดงกราฟผลตอบสนองเชิงเวลาที่ส่งไปควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้ากรณีปรับแบบอัตโนมัติ รูปที่ 5.10 แสดงกราฟผลตอบสนองเชิงเวลาที่ส่งไปควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้ากรณีแบบตั้งค่า



รูปที่ 5.8 แสดงอินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ



รูปที่ 5.9 แสดงกราฟผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์กรณีปรับแบบอัตโนมัติ [35]



รูปที่ 5.10 แสดงกราฟผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์กรณีปรับแบบตั้งค่า [35]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



### 5.2.2 วาล์วควบคุมอัตราการไหล (Flow Control Valve)

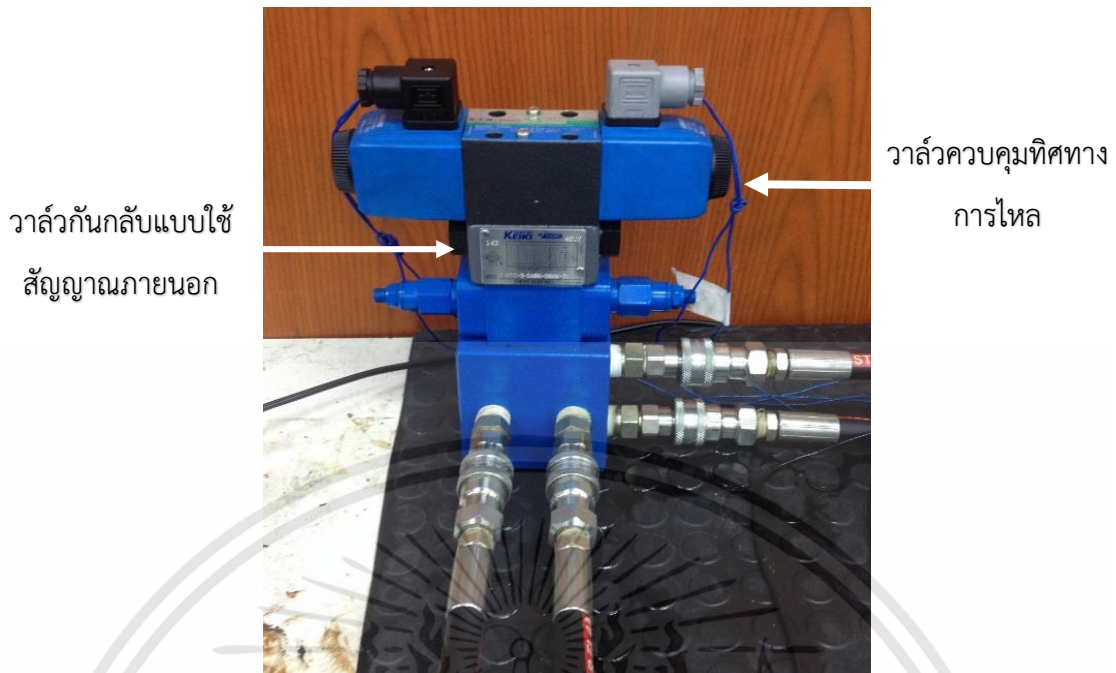
วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชันนัล (Proportional Control Valve) ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลและทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก การวิจัยในครั้งนี้ใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหล จากผู้ผลิต Tokimec รุ่น COM-3-2C-30-CH-11 มีสัญญาณควบคุมอยู่ระหว่าง  $\pm 10$  V มีอัตราการไหลสูงสุดที่ 30 L/min มีผลการตอบสนองเชิงเวลาที่ 0-100 เปอร์เซ็นต์ของการเปิดพื้นที่ช่องทางไหลน้ำมันไฮดรอลิกที่ 50 ms [36] ซึ่งวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชันนัลที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้แสดงในรูปที่ 5.11



รูปที่ 5.11 แสดงวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชันนัลของน้ำมันไฮดรอลิก

### 5.2.3 วาล์วควบคุมทิศทางและวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก (Directional Control Valve and Pilot Operated Check Valve)

วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกจะทำหน้าที่ควบคุมทิศทางการจ่ายน้ำมันเพียงอย่างเดียว ซึ่งไม่ได้ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก รูปที่ 5.12 แสดงวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก จากผู้ผลิต Vickers รุ่น DG4V-3S-0C-M-U-H5-60 มีอัตราการไหลสูงสุดที่ 20 L/min ใช้สัญญาณควบคุมขนาด 24 V [37] และวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก จากผู้ผลิต Tokimec Model: TGMPC-3-DABK-DBAK-51 ที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้



รูปที่ 5.12 แสดงวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกและวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอกควบคุม

#### 5.2.4 กระบอกสูบไฮดรอลิก (Hydraulic Cylinder)

กระบอกสูบไฮดรอลิกทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ทำงานในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่เปลี่ยนพลังงานของไหลจากน้ำมันไฮดรอลิกให้เป็นพลังงานเชิงกลแบบเคลื่อนที่เชิงเส้น งานวิจัยนี้ใช้กระบอกสูบแบบก้านเดี่ยวที่ทำงานสองทิศทาง ดังแสดงในรูปที่ 5.13 โดยกระบอกสูบมีระยะการเคลื่อนที่สูงสุด 250 mm มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ 40 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางก้านสูบ 28 mm



รูปที่ 5.13 แสดงกระบอกสูบไฮดรอลิกก้านเดี่ยว แบบทำงานสองทิศทาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3 ระบบตรวจวัด (Measurement System)

ระบบตรวจวัดมีหน้าที่วัดค่าทางฟิสิกส์ของระบบ จากนั้นส่งสัญญาณไปที่คอมพิวเตอร์ควบคุม เพื่อให้ประมวลผลต่อไป ในงานวิจัยนี้ใช้เครื่องมือตรวจวัดดังต่อไปนี้ เซนเซอร์วัดตำแหน่ง เซนเซอร์วัดความดัน มิเตอร์วัดอัตราการไหล และเครื่องวัดกำลังทางไฟฟ้า ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 5.3.1 เซนเซอร์วัดตำแหน่ง (Position Sensor)

เซนเซอร์วัดตำแหน่งทำหน้าที่วัดระยะการเคลื่อนที่ของก้านสูบ เพื่อใช้ระยะการเคลื่อนที่ไปคำนวณหาความเร็วในการเคลื่อนที่ของก้านสูบ งานวิจัยนี้ใช้เซนเซอร์วัดตำแหน่ง จากผู้ผลิต Penny Giles model SLS – 130 series มีระยะในการวัด 750 mm โดยเซนเซอร์ที่ใช้เป็นแบบโพเทนชิโอมิเตอร์ (Potentiometer) ที่มีความต้านทานระหว่าง 0 – 1,000 Ohm ที่มีการหมุน 10 รอบ ดังแสดงในรูปที่ 5.14



รูปที่ 5.14 แสดงเซนเซอร์วัดตำแหน่ง

#### 5.3.2 เซนเซอร์วัดความดัน (Pressure Sensor)

เซนเซอร์วัดความดันทำหน้าที่วัดความดันของน้ำมันไฮดรอลิกในระบบ ซึ่งทำการติดตั้งเซนเซอร์วัดความดันจำนวน 3 ตำแหน่งคือ ที่ปั๊มไฮดรอลิก ที่ด้านหัวลูกสูบ และที่ด้านก้านลูกสูบ การวัดความดันของระบบจะใช้เซนเซอร์วัดความดัน จากผู้ผลิต WIKA รุ่น A-10 เป็นชนิด Piezo-Electric สามารถวัดความดันได้สูงสุด 400 bar และมีสัญญาณออก 0 ถึง 10 V ใช้ไฟเลี้ยงขนาด 10-30 VDC ดังแสดงในรูปที่ 5.15





รูปที่ 5.15 แสดงเซนเซอร์วัดความดัน

### 5.3.3 มิเตอร์วัดอัตราการไหล (Flow Rate Meter)

เซนเซอร์วัดอัตราการไหลใช้วัดอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกจากปั๊ม อัตราการไหลที่ไหลออกจากช่องน้ำมัน A และ B ของวาล์ว งานวิจัยนี้ใช้เซนเซอร์วัดอัตราการไหลชนิด Positive Displacement แบบเฟือง จากผู้ผลิต SIKA รุ่น VZ-0.2-AL-S สามารถวัดอัตราการไหลสูงสุด 16 L/min และสามารถทำงานได้ที่ความดันสูงสุดประมาณ 400 bar มีสัญญาณออกขนาด 0 ถึง 10 V ใช้ไฟเลี้ยงขนาด 10-30 VDC ดังแสดงในรูปที่ 5.16



รูปที่ 5.16 แสดงมิเตอร์วัดอัตราการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



### 5.3.4 เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า (Power Meter)

เครื่องมือวัดกำลังทางไฟฟ้าทำหน้าที่วัดการใช้กำลังไฟฟ้าที่ใช้ในระบบอิเล็กทรอนิกส์ โดย การวิจัยในครั้งนี้ใช้เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า จากผู้ผลิต Kyoritsu รุ่น 6305 สามารถวัดกำลังทางไฟฟ้า ได้ทั้งไฟฟ้าแบบ 3 เฟส และไฟฟ้าแบบ 1 เฟส ดังแสดงในรูปที่ 5.17



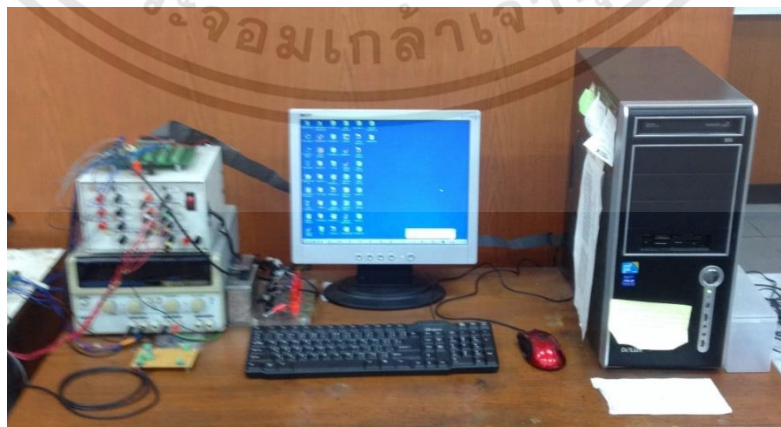
รูปที่ 5.17 แสดงเครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า

## 5.4 ระบบควบคุม (Control System)

ระบบควบคุมเป็นระบบที่ควบคุมการทำงานของระบบ และรับสัญญาณต่างมาประมวลผล ซึ่ง ระบบควบคุมที่ใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ประกอบไปด้วย คอมพิวเตอร์ควบคุม การ์ดติดต่อสื่อสารกับ อุปกรณ์ภายนอก และหม้อแปลงไฟฟ้า ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

### 5.4.1 คอมพิวเตอร์ประมวลผล (Processing Computer)

คอมพิวเตอร์ประมวลผลทำหน้าที่รับสัญญาณจากเซนเซอร์จากนั้นทำการประมวลผลตาม โปรแกรมที่ได้เขียนไว้ จากนั้นส่งสัญญาณออกไปควบคุมระบบ ดังแสดงในรูปที่ 5.18

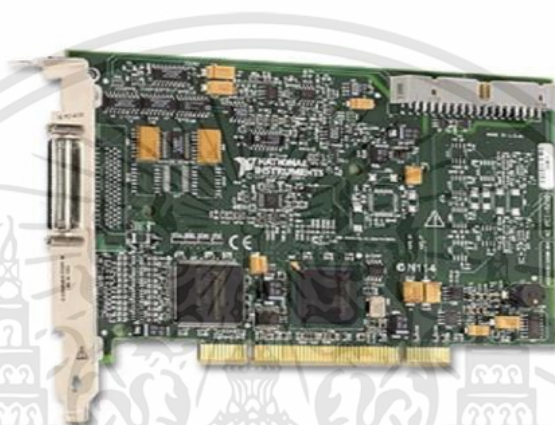


รูปที่ 5.18 แสดงระบบคอมพิวเตอร์ควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

#### 5.4.2 การ์ดติดต่อสื่อสาร (Data Acquisition Card)

การ์ดติดต่อสื่อสารทำหน้าที่ติดต่อสื่อสารระหว่างอุปกรณ์ตรวจวัด กับคอมพิวเตอร์ควบคุม และส่งสัญญาณออกไปควบคุมระบบ รูปที่ 5.19 แสดงการ์ดติดต่อสื่อสาร จากผู้ผลิต National Instrument รุ่น PCI – 6221 (68 – pin) ที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้ โดยมีคุณลักษณะความละเอียด 16 bit, 833 kS/s max analog output rate, สามารถรับสัญญาณเข้าแบบอนาลอกได้ 16 ช่อง มีสัญญาณออกแบบอนาลอก 2 สัญญาณ สามารถรับ-ส่งสัญญาณดิจิทัลจำนวน 24 ช่อง และย่านสัญญาณการส่งออกแบบอนาลอกขนาด  $\pm 10$  V



รูปที่ 5.19 แสดงการ์ดติดต่อสื่อสารรุ่น NI-DAQmx PCI – 6221

#### 5.4.3 หม้อแปลงไฟฟ้า (Power Supply)

รูปที่ 5.20 แสดงหม้อแปลงไฟฟ้าทำหน้าที่แปลงไฟฟ้ากระแสสลับขนาด 220 VAC เป็นไฟฟ้ากระแสตรงขนาด 0 ถึง 30 V จากนั้นทำหน้าที่เป็นแหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสตรงให้กับอุปกรณ์ในระบบ อิเล็กทรอนิกส์ทรานซิสเตอร์ทั้งหมด เช่น วาล์วควบคุมอัตราการไหล วาล์วควบคุมทิศทาง และอุปกรณ์ตรวจวัดต่างๆ เป็นต้น งานวิจัยนี้ใช้หม้อแปลงไฟฟ้า จากผู้ผลิต Instek รุ่น GPS-3303 3 ch ที่มีจำนวนช่องต่อไปใช้งาน 3 ช่อง



รูปที่ 5.20 แสดงหม้อแปลงไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.1 แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้  
ข้อมูลรายละเอียดและคุณลักษณะของอุปกรณ์ทั้งหมดมาจากคู่มือของบริษัทผู้ผลิตอุปกรณ์

ตารางที่ 5.1 แสดงรายละเอียดของอุปกรณ์ในระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

อุปกรณ์	คุณลักษณะ	
Variable Speed Drive	Manufacturer:	Toshiba: VF-S11-3PH-380V
	Power:	5.5 Kw
Electrical Motor	Manufacturer:	Mitsubishi: SF-JR 2HP 4P
	Power:	1.5 Kw
	Maximum speed:	1450 rpm
Hydraulic Pump	Manufacturer:	Honor: 2GG1U11R
	Type:	Gear Pump
	volumetric displacement:	11 cc/rev
Proportional Valve	Manufacturer:	Tokimec: COM-3-2C-AN-11
	Type:	4/3 closed center
	Time response:	50 ms
Direction Control Valve	Manufacturer:	Vickers: DG4V-3S-0C-M-U-H5-60
	Type:	4/3 open center
	Time response:	60 ms
Position Sensor	Manufacturer:	Penny Giles:DLS-750-P60-CR-P
	Type:	Draw wire potentiometer
Pressure Sensor	Manufacturer:	Wika: A-10
	Type:	Piezo-electric



## บทที่ 6

### ผลการทดลอง

บทนี้อธิบายผลการจำลองการทำงานด้วยคอมพิวเตอร์สำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มเพื่อทดสอบสมการทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น ผลการทดลองแสดงการควบคุมความเร็วการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบกับระบบจริง สำหรับระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม และสุดท้ายแสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบทั้งสองที่ได้กล่าวมาข้างต้นเพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะและการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าของระบบ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

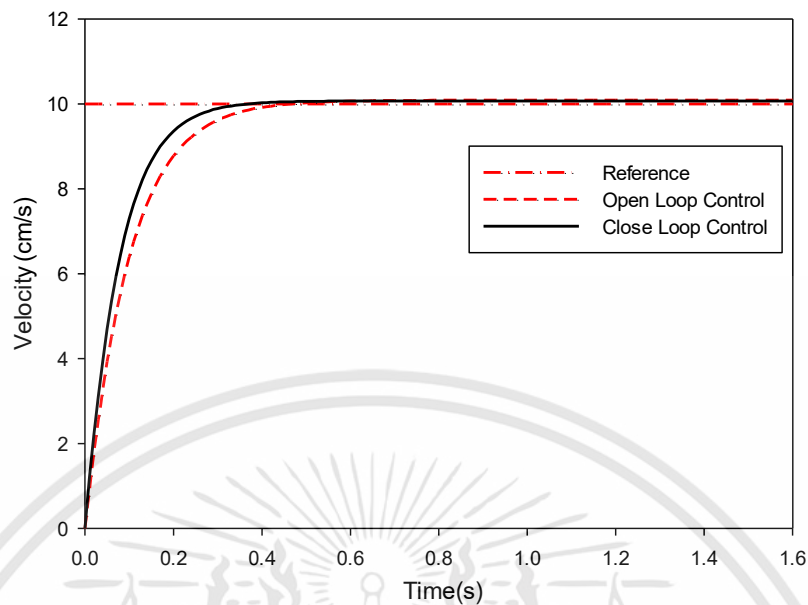
#### 6.1 การจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ (Computer Simulation)

หัวข้อนี้จะอธิบายรายละเอียดการจำลองการทำงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มด้วยคอมพิวเตอร์ ผลการจำลองการทำงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มคำนวณด้วยสมการตัวแปรสถานะ (สมการ 3.16-3.27) การคำนวณหาคำตอบของสมการอินทิเกรตสมการตัวแปรสถานะด้วยวิธีการของ Rung-Kutta อันดับ 4 โดยใช้การเขียนโปรแกรมด้วยภาษาซีเพื่อคำนวณหาคำตอบของระบบที่ความถี่การคำนวณ 100 Hz โดยใช้ตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณในการจำลองการทำงานด้วยคอมพิวเตอร์ได้มาจากการตรวจวัดจากระบบจริงและจากคู่มือของอุปกรณ์ สำหรับงานวิจัยนี้จะแสดงการจำลองการทำงานของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มเท่านั้นที่การควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ ซึ่งการควบคุมแบบเปิดจะใช้ปั๊มโมดูลชัน (Pump Modulation) เป็นสัญญาณควบคุม และการควบคุมแบบปิดพีไอจะใช้การควบคุมแบบพีไอ (PI Control) ร่วมกับการควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า (Feedforward Control) เป็นสัญญาณควบคุม รายละเอียดผลการจำลองการทำงานของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีดังต่อไปนี้

รูปที่ 6.1 แสดงผลการจำลองของผลตอบสนองความเร็วในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบขั้นบันได (Step Velocity Response) ผลตอบสนองความเร็วของการควบคุมแบบปิดพีไอมีผลตอบสนองที่เร็วกว่าการควบคุมแบบเปิด มีค่าเวลาขาขึ้น (Rise Time) ที่ 10% - 90% ของสภาวะคงตัว (Steady State) ประมาณ 0.1 s และ 0.07 s สำหรับการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอตามลำดับ ค่าเวลาคงตัว (Settling Time) ที่ 1% ของสภาวะคงตัวมีค่าประมาณ 0.37 s และ 0.48 s สำหรับการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอตามลำดับ ค่าความผิดพลาดที่สภาวะคงตัว (Steady State Error) ประมาณ 0.9 cm/s และ 0.7 cm/s สำหรับการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอตามลำดับ

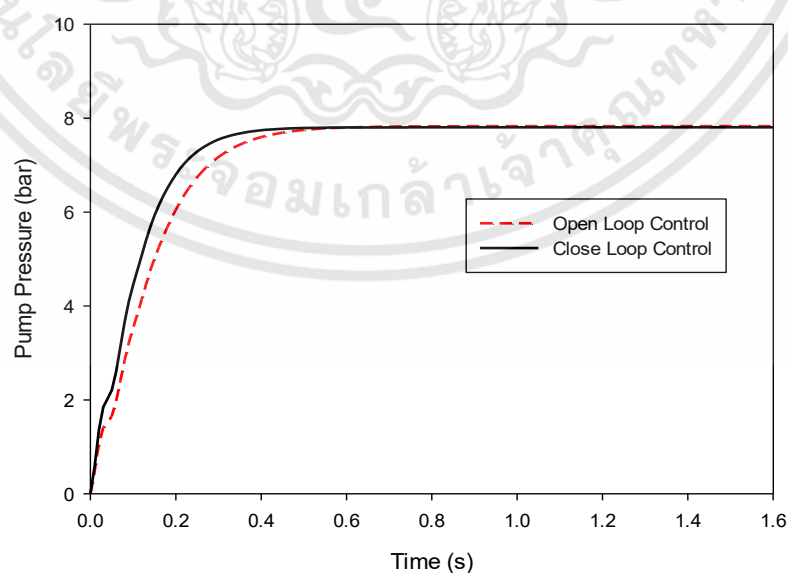
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้





รูปที่ 6.1 แสดงการจำลองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบขั้นบันไดของการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

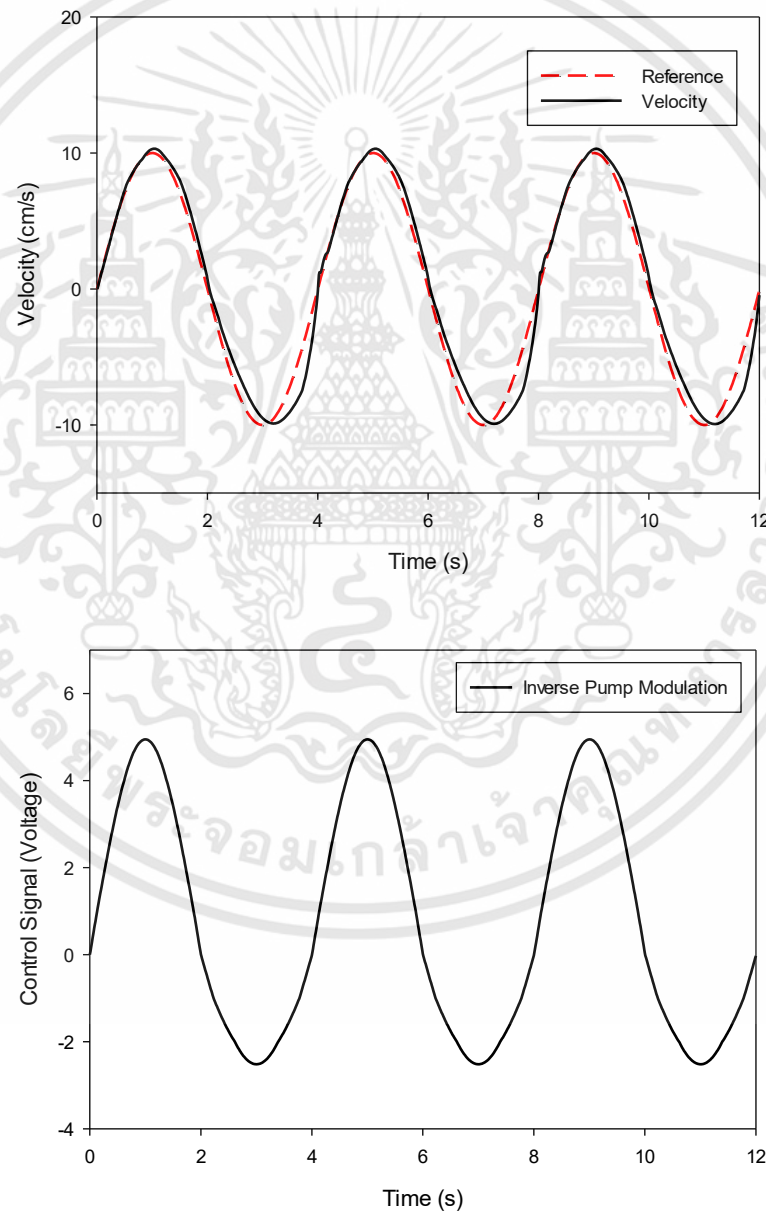
รูปที่ 6.2 แสดงผลการจำลองความดันปั๊มของการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบขั้นบันได ความดันปั๊มมีค่าสูงสุดประมาณ 7.5 bar ที่สภาวะคงตัว ที่ได้จากการจำลองการทำงานด้วยการควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ ซึ่งเป็นผลการจำลองในเหตุการณ์เดียวกันกับผลการตอบสนองความเร็วในรูปที่ 6.1 ความดันปั๊มของการควบคุมแบบปิดพีไอจะสูงกว่าการควบคุมแบบเปิด เนื่องจากตัวควบคุมแบบพีไอช่วยเพิ่มสัญญาณควบคุมให้ระบบมีผลตอบสนองที่เร็วขึ้น



รูปที่ 6.2 แสดงการจำลองความดันปั๊มของการควบคุมแบบเปิดและแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

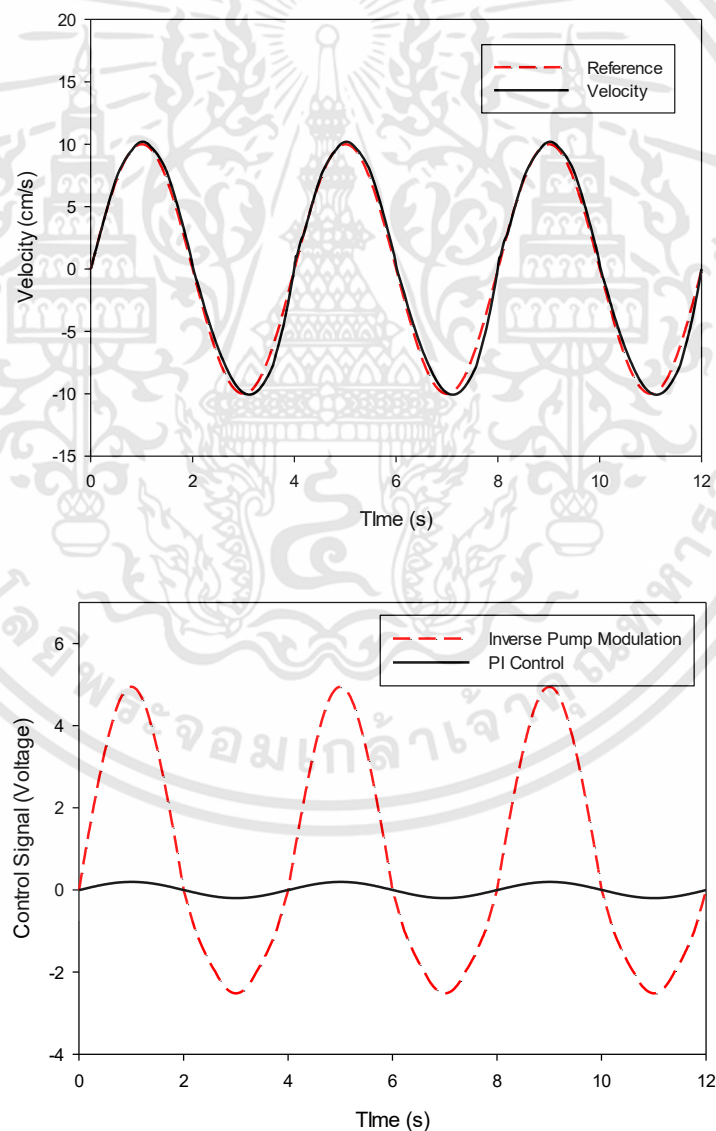
รูปที่ 6.3 แสดงผลการจำลองผลตอบสนองความเร็วในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์ (Sinusoidal) และสัญญาณควบคุม (Control Signal) ของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ปั๊มโมดูละชั้นถูกใช้เป็นสัญญาณควบคุมผลตอบสนองของระบบตามสัญญาณความเร็วอ้างอิง ผลตอบสนองความเร็วของการควบคุมแบบเปิดมีการเปลี่ยนแปลงตามสัญญาณความเร็วอ้างอิง ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงมีค่าประมาณ 1.14 cm/s และสัญญาณควบคุมระบบจากปั๊มโมดูละชั้นมีลักษณะเป็นรูปแบบคลื่นขึ้น-ลงเป็นช่วงแบบสม่ำเสมออยู่ระหว่างประมาณ -2.2 V ถึง 4.6 V ตลอดเวลาระหว่างการจำลองการทำงานของระบบ



รูปที่ 6.3 แสดงการจำลองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์และสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

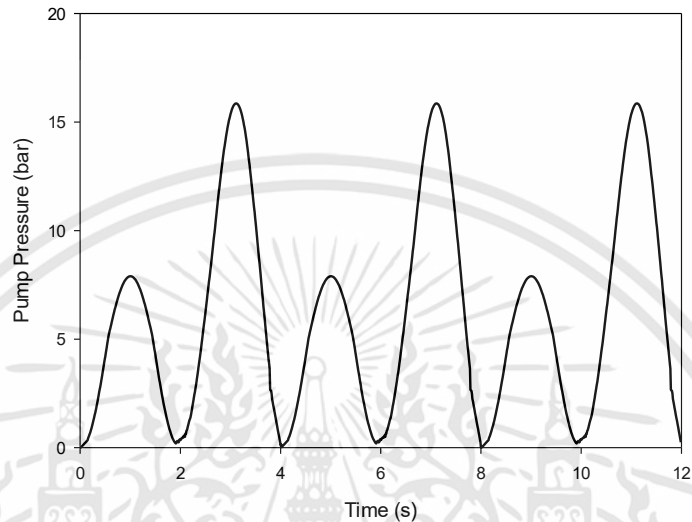
รูปที่ 6.4 แสดงผลการจำลองผลตอบสนองความเร็วในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์ และสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ผลตอบสนองความเร็วสามารถที่จะติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงได้ดีกว่าการควบคุมแบบเปิด เนื่องจากตัวควบคุมแบบพีไอจะช่วยเสริมเพิ่มค่าของสัญญาณควบคุมเพื่อชดเชยค่าความผิดพลาดที่การควบคุมแบบเปิดไม่สามารถทำให้ลดลงได้ ค่าความผิดพลาดกำลังสองของความเร็วในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงมีค่าประมาณ 0.61 cm/s สัญญาณควบคุมมี 2 ส่วนคือส่วนที่เป็นสัญญาณควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้าที่ใช้ปั๊มโมดูลชัน และส่วนของสัญญาณควบคุมแบบป้อนกลับที่ใช้ตัวควบคุมแบบพีไอ ค่าของสัญญาณควบคุมส่วนใหญ่มาจากสัญญาณของ Inverse Pump Modulation ส่วนสัญญาณควบคุมจากตัวควบคุมแบบพีไอมีค่าอยู่ระหว่าง -0.2 V ถึง +0.2 V คิดเป็น 5% ของสัญญาณควบคุมทั้งหมด



รูปที่ 6.4 แสดงการจำลองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์และสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

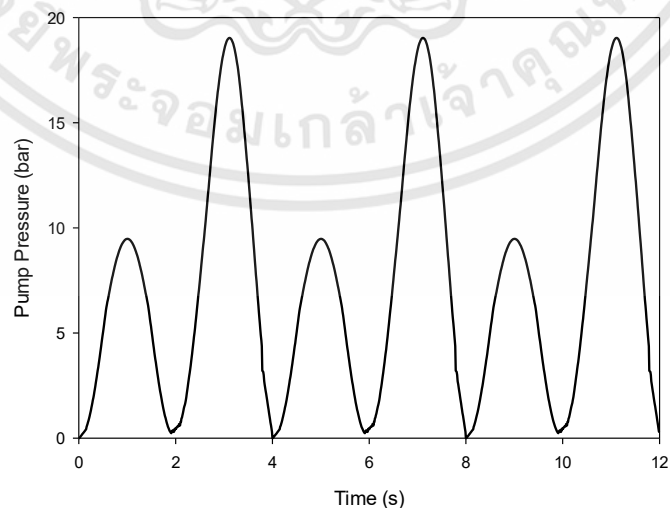
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.5 แสดงผลการจำลองความดันปั๊มของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ความดันปั๊มของการควบคุมแบบเปิดมีการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วอ้างอิง ความดันด้านก้านสูบมีค่ามากกว่าด้านหัวกระบอกสูบเพราะว่าความแตกต่างของพื้นที่หน้าตัดของสองด้านที่ไม่เท่ากัน ความดันสูงสุดด้านหัวกระบอกสูบมีค่าประมาณ 16 bar และความดันสูงสุดด้านก้านสูบมีค่าประมาณ 7 bar



รูปที่ 6.5 แสดงผลการจำลองความดันปั๊มของระบบควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

รูปที่ 6.6 แสดงความดันปั๊มจากการจำลองการทำงานของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ความดันปั๊มของระบบควบคุมแบบปิดพีไอ ความดันปั๊มมีลักษณะขึ้น-ลงตามสัญญาณความเร็วคล้ายกับการควบคุมแบบเปิดแต่จะมีค่าความดันที่สูงกว่าเนื่องจากการกระทำของสัญญาณควบคุมจากตัวควบคุมแบบพีไอที่ช่วยลดความผิดพลาดของผลตอบสนองความเร็ว ความดันสูงสุดด้านหัวกระบอกสูบมีค่าประมาณ 18 bar และความดันสูงสุดด้านก้านสูบมีค่าประมาณ 9 bar



รูปที่ 6.6 แสดงผลการจำลองความดันปั๊มของระบบควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## 6.2 ผลการทดลองกับระบบจริง (Real Experiment Results)

### 6.2.1 การทดสอบความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้าและอัตราการไหลของปั๊ม

พลศาสตร์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มขึ้นอยู่กับพลศาสตร์ของมอเตอร์ไฟฟ้าและปั๊มไฮดรอลิก เพราะว่ามีโมเมนต์ความเฉื่อยของการหมุนที่มาก รูปที่ 6.7 แสดงความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ผลตอบสนองแบบขั้นบันไดของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ในการทดลองนี้อัตราการไหลที่ปั๊มจ่ายออกไปจะไหลกลับถึงโดยตรง ดังนั้นระบบจึงไม่มีโหลดสัญญาณควบคุมแบบขั้นบันไดส่งไปที่อินเวอร์เตอร์ที่ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก สำหรับการใช้งานอินเวอร์เตอร์นั้น เวลาเร่ง ACC และเวลาหน่วง DEC ได้ถูกตั้งค่าที่เร็วที่สุดที่เวลา 0 s (รูปที่ 5.10) เอนโคเดอร์ถูกติดตั้งที่เพลลาของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิก เพื่อใช้ตรวจวัดความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า

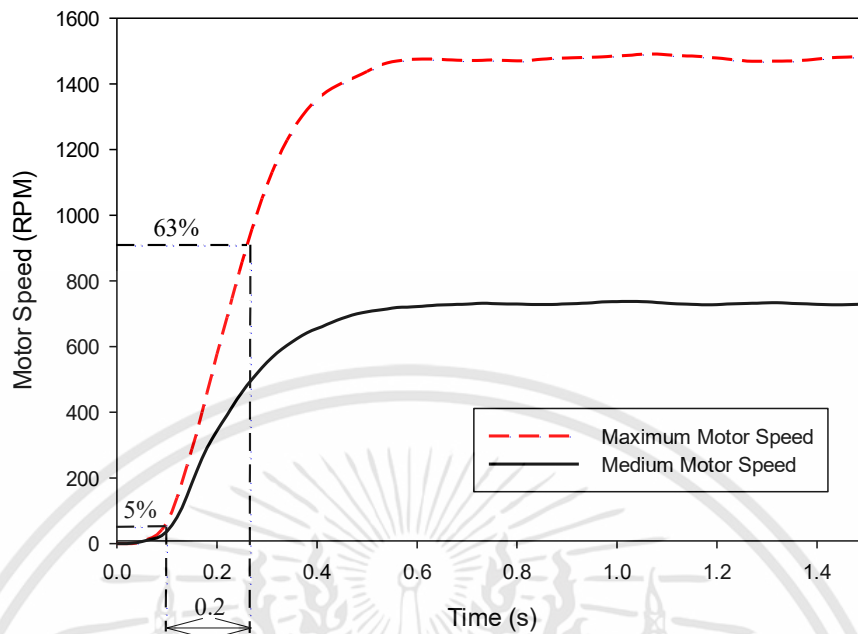
สัญญาณที่ควบคุมการทำงานของอินเวอร์เตอร์อยู่ในช่วง 0 V ถึง 8 V ในการทดสอบความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้านี้ อินเวอร์เตอร์ถูกป้อนด้วยสัญญาณควบคุมแบบขั้นบันไดที่ 4 V และ 8 V ซึ่งเป็นสัญญาณควบคุมระดับปานกลางและระดับสูงสุดของอินเวอร์เตอร์ การตอบสนองของความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าต่อสัญญาณควบคุม 4 V และ 8 V มีเวลาขาขึ้นเท่ากันประมาณ 0.3 s และเวลาหน่วงเท่ากันประมาณ 0.1 s ดังแสดงในรูปที่ 6.7

ผลตอบสนองความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้านี้ หากไม่พิจารณาเวลาหน่วงที่เกิดขึ้นในระหว่างช่วงเวลา 0.0 s – 0.1 s มอเตอร์ไฟฟ้ามีผลตอบสนองความเร็วในรูปแบบของระบบอันดับหนึ่ง ด้วยเหตุนี้สามารถที่จะจำลองพลศาสตร์ของมอเตอร์ไฟฟ้าด้วยสมการเชิงอนุพันธ์อันดับหนึ่งได้ ดังแสดงในสมการที่ 3.14 -3.15 โดยค่าคงที่ของเวลา  $T_m$  จะพิจารณาเวลาที่มอเตอร์ไฟฟ้ามีผลตอบสนองของความเร็วยุบรวมจาก 5% - 63% ซึ่ง  $T_m$  มีค่าประมาณ 0.2 s (รูปที่ 6.7) และค่าเกนคงที่  $K_m$  คำนวณได้จากการหารความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้า (RPM) ด้วยความถี่ของอินเวอร์เตอร์ ( $f_{in}$ ) ซึ่งมีค่าเท่ากับ

$$K_m = \frac{RPM}{f_{in}}$$

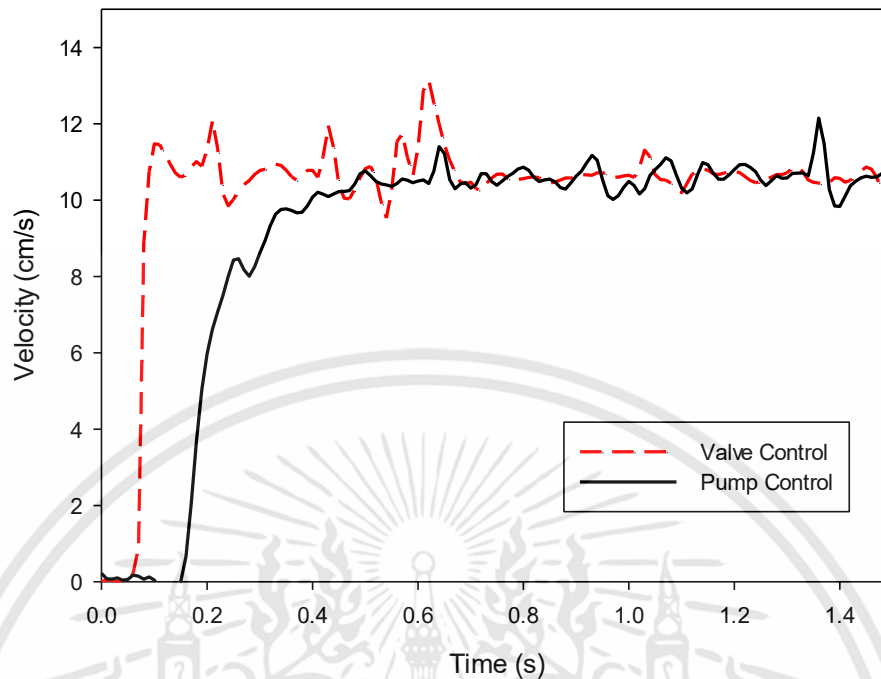
$$K_m = \frac{1450}{50} = 29$$

$$K_m = 29$$



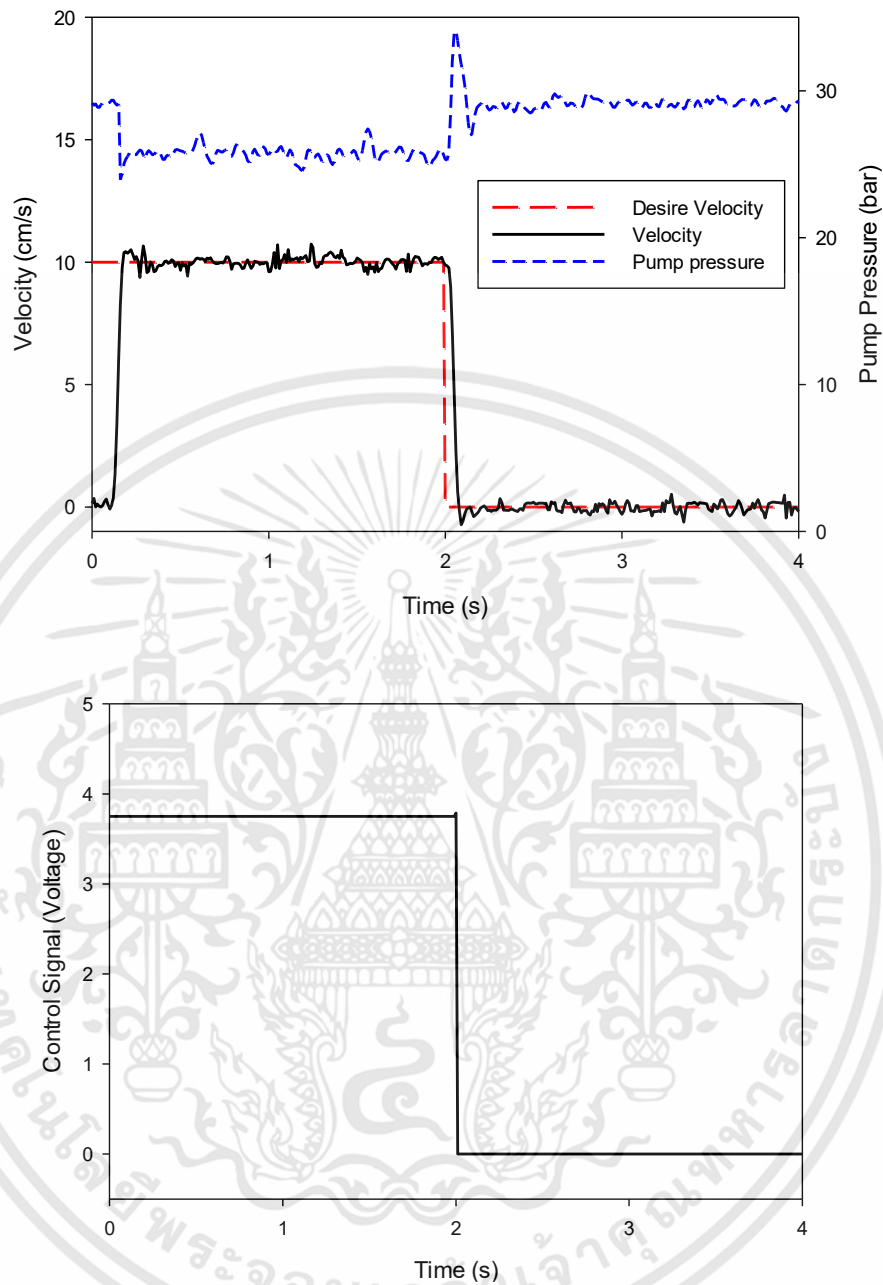
รูปที่ 6.7 แสดงการตอบสนองต่อสัญญาณแบบขั้นบันไดของความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า ภายใต้การควบคุมแบบเปิด

รูปที่ 6.8 แสดงผลตอบสนองความเร็วแบบขั้นบันไดของกระบอกลูกสูบภายใต้การควบคุมแบบเปิด ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว (เส้นประสีแดง) และของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม (เส้นทึบสีดำ) ตามสัญญาณความเร็วแบบขั้นบันไดที่ 10 cm/s สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม มอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนจะเริ่มต้นหมุนจากความเร็วรอบ 0 ถึง 1450 RPM ตามสัญญาณควบคุมที่ส่งมาจากคอมพิวเตอร์ควบคุม สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว มอเตอร์ไฟฟ้าทำงานที่ความเร็วรอบสูงสุดตามสัญญาณควบคุมที่ส่งมาจากคอมพิวเตอร์ควบคุม ผลการทดลองค่าเวลาขาขึ้น และเวลาคงตัว (Settling Time) ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว เร็วกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม เหตุผลคืออัตราการไหลของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มจะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าปั๊มที่ใช้ขับเคลื่อน โมเมนต์ความเฉื่อยที่มากของมอเตอร์ไฟฟ้าและปั๊มไฮดรอลิกทำให้เกิดการไหลที่ช้าในช่วงผลตอบสนองชั่วคราว ขณะที่ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกสร้างจากปั๊มที่อัตราการไหลสูงสุดตลอดเวลา โดยวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชั่นนัล จะเป็นอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล และทิศทางของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลไปหาอุปกรณ์ทำงาน ผลตอบสนองของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีค่าเวลาหนึ่งประมาณ 0.05 s เวลาขาขึ้นประมาณ 0.02 s และเวลาคงตัวประมาณ 0.05 s และผลตอบสนองของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่าเวลาหนึ่งประมาณ 0.15 s เวลาขาขึ้นประมาณ 0.15 s และเวลาคงตัวประมาณ 0.35 s



รูปที่ 6.8 แสดงการเปรียบเทียบผลตอบสนองความเร็วที่สัญญาณอ้างอิงแบบขั้นบันไดระหว่างระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ภายใต้การควบคุมแบบเปิด

รูปที่ 6.9 แสดงผลตอบสนองความเร็วแบบขั้นบันได ความดันปั๊ม และสัญญาณควบคุมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ในขณะที่วาล์วควบคุมอัตราการไหลมีการปิดช่องน้ำมันอย่างกะทันหันตามสัญญาณควบคุมความดันปั๊มจะพุ่งสูงขึ้นชั่วขณะ สาเหตุเกิดจากการอัดตัวของน้ำมันไฮดรอลิกก่อนที่วาล์วปลดความดันจะทำงาน ทำให้ค่าความดันปั๊มมีค่าสูงกว่าความดันของวาล์วปลดความดันช่วงสั้นๆ ทำให้เกิดช้อนน้ำที่เวลา 2 s และเมื่อวาล์วปลดความดันทำงานความดันปั๊มก็จะลดลงจนกระทั่งมีค่าเท่ากับความดันของวาล์วปลดความดันที่ได้ตั้งไว้คือ 30 bar ถึงแม้หลังจาก 2 s ที่สัญญาณควบคุมสั่งให้ความเร็วลดลงมีค่าเป็น 0 cm/s แต่ระบบยังคงใช้กำลังไฟฟ้าอยู่ เพราะปั๊มไฮดรอลิกยังคงจ่ายน้ำมันผ่านวาล์วปลดความดันที่ความดันคงที่ประมาณ 30 bar



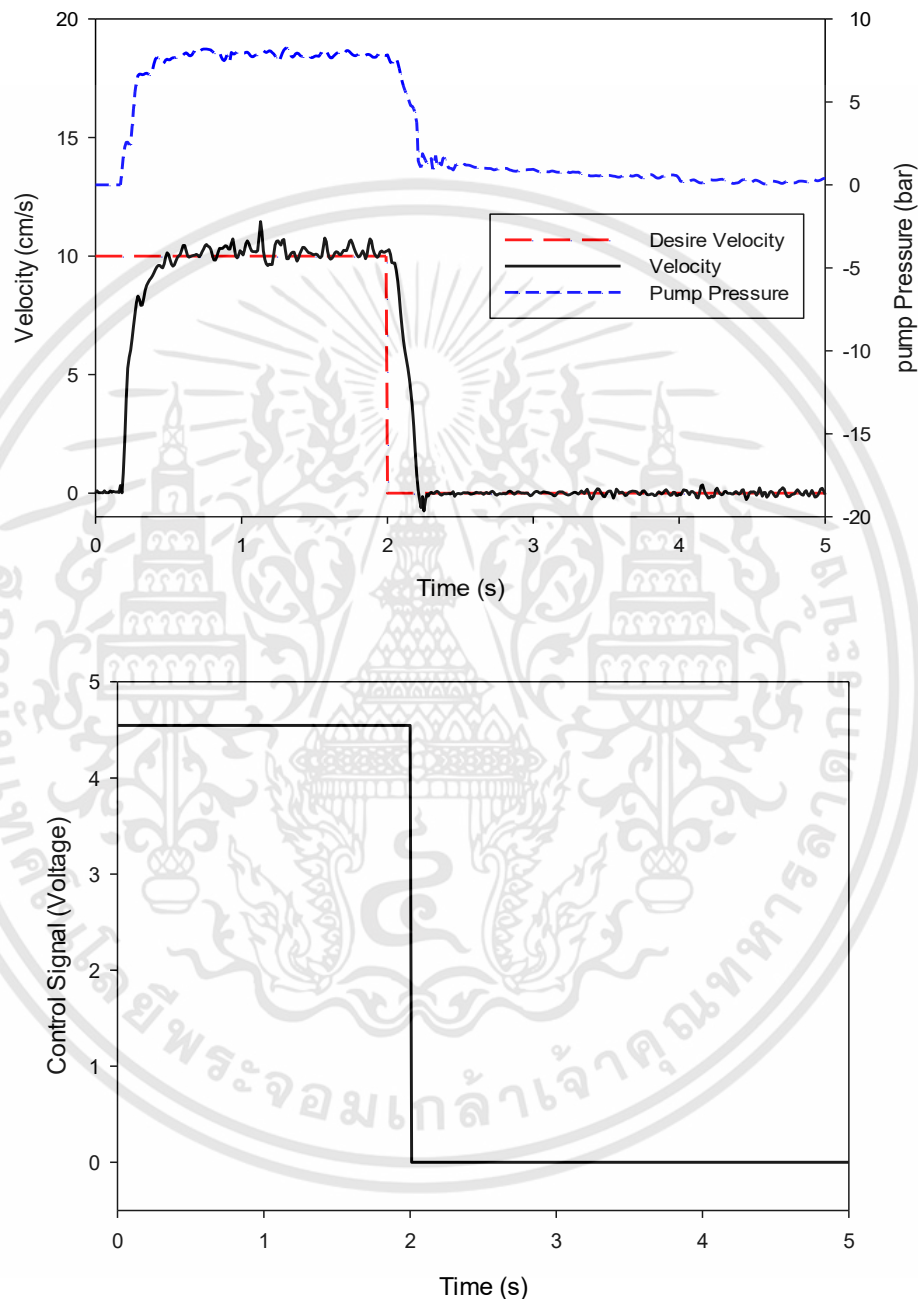
รูปที่ 6.9 แสดงผลตอบสนองแบบขั้นบันไดและสัญญาณควบคุมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

รูปที่ 6.10 แสดงผลตอบสนองความเร็วแบบขั้นบันได ความดันปั๊ม และสัญญาณควบคุมของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ความดันปั๊มสูงขึ้นชั่วขณะหรืออ่อนน้ำขณะตำแหน่งวาล์วปิดจะไม่เกิดขึ้นในระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม เพราะการเลือกใช้วาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกแบบปกติเปิด จึงทำให้น้ำมันไฮดรอลิกไหลกลับกันได้ ความดันปั๊มของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ 2 s ไม่ลดลงที่ 0 bar ตามคำสั่งควบคุม เพราะมอเตอร์ไฟฟ้าไม่สามารถหยุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ได้ทันทีเนื่องจากความเฉื่อยของมอเตอร์ ปัมจึงสร้างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกต่อเนื่องและมี  
 แนวโน้มลดลงเรื่อยๆ และความดันปัมจะเป็นศูนย์หรือปัมปิดตัวที่เวลาประมาณ 5 s มอเตอร์ไฟฟ้าไม่  
 สามารถหยุดได้ที่ 2 s ถึงแม้คำสั่งของปัมจะลดลงมาเป็นศูนย์ (รูปที่ 6.10 ล่าง)



รูปที่ 6.10 แสดงผลตอบสนองความเร็วแบบขั้นบันไดและสัญญาณควบคุมของระบบควบคุมอัตรา  
 การไหลด้วยปัม

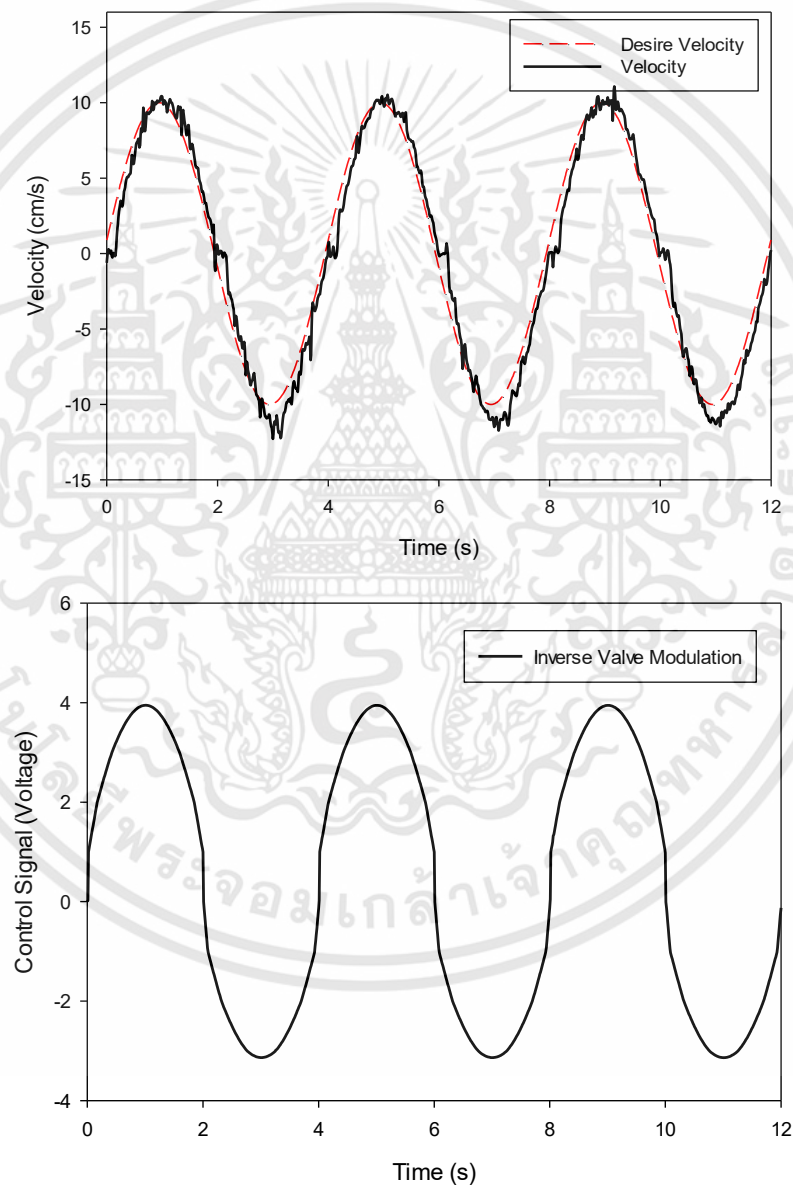
ผลของความแตกต่างของความเฉื่อยของวาล์วและปั๊มยังสามารถสังเกตเห็นได้ในรูปที่ 6.9 และ รูปที่ 6.10 สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว วาล์วซึ่งมีความเฉื่อยน้อยกว่าสามารถปิดตัวได้เร็วตามคำสั่งปิดที่เวลา 2 s ทำให้ผลตอบสนองความเร็วตามคำสั่งควบคุมแบบขั้นบันไดที่เวลา 2 s จากความเร็ว 10 cm/s ไปที่ความเร็ว 0 cm/s เกิดการหน่วงของการหยุดที่ประมาณ 0.1 s สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ปั๊มที่มีความเฉื่อยมากกว่าวาล์วทำให้ปิดตัวได้ช้ากว่าวาล์วตามคำสั่งปิดที่เวลา 2 s โดยผลตอบสนองความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในขณะที่คำสั่งปิดความเร็วแบบขั้นบันไดจากความเร็ว 10 cm/s ไปที่ความเร็ว 0 cm/s เกิดการหน่วงของการหยุดที่ประมาณ 0.25 s

### 6.2.2 การควบคุมความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

สำหรับการควบคุมความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกในการวิจัยในครั้งนี้ ได้กำหนดความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบอ้างอิงแบบไซน์ที่มีแอมพลิจูดขนาด 10 cm/s ที่ความถี่ 0.25 Hz และวาล์วปลดความดันตั้งไว้ที่ 30 bar ทั้งระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม โดยความดันของวาล์วปลดความดันที่ตั้งไว้เป็นค่าที่ระบบสามารถทำงานได้ขณะที่มีไหลตามเงื่อนไขในการทดลอง สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิกมีค่าคงที่ประมาณ 1450 RPM ส่วนระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ามีการเปลี่ยนแปลงระหว่าง 0 ถึง 1450 RPM สำหรับระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม อินเวอร์เตอร์ที่ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊มไฮดรอลิกจะปรับเวลาเร่ง ACC และเวลาหน่วง DEC ของผลตอบสนองความถี่ที่เร็วที่สุดที่เวลา 0 s สำหรับการทดลองแบ่งออกได้เป็นการทดลองที่การควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ ในกรณีที่ไม่มีไหลและกรณีมีไหล โดยกรณีที่มีไหลจะใช้ไหลขนาด 40 kg การวิเคราะห์สมรรถนะในการติดตามสัญญาณอ้างอิงของระบบจะพิจารณาที่ความคลาดเคลื่อนของผลตอบสนองความเร็วของกระบอกสูบ และอัตราสิ้นเปลืองการใช้กำลังไฟฟ้า ช่วงเวลาการทดลองที่ 12 s ทุกการทดลอง โปรแกรมควบคุมและคอมพิวเตอร์จะประมวลผลที่ความถี่ 100 Hz ผลการทดลองจากการกำหนดเงื่อนไขดังที่ได้กล่าวมาข้างต้นนั้น การทดลองสำหรับการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว และระบบการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม (หัวข้อ 6.2.2.1 ถึง 6.2.2.4) และรูปผลการทดลองที่ 6.11 ถึง 6.26 ซึ่งมีรายละเอียดผลการทดลองดังต่อไปนี้

### 6.2.2.1 การควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีไหล

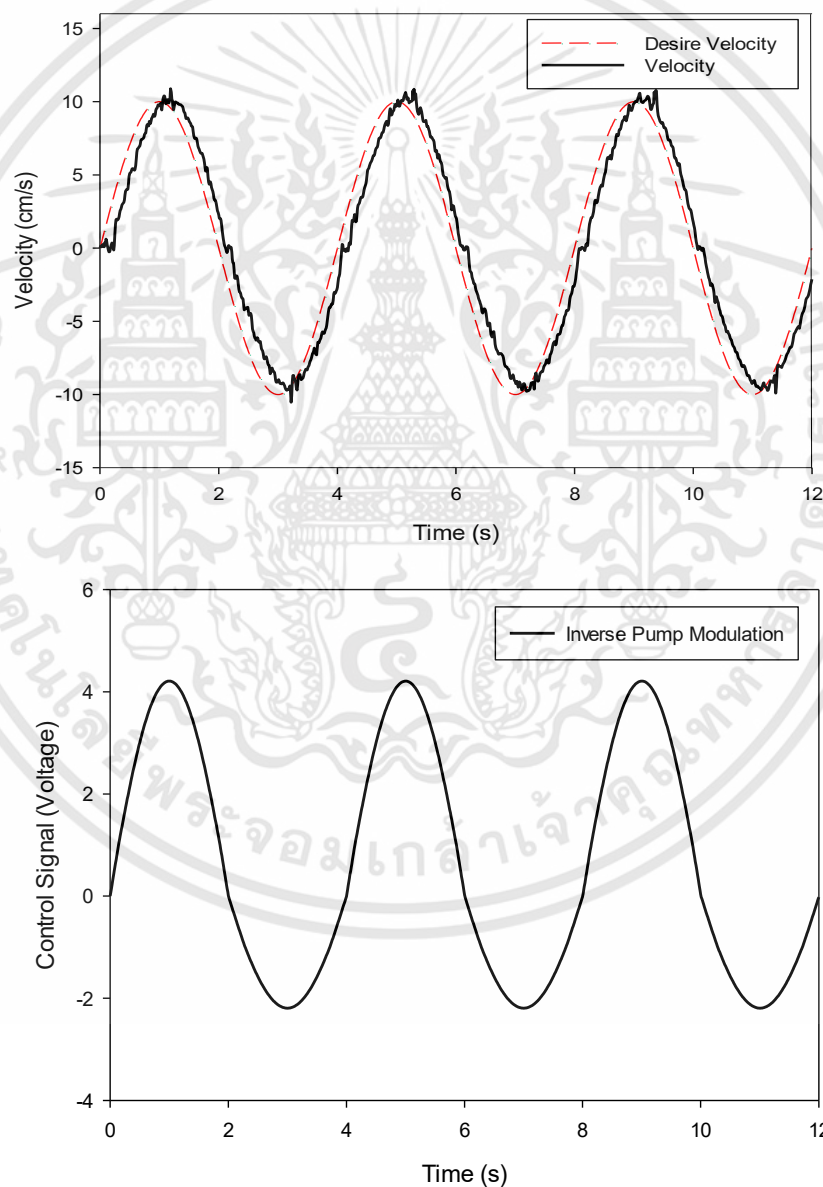
รูปที่ 6.11 แสดงผลตอบสนองการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์ของการควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีไหลสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว วาล์วโมดูลชันถูกใช้เป็นสัญญาณควบคุมผลตอบสนองของระบบตามสัญญาณความเร็วอ้างอิง ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีค่าประมาณ 1.27 cm/s สำหรับสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีไหลสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีลักษณะแบบคลื่นขึ้น-ลงสม่ำเสมอตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงมีค่าอยู่ระหว่าง -3 V ถึง 4 V



รูปที่ 6.11 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.12 แสดงผลตอบสนองความเร็วและสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีโหลดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่สัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์ ปั๊มโมเดลขั้นถูกใช้เป็นสัญญาณควบคุมผลตอบสนองของระบบตามสัญญาณความเร็วอ้างอิง ผลตอบสนองของความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มช้ากว่าสัญญาณความเร็วอ้างอิง เมื่อเปรียบเทียบกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วมีค่าประมาณ 2.40 cm/s สำหรับสัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีโหลดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม มีลักษณะแบบคลื่นขึ้น-ลงสม่ำเสมอตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงเหมือนกับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วที่การควบคุมแบบเปิด ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง  $-2.2$  V ถึง  $4.3$  V



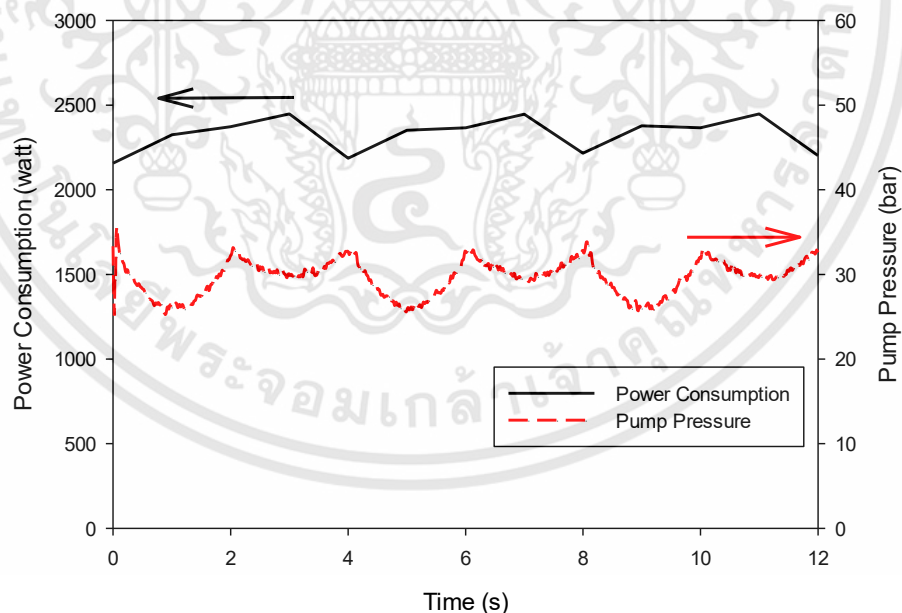
รูปที่ 6.12 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

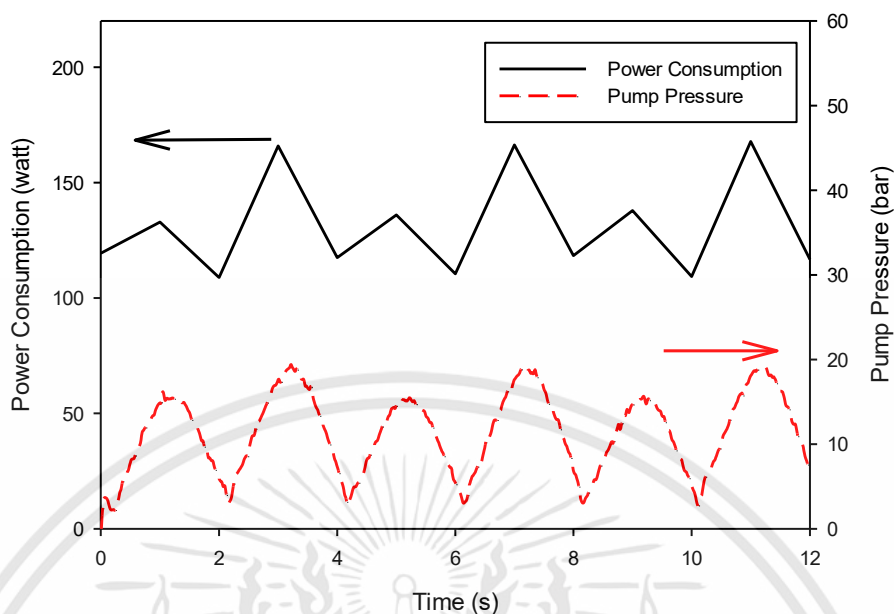


รูปที่ 6.13 แสดงการใช้พลังงานของการควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีไหลของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว พลังงานที่ใช้ค่อนข้างจะคงที่ประมาณ 2302.82 W ความดันปั๊มค่อนข้างที่จะคงที่ประมาณ 30 bar ที่ความดันของวาล์วปลดความดัน ในกรณีของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว อัตราการไหลของปั๊มคงที่ตลอดเวลา เนื่องจากมอเตอร์ไฟฟ้าที่ขับปั๊มหมุนด้วยความเร็วรอบสูงสุด อย่างไรก็ตาม อัตราการไหลทั้งหมดไม่ได้ไหลผ่านวาล์วควบคุมทั้งหมด ส่วนหนึ่งของน้ำมันมีการไหลกลับถึง เป็นเหตุให้ความดันของปั๊มมีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดเวลาและมีค่าเท่ากับค่าความดันที่ตั้งค่าไว้ที่วาล์วปลดความดัน และการใช้พลังงานจึงมีค่าคงที่ที่การใช้พลังงานสูงสุด

รูปที่ 6.14 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในการควบคุมแบบเปิดกรณีไม่มีไหล กำลังไฟฟ้ามีการเปลี่ยนแปลงตามสัญญาณอ้างอิง มีค่าเฉลี่ยประมาณ 132.41 W และความดันปั๊มมีการเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง 1-20 bar ปั๊มไฮดรอลิกไม่ต้องสร้างอัตราการไหลสูงสุดตลอดเวลา ความดันของระบบจึงไม่คงที่ตลอดเวลา ส่งผลให้การใช้กำลังไฟฟ้าในการขับมอเตอร์ไฟฟ้ามีค่าน้อยลงตามไปด้วย ความดันปั๊มของระบบจริงจะมีค่าสูงกว่าเมื่อเทียบผลการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ เพราะในสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบไม่ได้มีการพิจารณาสมการของวาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอก การสูญเสียภายในท่อและข้อต่อต่างๆ ซึ่งวาล์วกันกลับและข้อต่อต่างๆ ทำให้เกิดการต้านการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลออกมาจากวาล์วควบคุมทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกส่งผลทำให้ความดันปั๊มมีค่าสูงกว่าผลการจำลองด้วยคอมพิวเตอร์



รูปที่ 6.13 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



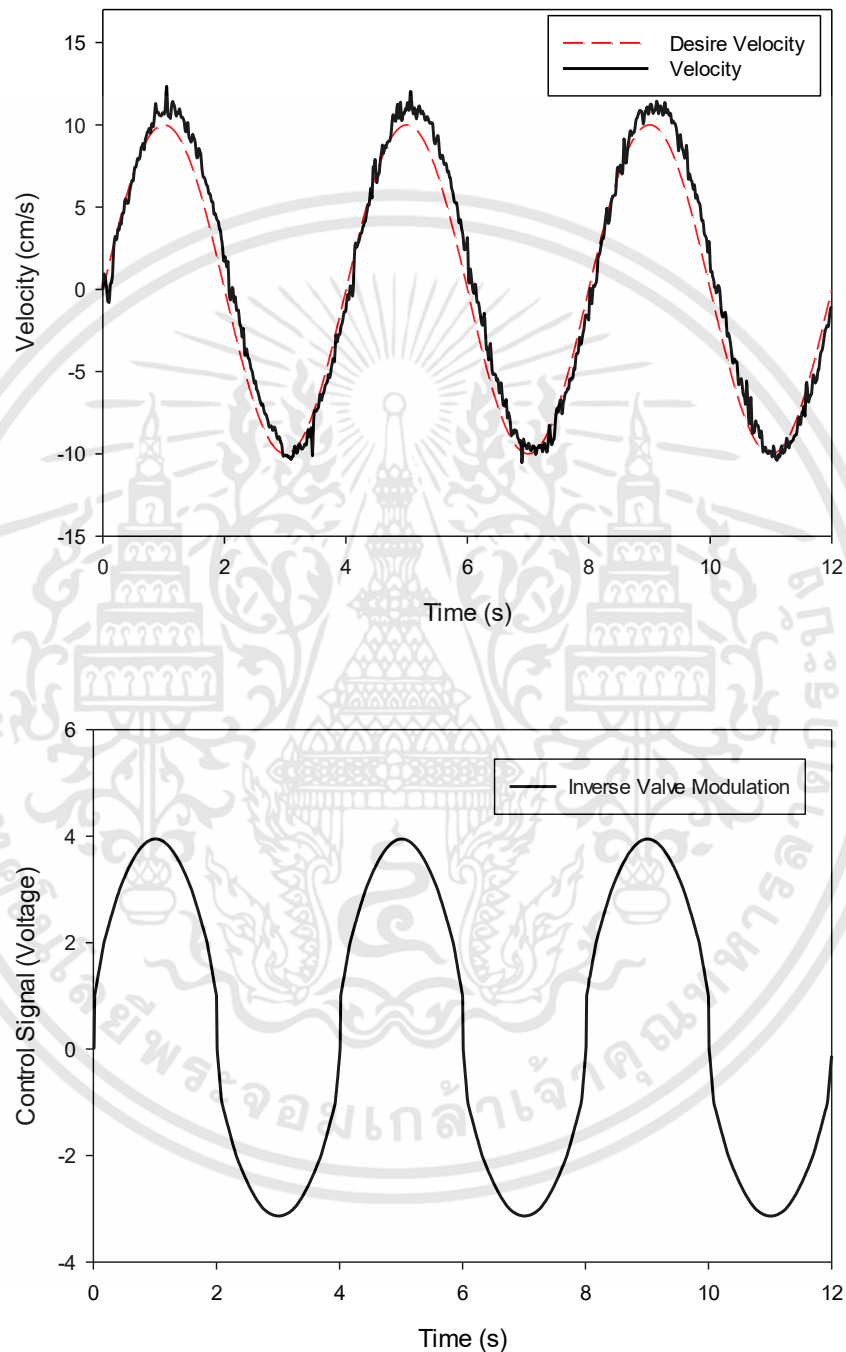
รูปที่ 6.14 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

### 6.2.2.2 การควบคุมแบบเปิดกรณีมีไหล

รูปที่ 6.15 แสดงการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงและสัญญาณควบคุมในกรณีที่มีไหลของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ซึ่งผลตอบสนองความเร็วมีลักษณะคล้ายกับการควบคุมแบบเปิดที่ไม่มีไหล (รูปที่ 6.11) แต่ผลตอบสนองความเร็วด้านบวกของระบบจะมีส่วนพุ่งเกินมากกว่า เนื่องจากภาวะไหลที่กระทำในแนวเดียวกับการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วมีค่าประมาณ  $1.30 \text{ cm/s}$  สำหรับสัญญาณควบคุมมีลักษณะและขนาดเหมือนกับการควบคุมแบบเปิดในกรณีที่ไม่มีไหล เพราะวาระบบควบคุมแบบเปิดไม่มีสัญญาณป้อนกลับมาเทียบกับสัญญาณความเร็วอ้างอิง สัญญาณควบคุมก็จะส่งไปตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงตามวาล์วโมดูลเซ็น

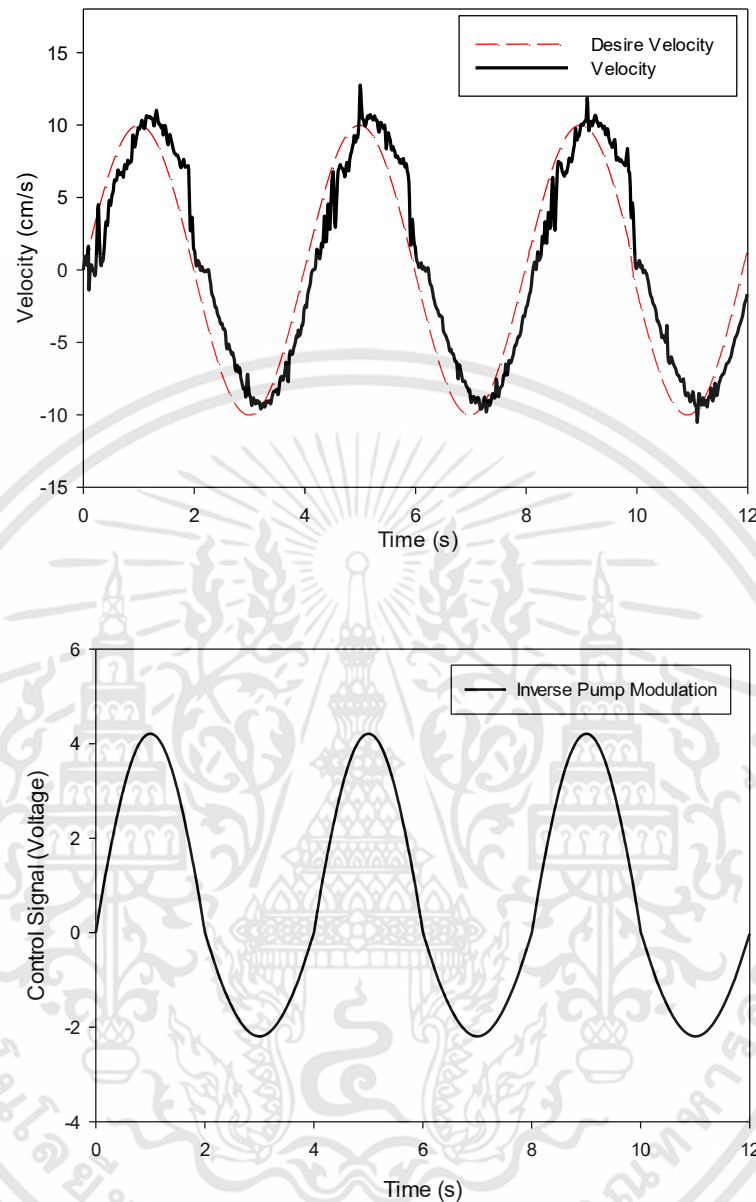
รูปที่ 6.16 แสดงการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงและสัญญาณควบคุมในกรณีที่มีไหลของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ในทุกการทดลองของงานวิจัยนี้ กระบอกสูบจะถูกติดตั้งในแนวตั้ง (รูปที่ 5.1, 5.2 และ 5.3) ความเร็วบวกของกระบอกสูบจะหมายถึงการเคลื่อนออกของก้านสูบเป็นการเคลื่อนที่ลงและมีทิศทางเดียวกันกับไหลซึ่งเรียกว่าสภาวะ Overrunning ผลตอบสนองความเร็วมีการสั้นขณะที่กระบอกสูบเคลื่อนออกเนื่องจากวาล์วก้นกลับแบบใช้สัญญาณภายนอกจะกีดขวางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเพื่อไม่ให้ไหลตรง และวาล์วก้นกลับทำงานในลักษณะเปิด-ปิดตลอดช่วงความเร็วบวกของกระบอกสูบ ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วมีค่าประมาณ  $2.64 \text{ cm/s}$  ส่วนสัญญาณควบคุมมีลักษณะและขนาดเหมือนกับการ

ควบคุมแบบเปิดในกรณีที่ไม่มีโหลด เพราะวาระบบควบคุมแบบเปิดไม่มีสัญญาณป้อนกลับมาเปรียบเทียบกับสัญญาณความเร็วอ้างอิง ดังนั้นไม่ว่าระบบจะมีผลตอบสนองความเร็วเป็นอย่างไรตามภาระโหลดที่มากกระทำ สัญญาณควบคุมก็จะส่งไปตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงตามป้อนโมเดลขึ้น



รูปที่ 6.15 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



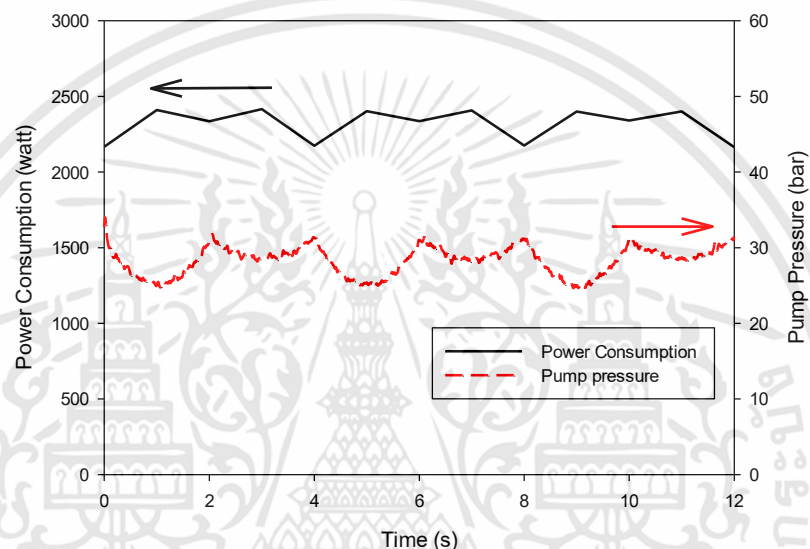
รูปที่ 6.16 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบเปิดสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

จากรูปที่ 6.15 และ 6.16 ผลตอบสนองความเร็วของกระบอกสูบด้านบวกมีทิศทางเดียวกันกับ โหลดจึงส่งผลให้เกิดสถานะ Overrunning ซึ่งระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วจะใช้วาล์วควบคุม อัตราการไหลแบบพรอพอชั่นนัลที่สามารถหรีพื้นที่การเปิดทั้งด้านไปกระบอกสูบและด้านกลับถ้ง ทำ ให้สามารถหน่วงกระบอกสูบในสถานะ Overrunning ได้ ส่วนระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มใช้ วาล์วควบคุมทิศทางแบบธรรมดาที่ไม่สามารถหรีพื้นที่เปิดได้ในจึงทำให้เกิดสถานะ Overrunning ชัดเจนมากกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว แม้จะใช้วาล์วก้นกลับที่ใช้สัญญาณภายนอกเพื่อ ช่วยในการหน่วงการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบก็ตาม

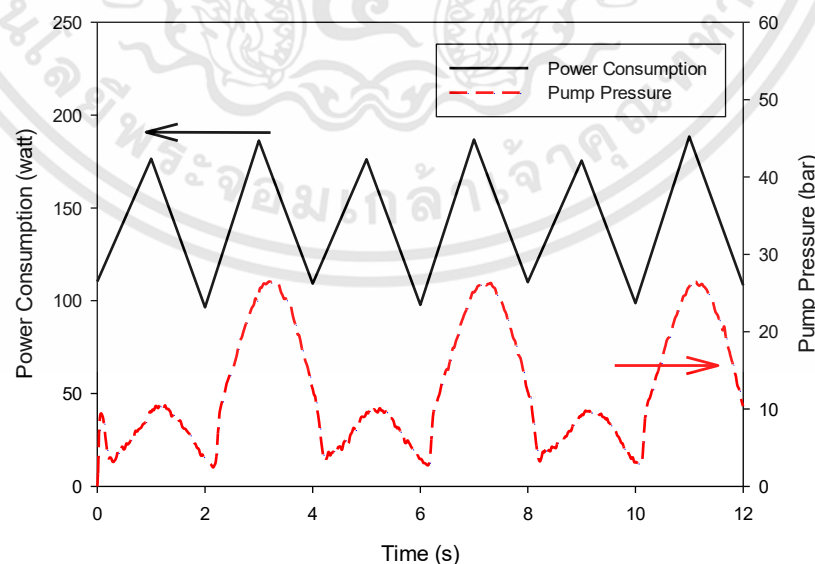
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.17 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลด์สำหรับการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว การใช้พลังงานและความดันปั๊มมีลักษณะคล้ายกับการควบคุมแบบเปิดในกรณีไม่มีไหลด์ แต่จะมีค่าที่สูงกว่า การใช้พลังงานและความดันปั๊มมีค่าประมาณ 3,388 W และ 30 bar ตามลำดับ รูปที่ 6.18 แสดงการใช้กำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลด์สำหรับการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม การใช้พลังงานและความดันปั๊มมีการเปลี่ยนแปลงกลับไปกลับมา และมีขนาดที่มากกว่าการควบคุมแบบเปิดที่ไม่มีไหลด์ การใช้พลังงานเฉลี่ยมีค่าประมาณ 145.18 W และความดันปั๊มมีการเปลี่ยนแปลงระหว่าง 1 ถึง 25 bar



รูปที่ 6.17 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลด์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

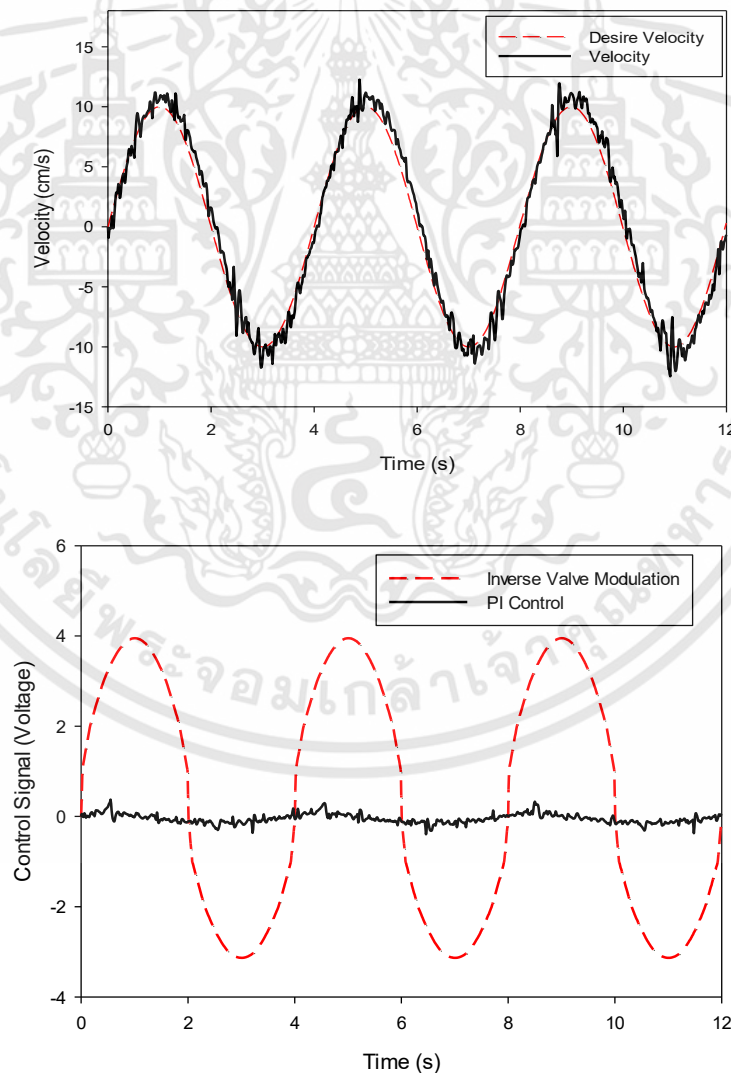


รูปที่ 6.18 แสดงการเปลี่ยนแปลงกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลด์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 6.2.2.3 การควบคุมแบบปิดพีไอกรณีไม่มีโหลด

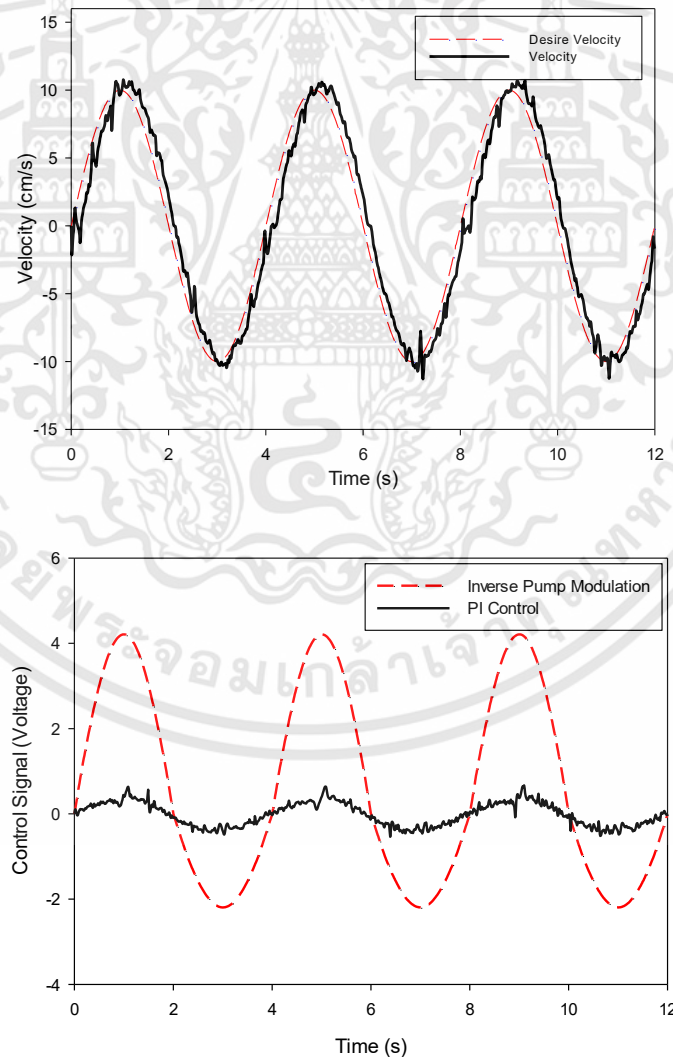
รูปที่ 6.19 แสดงผลตอบสนองของการติดตามความเร็วอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว สัญญาณควบคุมของการควบคุมแบบปิดพีไอจะมีวาล์วโมดูลชันร่วมกับตัวควบคุมแบบพีไอ ค่าเกนของตัวควบคุมแบบพีไอมีค่า  $K_p=0.01$  และ  $K_i=0.0001$  ผลตอบสนองความเร็วของการควบคุมแบบปิดพีไอมีประสิทธิภาพดีกว่าระบบควบคุมแบบเปิดในกรณีไม่มีโหลด ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีค่า  $1.04 \text{ cm/s}$  สัญญาณควบคุมของวาล์วโมดูลชันเหมือนกับการควบคุมแบบเปิด (รูปที่ 6.11 และ 6.12) และสัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไอมีค่าอยู่ระหว่าง  $-0.2 \text{ V}$  ถึง  $+0.2 \text{ V}$  สัญญาณควบคุมจากตัวควบคุมแบบพีไอเหมือนกับผลการจำลองคือให้สัญญาณออกที่มีค่าไม่มาก  $\pm 0.2 \text{ V}$  คิดเป็น 5% ของสัญญาณควบคุมทั้งหมด แต่เสริมสัญญาณการควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า และช่วยชดเชยความผิดพลาดได้



รูปที่ 6.19 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

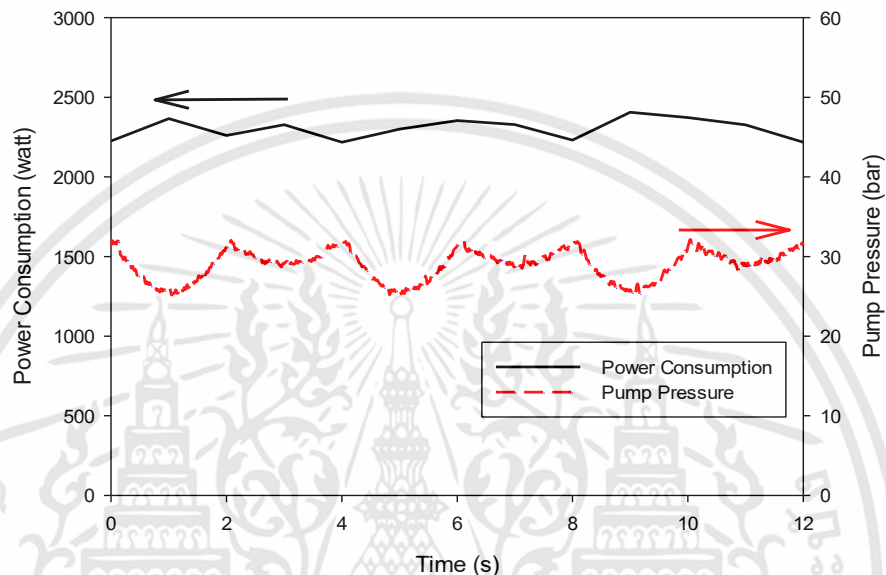
รูปที่ 6.20 แสดงผลตอบสนองการติดตามความเร็วอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ค่าเกณฑ์ของตัวควบคุมแบบพีไอ มีค่า  $K_p=0.02$  และ  $K_i=0.00025$  ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่า  $1.45 \text{ cm/s}$  ผลตอบสนองความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีสมรรถนะดีกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม สัญญาณควบคุมของปั๊มโมดูละชั้นเหมือนกับการควบคุมแบบเปิด (รูปที่ 6.12 และ 6.14) และสัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไอช่วยให้ลดความคลาดเคลื่อนของระบบเมื่อเทียบกับการควบคุมแบบเปิด ซึ่งสัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไออยู่ระหว่าง  $-0.4 \text{ V}$  ถึง  $+0.4 \text{ V}$  คิดเป็น 10% ของสัญญาณควบคุมทั้งหมด จะเห็นว่าสัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไอในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มจะมีค่ามากกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว เพราะการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่าความผิดพลาดมากกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



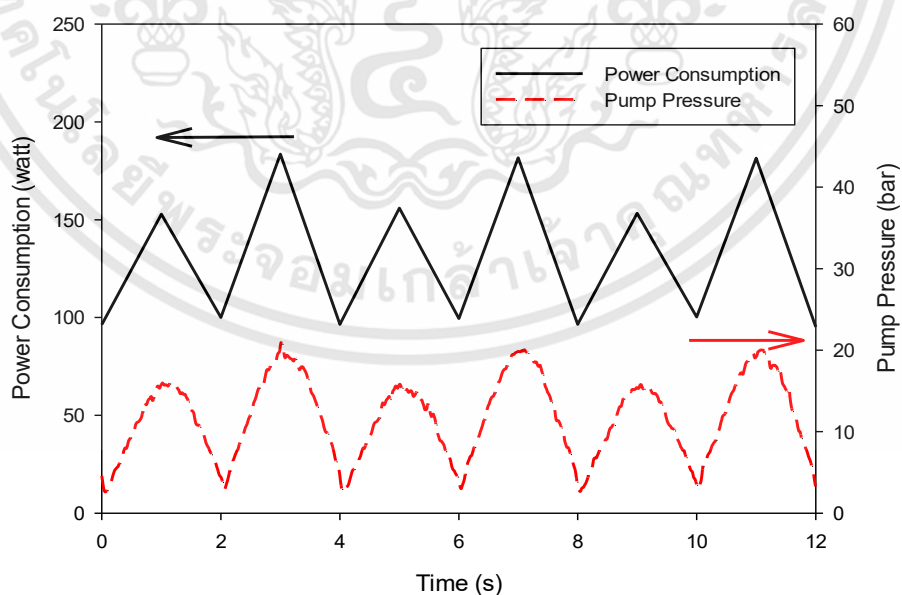
รูปที่ 6.20 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีไม่มีโหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.21 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วย วาล์ว ซึ่งมีแนวโน้มเหมือนกับการควบคุมแบบเปิด แต่มีการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าที่มากกว่าประมาณ 2,328.07 W ที่ความดันปั๊มคงที่ประมาณ 30 bar รูปที่ 6.22 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม การสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมแบบ ปิดมากกว่าการควบคุมแบบเปิดประมาณ 132.48 W ที่ความดันปั๊มเปลี่ยนแปลงระหว่าง 2 ถึง 20 bar



รูปที่ 6.21 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอ ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



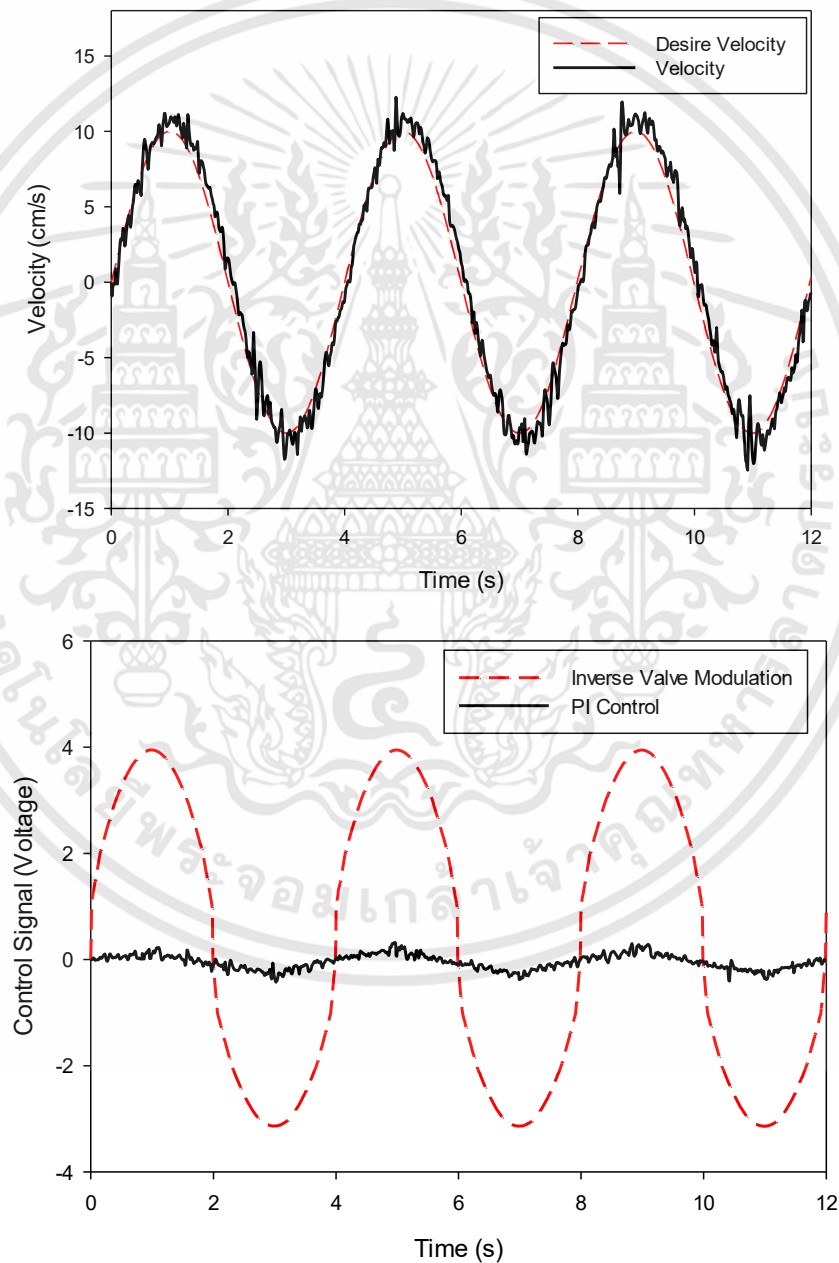
รูปที่ 6.22 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีไม่มีไหลของการควบคุมแบบปิดพีไอ ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



### 6.2.2.4 การควบคุมแบบปิดพีไอกรณีมีโหลด

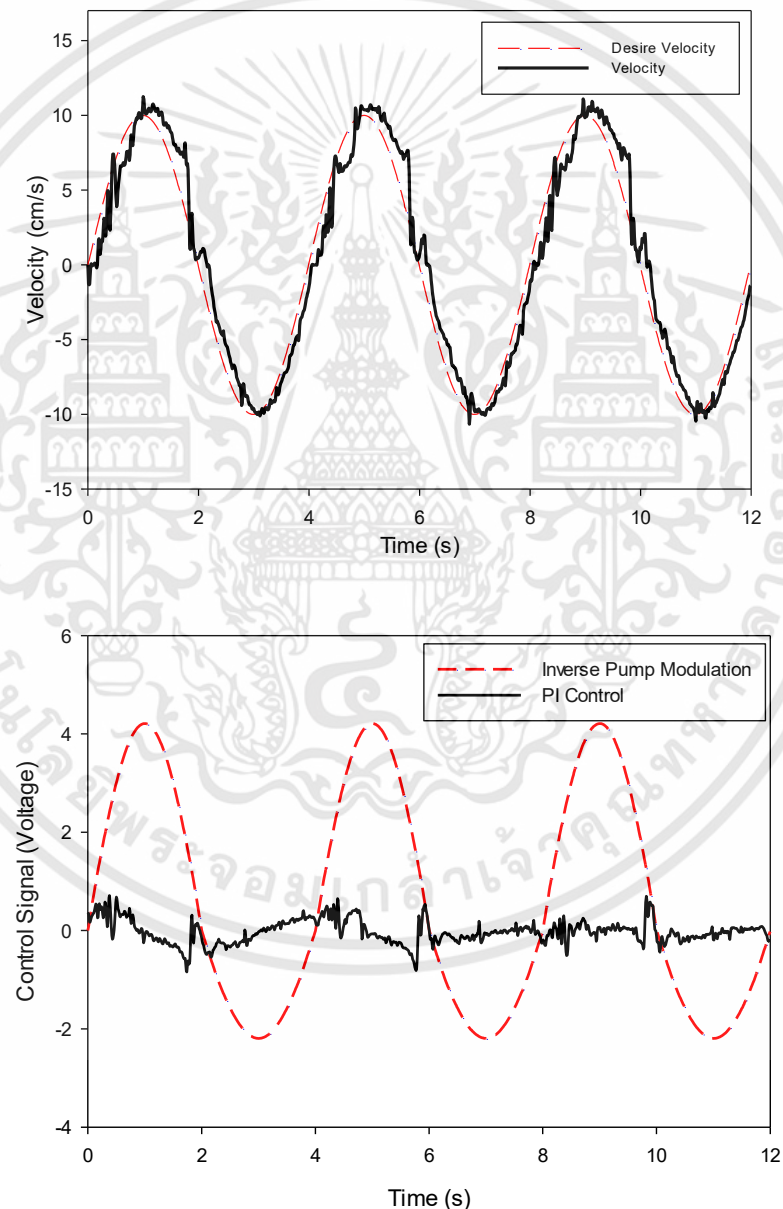
รูปที่ 6.23 แสดงการติดตามความเร็วอ้างอิงกรณีมีโหลดขนาด 40 kg ด้วยการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ผลตอบสนองความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วมีค่าประมาณ 1.20 cm/s สัญญาณควบคุมของวาล์วเหมือนกับการควบคุมแบบเปิด ส่วนสัญญาณควบคุมจากตัวควบคุมแบบพีไออยู่ระหว่าง -0.3 V ถึง +0.3 V คิดเป็น 7.5% ของสัญญาณควบคุมทั้งหมด สัญญาณควบคุมจากตัวควบคุมแบบพีไอมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยตามภาระโหลดที่เพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 6.23 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

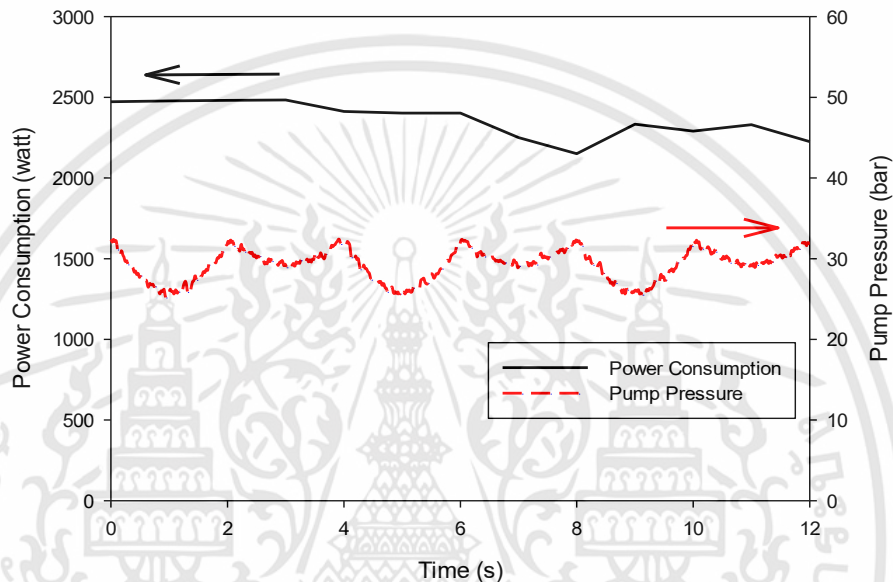
รูปที่ 6.24 แสดงการติดตามความเร็วอ้างอิงกรณีมีโหลดขนาด 40 kg ด้วยการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ผลตอบสนองของความเร็วมีการสั้นขณะที่กระบอกสูบเลื่อนออกเนื่องจากควาล์วกันกลับแบบใช้สัญญาณภายนอกจะกีดขวางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกเพื่อไม่ให้ไหลถ่วง ผลตอบสนองความเร็วมีค่าความผิดพลาดเฉลี่ยกำลังสองของความเร็วประมาณ 1.76 cm/s สัญญาณควบคุมของปั๊มโมดูลชันเหมือนกับการควบคุมแบบเปิด ส่วนสัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไออยู่ระหว่าง -0.6 V ถึง +0.6 V คิดเป็น 15% ของสัญญาณควบคุมทั้งหมด สัญญาณควบคุมของตัวควบคุมแบบพีไอมีค่ามากขึ้นตามภาระโหลด



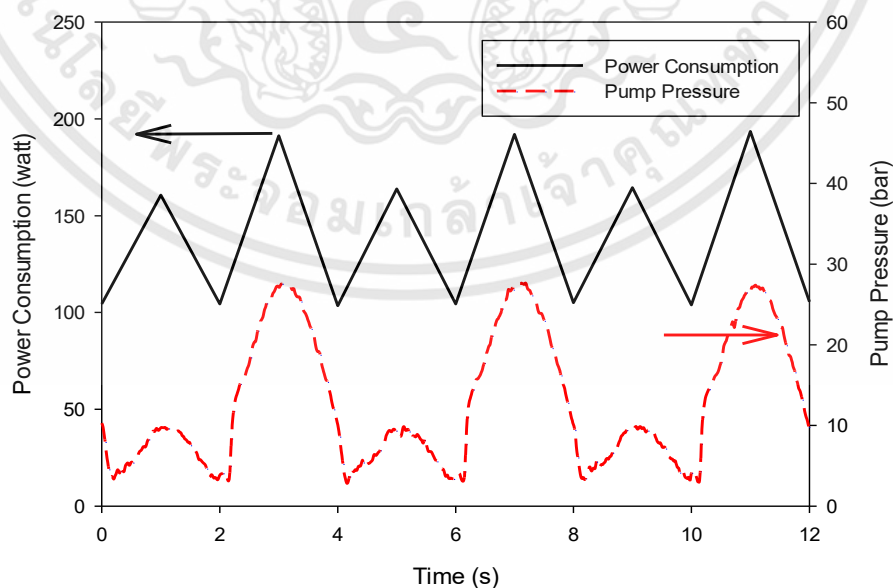
รูปที่ 6.24 แสดงผลการติดตามสัญญาณอ้างอิงและสัญญาณควบคุมกรณีมีโหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอสำหรับการควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.25 แสดงการใช้พลังงานไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ลักษณะคล้ายกับการควบคุมแบบปิดพีไอในกรณีไม่มีไหลด (รูปที่ 6.21) ค่าสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าประมาณ 2,354.10 W ที่ความดันปั๊มคงที่ประมาณ 30 bar รูปที่ 6.26 แสดงการใช้พลังงานไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม มีลักษณะคล้ายกับการควบคุมแบบปิดพีไอในกรณีไม่มีไหลด (รูปที่ 6.22) กับค่าสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าประมาณ 152.88 W และมีความดันปั๊มมีการเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง 2 ถึง 28 bar



รูปที่ 6.25 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



รูปที่ 6.26 แสดงการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าและความดันปั๊มกรณีมีไหลดของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6.1 แสดงการเปรียบเทียบค่าความผิดพลาดความเร็วกำลังสองและการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าของการควบคุมทั้งหมด ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีสมรรถนะการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงที่ดีกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม แต่การใช้กำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมากกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม การควบคุมแบบปิดพีไอที่ใช้ตัวควบคุมแบบพีไอร่วมกับตัวควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้า มีสมรรถนะที่ดีกว่าการควบคุมแบบเปิดที่ใช้ตัวควบคุมแบบป้อนไปข้างหน้าอย่างเดียวทั้งระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและปั๊ม การทดลองในกรณีมีโหลดค่าความคลาดเคลื่อนกำลังสองของความเร็ว และการใช้กำลังไฟฟ้ามักมากกว่าในกรณีที่ไม่มีโหลดทั้งระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

ตารางที่ 6.1 แสดงตารางเปรียบเทียบค่าความผิดพลาดของความเร็วและการสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้า

การทดลอง	ค่าความผิดพลาด (cm/s)	การสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้า (W)
การควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว	1.27	2302.82
การควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม	2.40	132.41
การควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วกรณีมีโหลด	1.30	2344.82
การควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มกรณีมีโหลด	2.64	145.18
การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว	1.04	2328.07
การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม	1.45	132.48
การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วกรณีมีโหลด	1.20	2354.10
การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มกรณีมีโหลด	1.76	152.88

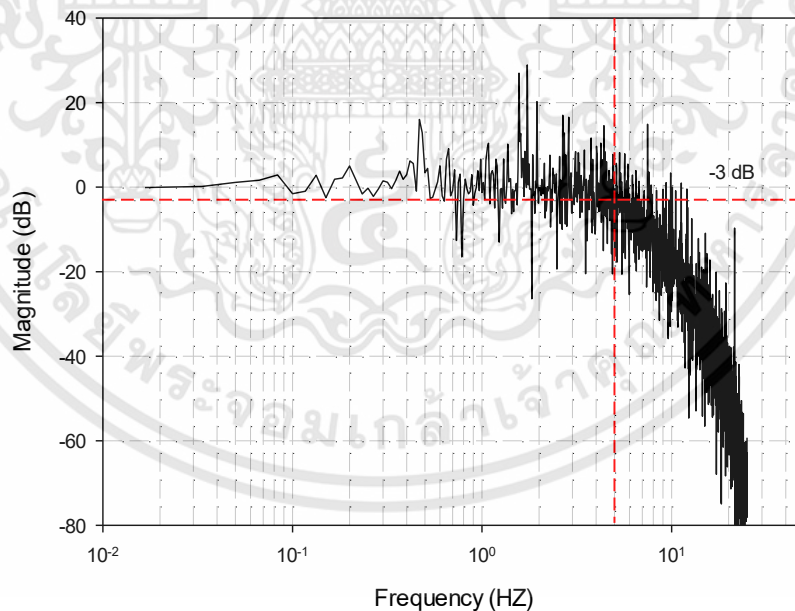


### 6.3 ผลตอบสนองเชิงความถี่ (Frequency Response)

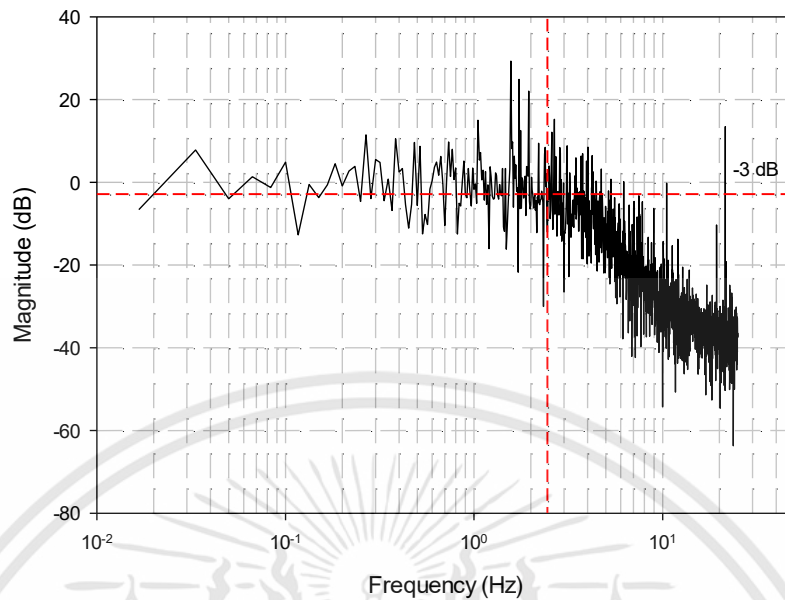
ผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ภายใต้การควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ ได้ถูกทดสอบด้วยการใช้สัญญาณรบกวนแบบ Gaussian Periodic เป็นสัญญาณกระตุ้นระบบที่มีความถี่ 50 Hz ผลตอบสนองความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบต่อสัญญาณกระตุ้นจะถูกนำไปแปลงเป็น Discrete Fourier เพื่อให้ได้ผลตอบสนองเชิงความถี่ ในการแสดงผลตอบสนองความเร็วในเชิงความถี่จะนำค่าที่ได้จากการแปลง Discrete Fourier ไปวาดกราฟโบเด (Bode Plot) เพื่อหาแบนด์วิดซ์ของระบบ ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 6.3.1 ผลตอบสนองเชิงความถี่ในกรณีการควบคุมแบบเปิด

รูปที่ 6.27 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราไหลด้วยวาล์ว ซึ่งสัญญาณกระตุ้นถูกส่งไปยังวาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชันนัลเพื่อควบคุมอัตราการไหลและทิศทางการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก รูปที่ 6.28 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม สำหรับระบบนี้สัญญาณกระตุ้นถูกส่งไปที่อินเวอร์เตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อนมอเตอร์ไฟฟ้าและวาล์วควบคุมทิศทางในเวลาพร้อมกัน ผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีแบนด์วิดซ์มากกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม แบนด์วิดซ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่า 5 Hz และ 2.5 Hz ตามลำดับ

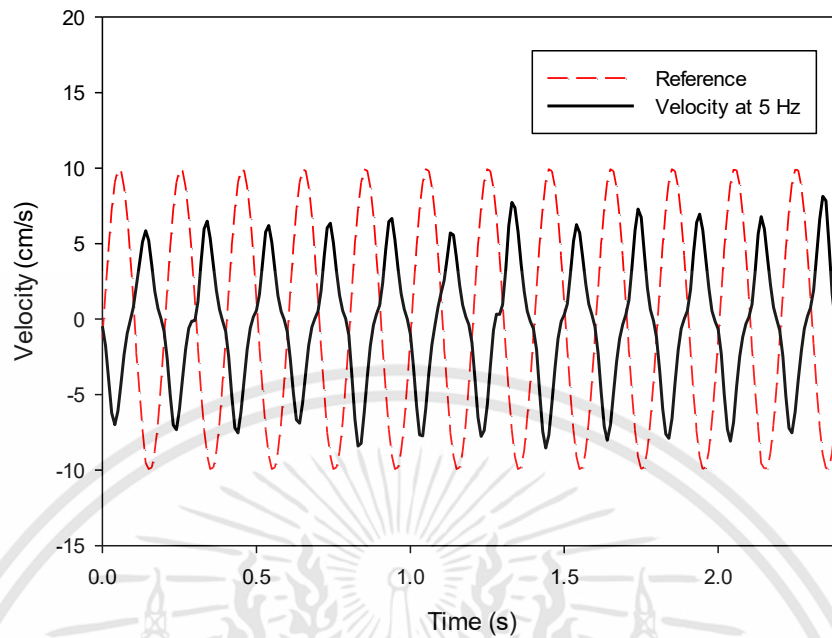


รูปที่ 6.27 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราไหลด้วยวาล์ว

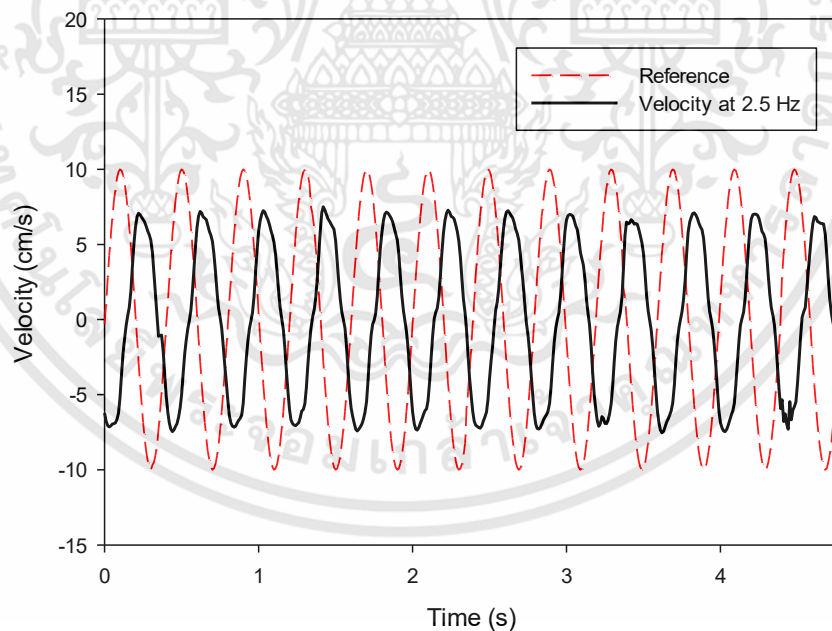


รูปที่ 6.28 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

รูปที่ 6.29 และรูปที่ 6.30 แสดงผลตอบสนองเชิงเวลาในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงแบบไซน์ที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิด ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและด้วยปั๊ม ตามลำดับ วาล์วและปั๊มโมเดลซึ่งถูกใช้เป็นสัญญาณควบคุมในการควบคุมแบบเปิด ค่าแอมพลิจูดของผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของทั้ง 2 ระบบ มีค่าลดลง -3 dB จากแอมพลิจูดของความเร็วอ้างอิง 10 cm/s ลดลงเหลือค่าแอมพลิจูดประมาณ 7 cm/s โดยที่ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วเกิดขึ้นกับผลตอบสนองความเร็วอ้างอิงที่ความถี่ 5 Hz (รูปที่ 6.29) และระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มเกิดขึ้นกับผลตอบสนองความเร็วอ้างอิงที่ความถี่ 2.5 Hz (รูปที่ 6.30)



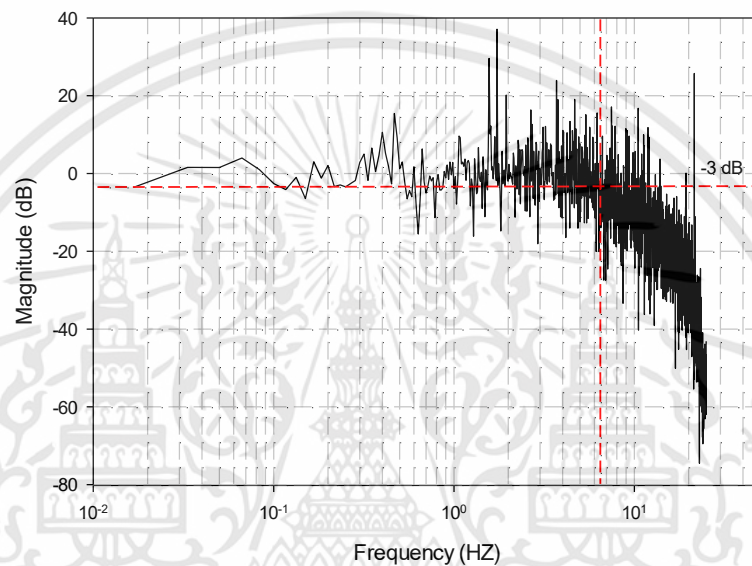
รูปที่ 6.29 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



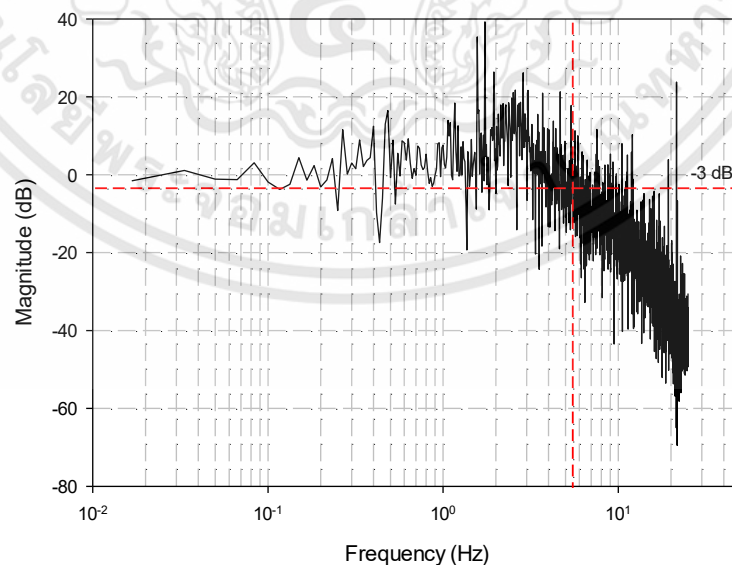
รูปที่ 6.30 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

### 6.3.2 ผลตอบสนองเชิงความถี่ในกรณีการควบคุมแบบปิดพีโอ

รูปที่ 6.31 และรูปที่ 6.32 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบปิดพีโอสำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและด้วยปั๊ม ตามลำดับ ในการผลตอบสนองเชิงความถี่จะใช้วิธีการเดียวกันกับการควบคุมแบบเปิด แต่แตกต่างกันตรงจะใช้ตัวควบคุมแบบปิดพีโอในการควบคุมระบบ ผลการทดลองแสดงว่าแบนด์วิดธ์ของการควบคุมแบบปิดพีโอมีค่าสูงกว่าการควบคุมแบบเปิดในทุกกรณี แบนด์วิดธ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วและระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่าประมาณ 6.5 Hz และ 5.5 Hz ตามลำดับ



รูปที่ 6.31 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบปิดพีโอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว

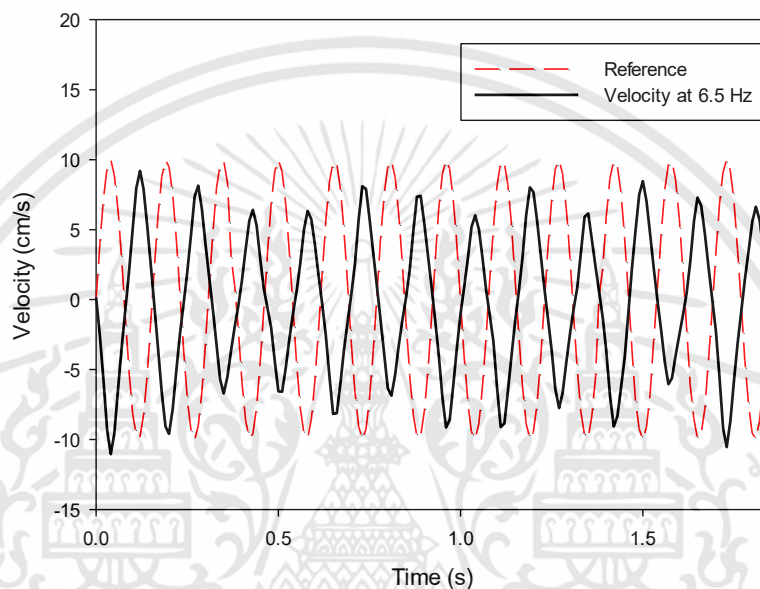


รูปที่ 6.32 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของการควบคุมแบบปิดพีโอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

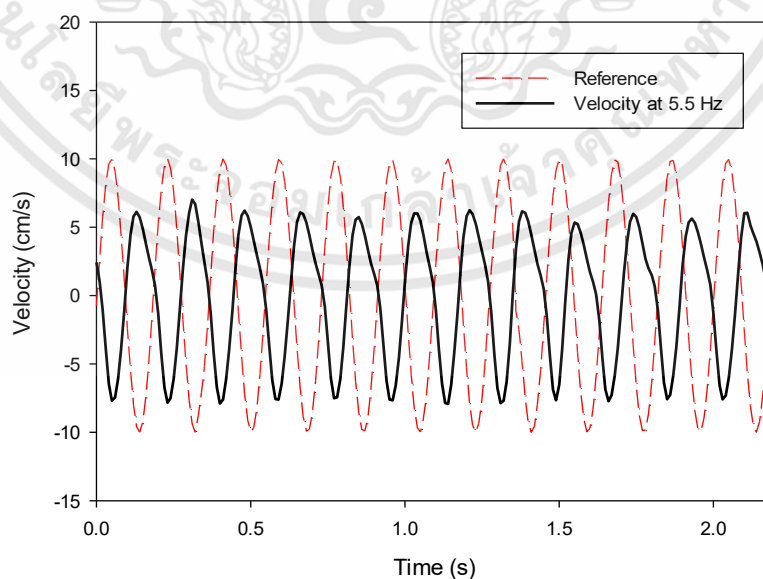
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.33 และรูปที่ 6.34 แสดงผลตอบสนองเชิงเวลาของการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงของการควบคุมแบบปิดพีไอที่ความถี่แบนด์วิดซ์ ค่าแอมพลิจูดของผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของทั้ง 2 ระบบ มีค่าลดลง -3 dB จากแอมพลิจูดของความเร็วอ้างอิง 10 cm/s ลดลงเหลือค่าแอมพลิจูดประมาณ 7 cm/s โดยที่ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วเกิดขึ้นกับผลตอบสนองความเร็วอ้างอิงที่ความถี่ 6.5 Hz (รูปที่ 6.33) และระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มเกิดขึ้นกับผลตอบสนองความเร็วอ้างอิงที่ความถี่ 5.5 Hz (รูปที่ 6.34)



รูปที่ 6.33 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว



รูปที่ 6.34 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่ความถี่แบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

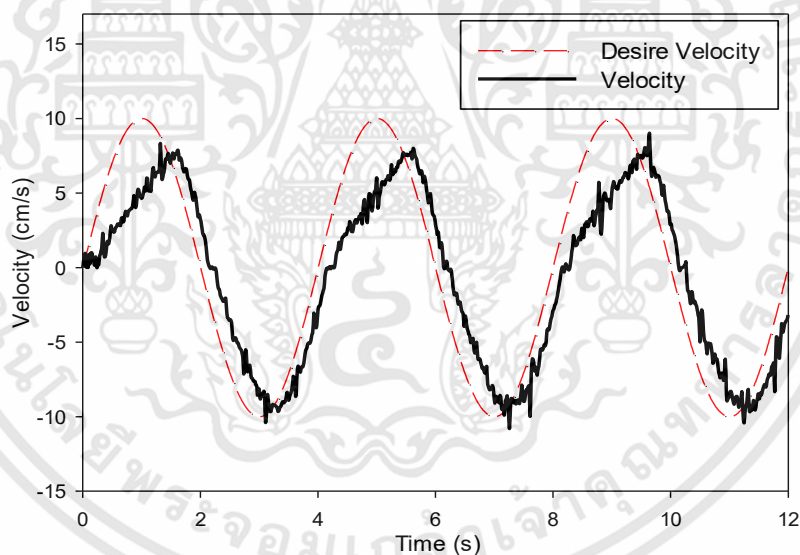
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.4 ผลตอบสนองความเร็วในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์

ชุดปรับความเร็วรอบแบบอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ขับปั๊มไฮดรอลิกสามารถที่จะปรับผลตอบสนองเชิงเวลาได้ รูปที่ 5.9-5.10 แสดงลักษณะของผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ รายละเอียดเกี่ยวกับการปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์สามารถศึกษาเพิ่มเติมได้ที่ [36] ผลการทดลองในการปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ที่มีผลต่อผลตอบสนองความเร็วของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

### 6.4.1 การควบคุมแบบเปิดในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์

รูปที่ 6.35 แสดงผลตอบสนองความเร็วของการควบคุมแบบเปิดในกรณีที่มีการปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ตอนเวลาเร่ง ACC เป็น 0.5 s และเวลาหน่วง DEC เป็น 0 s สัญญาณควบคุมจะใช้เหมือนกับการทดลองด้วยการควบคุมแบบเปิดในหัวข้อ 6..6.2.2 ผลตอบสนองความเร็วของกระบอกสูบขณะความเร็วขาขึ้นด้านบวก (กระบอกสูบเลื่อนออก) มีความล่าช้ากว่าสัญญาณความเร็วอ้างอิง เนื่องจากการปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ตอนเวลาเร่งให้ช้าลง ค่าความคลาดเคลื่อนกำลังสองของความเร็วมีค่าประมาณ 3.21 cm/s



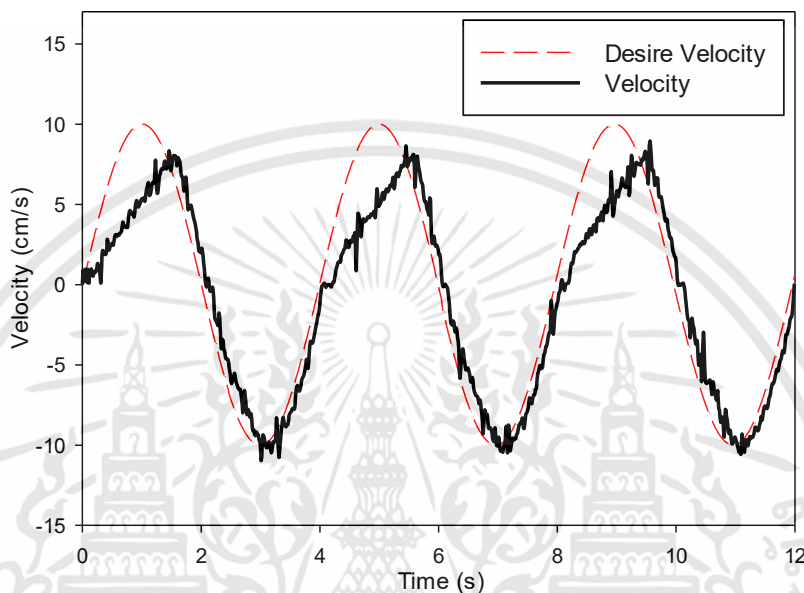
รูปที่ 6.35 แสดงผลตอบสนองความเร็วที่การปรับอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

### 6.4.2 การควบคุมแบบปิดพีไอในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์

รูปที่ 6.36 แสดงผลตอบสนองความเร็วของการควบคุมแบบปิดพีไอในกรณีที่ปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์เฉพาะตอนเวลาเร่ง ACC ให้เวลาช้าลงคือ 0.5 s และเวลาหน่วง DEC คือ 0 s เหมือนกับการควบคุมแบบเปิด สัญญาณควบคุมจะใช้เหมือนกับการทดลองด้วยการควบคุมแบบปิดพีไอในหัวข้อ 6..6.2.3 ผลการทดลองความเร็วของกระบอกสูบในขณะความเร็วขาขึ้นด้านบวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(กระบอกสูบเลื่อนออก) มีความล่าช้ากว่าสัญญาณความเร็วอ้างอิงคล้ายกับผลการทดลองแบบเปิด สาเหตุมาจากการปรับผลตอบแทนเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ที่ช้าลง ตัวควบคุมแบบพีไอช่วยให้ผลตอบแทนความเร็วพยายามติดตามสัญญาณอ้างอิงที่ดีกว่าการควบคุมแบบเปิด ค่าความคลาดเคลื่อนกำลังสองของความเร็วมีค่าประมาณ 2.62 cm/s



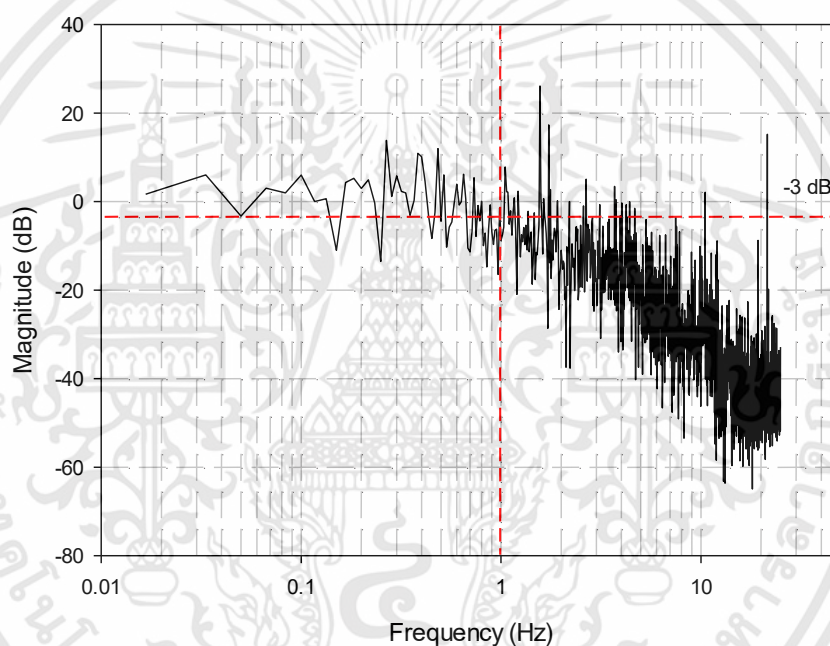
รูปที่ 6.36 แสดงผลตอบแทนความเร็วที่การปรับอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบปิดพีไอ ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

## 6.5 ผลตอบสนองเชิงความถี่ในกรณีปรับผลตอบแทนของอินเวอร์เตอร์

ผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ที่ส่งไปควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้ามีผลต่อผลตอบแทนความเร็วของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ผลตอบสนองเชิงเวลาที่ช้าลงทำให้ผลตอบแทนความเร็วมีประสิทธิภาพลดลง (ดังแสดงในหัวข้อ 6.4) หัวข้อนี้จะทำการทดลองหาผลตอบแทนเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในกรณีปรับผลตอบแทนเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ให้ช้าลงเพื่อทดสอบหาแบนด์วิดธ์ของระบบ การทดลองแบ่งออกได้ 2 กรณีคือ การควบคุมแบบเปิด และการควบคุมแบบปิดพีไอ วิธีการทดลองทั้ง 2 กรณีจะทำเหมือนกับการทดลองหาผลตอบแทนเชิงความถี่ในหัวข้อ 6.3 แต่มีข้อแตกต่างตรงที่จะทำการปรับผลตอบแทนเชิงเวลาให้ช้าลงในขณะเวลาเร่ง ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

### 6.5.1 การควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์

รูปที่ 6.37 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มของการควบคุมแบบเปิดกรณีที่ปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ให้ช้าลง โดยปรับเวลาเร่ง ACC ที่ 0.5 s และเวลาหน่วงที่ 0 s ค่าแบนด์วิดซ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ให้ช้าลงมีค่าประมาณ 1 Hz ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับแบนด์วิดซ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่การควบคุมแบบเปิดในหัวข้อ 6.3.1 ที่ 2.5 Hz ค่าแบนด์วิดซ์ของระบบที่ปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ให้ช้าลงมีค่าลดลงประมาณ 60 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบกับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ที่เร็วที่สุด (หัวข้อ 6.3.1)



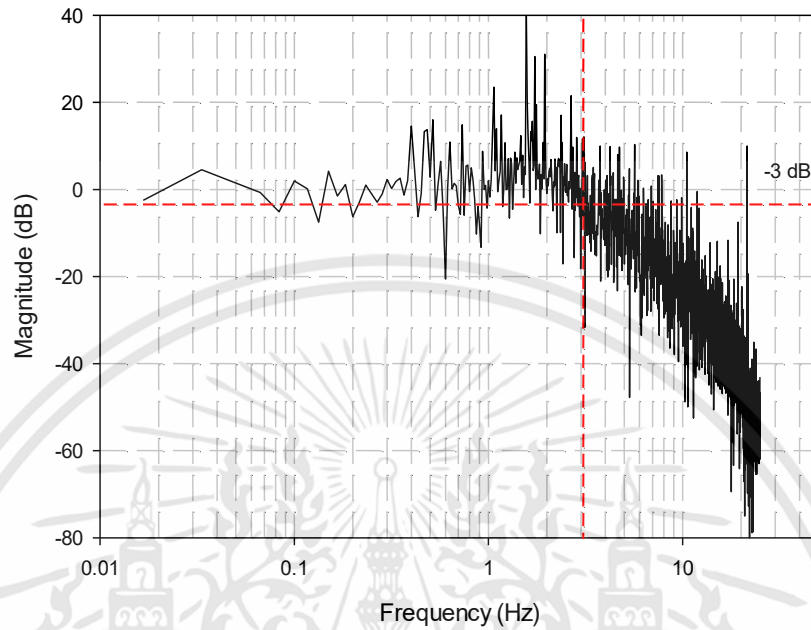
รูปที่ 6.37 แสดงผลตอบสนองความถี่กรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบเปิดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

### 6.5.2 การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในกรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์

รูปที่ 6.38 แสดงผลตอบสนองเชิงความถี่ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่การควบคุมแบบปิดพีไอ กรณีที่ปรับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ให้มีผลตอบสนองที่ช้าลง โดยปรับเวลาเร่ง ACC ที่ 0.5 s และเวลาหน่วงที่ 0 s ผลตอบสนองเชิงความถี่แบนด์วิดซ์ของระบบมีค่าประมาณ 3 Hz ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับค่าแบนด์วิดซ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่การควบคุมแบบปิดพีไอในหัวข้อ 6.3.2 ที่ 5.5 Hz ดังนั้นค่าแบนด์วิดซ์ของระบบที่ปรับผลตอบสนองเชิง



เวลาของอินเวอร์เตอร์ให้ช้าลงมีค่าลดลงประมาณ 45 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเปรียบเทียบกับผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ที่เร็วที่สุด (หัวข้อ 6.3.2)



รูปที่ 6.38 แสดงผลตอบสนองความถี่กรณีปรับผลตอบสนองของอินเวอร์เตอร์ของการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 7

# สรุปผลการทดลอง

### 7.1 สรุปผลการทดลอง

การวิจัยในครั้งนี้ทำการศึกษาาระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิกที่ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มแบบ ปริมาตรการจ่ายน้ำมันแบบคงที่ ซึ่งอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่สร้างจากปั๊มควบคุมโดย ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับผ่านชุดควบคุมอินเวอร์เตอร์ โดยระบบควบคุมอัตราการ ไหลด้วยปั๊มที่ทำการวิจัยในครั้งนี้จะประยุกต์ใช้ในการควบคุมความเร็วในการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบ ของระบบอิเล็กทรอนิกส์ไฮดรอลิก

วัตถุประสงค์ของงานวิจัยคือการนำเสนอระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีราคาต่ำ โดย เริ่มต้นโดยการสร้างสมการทางคณิตศาสตร์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่มีปริมาตรการ จ่ายน้ำมันคงที่ จากนั้นจำลองการทำงานของระบบด้วยคอมพิวเตอร์ และทดสอบสมรรถนะของระบบ ควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม ในการทดสอบสมรรถนะของระบบจะให้ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วย ปั๊มติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงที่กำหนดในกรณีไม่มีโหลดและมีโหลด เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะ กับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วที่นิยมใช้กันทั่วไป นอกเหนือจากนั้นมีการทดสอบการ สิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้า และผลตอบสนองเชิงความถี่ของทั้งสองระบบ สรุปผลการวิจัยได้ดังต่อไปนี้

1. สมการทางคณิตศาสตร์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้ หา ได้จากสมการการไหลอย่างต่อเนื่องของของไหล สมการบังคับมอเตอร์ สมการไหลผ่านออร์ฟิส สมการ การเคลื่อนที่ของนิวตัน และสมการการเคลื่อนที่ของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ นำมาสร้างเป็นสมการ ปริภูมิสถานะ จากนั้นนำสมการมาคำนวณหาค่าตอบด้วยวิธีการอินทิเกรต ผลจากการจำลองทาง คณิตศาสตร์สอดคล้องกับผลจากการทดลองจริง ทั้งการควบคุมแบบเปิด และการควบคุมแบบปิดพีไอ

2. ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มสามารถสร้างด้วยปั๊มไฮดรอลิกแบบเฟืองที่มีปริมาตร การจ่ายน้ำมันคงที่ ซึ่งใช้อินเวอร์เตอร์ปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ และวาล์ว ควบคุมทิศทางแบบ 4/3 แบบปกติเปิด สำหรับระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มควรใช้วาล์วควบคุม ทิศทางแบบเปิด เพื่อการหลีกเลี่ยงข้อผิดพลาดที่วาล์วควบคุมทิศทางไหลเลื่อนปิดอย่างรวดเร็ว ราคารวมทั้งหมดของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มที่นำเสนอในงานวิจัยนี้น้อยกว่าระบบควบคุม อัตราการไหลด้วยวาล์วที่นิยมใช้กันทั่วไป และมีราคาต่ำกว่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ควบคุม อัตราการไหลด้วยปั๊มที่สามารถปรับปริมาตรการจ่ายน้ำมันได้

3. สมรรถนะการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์ว ดีกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มในการทดลองทุกกรณี การควบคุมแบบปิดพีไอของทั้ง 2 ระบบช่วยให้ผลตอบสนองความเร็วมีค่าความคลาดเคลื่อนลดลงเมื่อเทียบกับการควบคุมแบบเปิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยผลตอบสนองความเร็วที่การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีค่าความผิดพลาดกำลังสองของความเร็วลดลงประมาณ 18% และ 7.69% เมื่อเทียบกับการควบคุมแบบเปิดในกรณีไม่มีโหลดและมีโหลด ตามลำดับ และผลตอบสนองความเร็วที่การควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่าความผิดพลาดกำลังสองของความเร็วลดลงประมาณ 39.58% และ 33.33% เมื่อเทียบกับการควบคุมแบบเปิดในกรณีไม่มีโหลดและมีโหลด ตามลำดับ

4. การสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่าน้อยกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วในทุกกรณี การสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้าของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วจะขึ้นอยู่กับค่าความดันของวาล์วปลดความดัน การตั้งค่าความดันของวาล์วปลดความดันที่สูงจะส่งผลทำให้การสิ้นเปลืองกำลังไฟฟ้ามักตามไปด้วย เพราะมีน้ำมันไฮดรอลิกส่วนหนึ่งไหลกลับถึง

5. ผลตอบสนองความถี่แบนด์วิดซ์ของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีค่าสูงกว่าระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มทั้งการควบคุมแบบเปิดและการควบคุมแบบปิดพีไอ เนื่องจากความเฉื่อยของวาล์วมีค่าน้อยกว่าความเฉื่อยของโรเตอร์ของมอเตอร์ไฟฟ้าร่วมกับปั๊มไฮดรอลิก ค่าแบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิด และการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วมีค่า 5 Hz และ 6.5 Hz ตามลำดับ ส่วนค่าแบนด์วิดซ์ของการควบคุมแบบเปิด และการควบคุมแบบปิดพีไอของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มมีค่า 2.5 Hz และ 5.5 Hz ตามลำดับ

6. ผลตอบสนองความเร็วในกรณีมีโหลด ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มยังรับภาระโหลดได้น้อย ยิ่งเมื่อภาระโหลดอยู่ในทิศทางเดียวกันกับการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ ซึ่งจะทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบ Overrunning โดยทั้งสองระบบจะเกิดการเคลื่อนที่แบบ Overrunning เหมือนกัน แต่ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วจะใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชั่นนัลที่สามารถหรีพื้นที่การเปิดทั้งด้านไปกระบอกสูบและด้านกลับถึง ทำให้เกิดการหรีพื้นที่การเปิดแบบ Meter Out ที่สามารถหน่วงกระบอกสูบในสภาวะ Overrunning ได้ แต่ในระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊มใช้วาล์วควบคุมทิศทางแบบธรรมดาที่ไม่สามารถหรีพื้นที่เปิดได้ ดังนั้นจึงต้องใช้วาล์วกันกลับที่ใช้สัญญาณภายนอก เพื่อช่วยในการหน่วงการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ

7. ระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยวาล์วที่ใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชั่นนัลและปั๊มแบบปริมาตรการจ่ายน้ำมันคงที่สามารถที่จะประยุกต์ให้เป็นระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยต้นทุนที่ไม่สูง โดยการใช้อินเวอร์เตอร์ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับปั๊ม การใช้วาล์วควบคุมอัตราการไหลแบบพรอพอชั่นนัลไม่จำเป็นต้องใช้ร่วมกับวาล์วกันกลับในระบบตามรูปที่ 5.2 เพราะวาล์วแบบพรอพอชั่นนัลสามารถหรีพื้นที่การเปิดและสามารถควบคุมการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกได้ขณะที่กระบอกสูบเคลื่อนลง ป้องกันการเคลื่อนตัวแบบ Overrunning ได้

8. ผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อขับปั๊มไฮดรอลิกสามารถที่จะปรับเวลาเร่งและเวลาหน่วงได้ การปรับเวลาเร่งและเวลาหน่วงของผลตอบสนองเชิงเวลาของอินเวอร์เตอร์จะมีผลต่ออัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่สร้างมาจากปั๊ม ซึ่งก็จะส่งผลโดยตรงต่อสมรรถนะในการติดตามสัญญาณความเร็วอ้างอิงของระบบควบคุมอัตราการไหลด้วยปั๊ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการศึกษามอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนไฮดรอลิกที่มีผลตอบสนองความเร็วรอบที่เร็วกว่ามอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้ในงานวิจัยในครั้งนี้ และควรมุ่งไปกับการออกแบบตัวควบคุมแบบชาญฉลาดที่สามารถปรับสัญญาณการควบคุมตามภาระโหลดจริง และสามารถควบคุมให้ผลตอบสนองความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้ามีผลตอบสนองที่เร็วขึ้น

2. ควรมีการศึกษาและออกแบบระบบที่ช่วยป้องกันการเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบที่สภาวะ Overrunning เช่นการเพิ่มวาล์วกันตกแบบ Counter Balance หรือการเพิ่มวาล์วควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกตอนที่น้ำมันไฮดรอลิกไหลกลับถึง เป็นต้น เพื่อให้การเคลื่อนที่ของกระบอกลูกสูบมีความนุ่มนวล และสามารถรับภาระโหลดได้มากขึ้น





## เอกสารอ้างอิง

- [1] Yao, D., De Boer, C., "Energy-Saving Adaptive Robust Motion Control of Single-Rod Hydraulic Cylinders with Programmable Valves", Proceedings of the American Control Conference, Anchorage, AK, USA, pp. 4819-4824, May 2002.
- [2] Shang T., Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit, MS.Thesis, University of Saskatchewan, 2004.
- [3] ณรงค์ ตันชีวะวงศ์, ระบบนิวแมติกส์และไฮดรอลิกส์, สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), หน้า 216, 2546.
- [4] Edge K. A., The control of fluid power systems - responding to the challenges, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, vol.211, pp.91-110, 1997.
- [5] Conway,H,G, Some note on the origin of mechanical servo mechanism, Trans. Newcomen Soc.,1953-1955,29,55-75.
- [6] Pippenger J, Fluid Power- The Hidden Giant, Amalgam Publishing, New York, pp 3,1992.
- [7] Aly A. A., Salem F. A. and Hanafy T. O. S., Energy saving strategies of an efficient electro hydraulic circuit (a review), International Journal of Control, Automation and System, vol.3, no.3, pp.6-10, 2014.
- [8] Rydberg K. E., Energy efficiency Hydraulics system solution for loss minimization, National Conference on Fluid Power, Linkoping University, Linkoping, Sweden, 16 – 17 March, 2015
- [9] Thaju T., Nasar A, Position Control of Elector-hydraulic Servo-system using Fractional Order PID Controller, International Journal of Science and Research (IJSR), vol.5, issue.7, pp.900–906, 2016
- [10] Mohsin Hassan A. A and Jassim M. T., Design and analysis of electro-hydraulic servo system for speed control of hydraulic motor, Journal of Engineering, vol.19, no.9, pp.563-572, 2013
- [11] Salloom M. Y. and Abdulqader E. B., Speed and force control of a hydraulic press using proportional valve, International Research Journal of Engineering and Technology, vol.3, issue 8, pp.83-91, 2016

- [12] Jovanovic M., Nonlinear control of an electrohydraulic velocity servo system, Proceeding of the American Control Conference, Anchorage, Alaska, USA, pp.588-593, 2002.
- [13] Nakkarat P. and Kuntanapreeda S., Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, Control Engineering Practice, vol.17, pp.895-902, 2009.
- [14] Sangpet T. and Kuntanapreeda S., Force control of an electrohydraulic actuator using a fraction order controller, Asian Journal of Control, vol.15, no.4, pp.1-9, 2013.
- [15] Jangnoi T. and Pinsopon U., Electro-Hydraulic Force Control using Fuzzy Self-Tuning PID Controller, The 5<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering, 2014.
- [16] Dostal, G.L. Dual Pump Hydraulic System. United States Patent Application Publication. no. US 2010/0287924 A1, November 2010.
- [17] Lovrec, D., Deticek, E. and Faber, F., Electro hydraulic load sending with closed loop control controlled actuators-theoretical background, Advanced in Production Engineering and Management, vol.4, no.3, pp.93-104, 2009.
- [18] Chiang M. H. and Chien Y. W., Parallel control of velocity control and energy-saving control for a hydraulic valve controlled cylinder system using self-organizing fuzzy sliding mode control, JSME International Journal, Series C, vol.46, no.1, pp.224-231, 2003.
- [19] Abdelhameed M. M., Abdelaziz M. A. and Bakarman A., The velocity control of the electro-hydraulic servo system, International Journal of Research in Engineering and Technology, vol.3, issue 11, pp.73-79, 2014.
- [20] Truong D. Q. and Ahn K. K., Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor-fuzzy PID, Mechatronic, vol.19, issue 2, pp.233-246, 2009.
- [21] Truong D. Q. and Ahn K. K., Force control for press machines using an online smart tuning fuzzy PID based on a robust extend Kalman filter, Expert System with Applications, vol.38, issue 5, pp.5879-5894, 2011.
- [22] Chiang M. H., The velocity control of an electro-hydraulic displacement-controlled system using adaptive fuzzy controller with self-tuning fuzzy sliding mode compensation, Asian Journal of Control, vol.13, No.4, pp.492-504, 2011.

- [23] Imam A., Rafiq M., Jalayeri E. and Sepehri N., Design, implementation and evaluation of a pump controlled circuit for single rod actuator, *Actuators*, vol.6, issue 1, 2017.
- [24] Mitchell, J.P. Load Sensing Hydraulic Control System for Variable Displacement Pimp. United States Patent. no. US 6,216,456 B1, April 2001.
- [25] Nakano, K. and Tanaka, Y., “Energy-saving type electro-hydraulic servo system”, *The Journal of Fluid Control*, v 18, n 3, p 35-51, 1988.
- [26] Tanaka, Y., Nakano, K. and Yamamoto, N., “Energy-Saving Hydraulic Power Source Using Inverter-Motor Drive”, *Proceedings of the First JHPS International Symposium on Fluid Power*, Tokyo, Japan, 1989
- [27] Halkuo S., Bo J. and Chen Y., Research on variable-speed electrohydraulic control system based on energy regulating strategy, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Chicago, Illinois, USA, pp.141-151, 2006.
- [28] Xu M., Jin B., Chen G. and Ni J., Speed-control of energy regulation based variable-speed electrohydraulic drive, *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, vol.59, no.7-8, pp.433-442, 2013.
- [29] Pratumswan P. and Junchangpood A., Force and position control in the electro-hydraulic system by using a MIMO fuzzy controller, *IEEE 8th Conference on Industrial Electronics and Applications*, Melbourne, Victoria, Australia, pp.1462-1467, 2013.
- [30] Seung Ho Cho, Noskievic P., Position tracking control with load sensing for energy saving valve controlled cylinder system, *Journal of Mechanical science and Technology*, vol.26, no.2, pp.617-625, 2012.
- [31] Merritt, H. E., *Hydraulic Control Systems*, Wiley, New York, 1967.
- [32] Watton J., *Fluid power systems - Modeling, simulation analog and microcomputer control*, prentice Hall, 1989.
- [33] Ramsey, K.A, Effective measurement for structural dynamics testing (part I). *Sound and Vibration*, November, pp. 24-35, 1975.
- [34] Ramsey, K.A, Effective measurement for structural dynamics testing (part II). *Sound and Vibration*, November, pp. 18-31, 1976.
- [35] *Instruction Manual, TOSVERT™ VF-S11*, Toshiba Inc, 2004.
- [36] *Directional and flow control valves “Comnica” Catalog*, Tokyo Keiki Inc., 2015.

- [37] Vicker® Solenoid Operated Directional Valve DG4V-3-60 Catalog, Eaton Corporation, 2015.
- [38] Liu R., Nonlinear control of electro-hydraulic servo system: theory and experiment, MS. Thesis, University of Illinois Urbana-Champaign, 1998.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



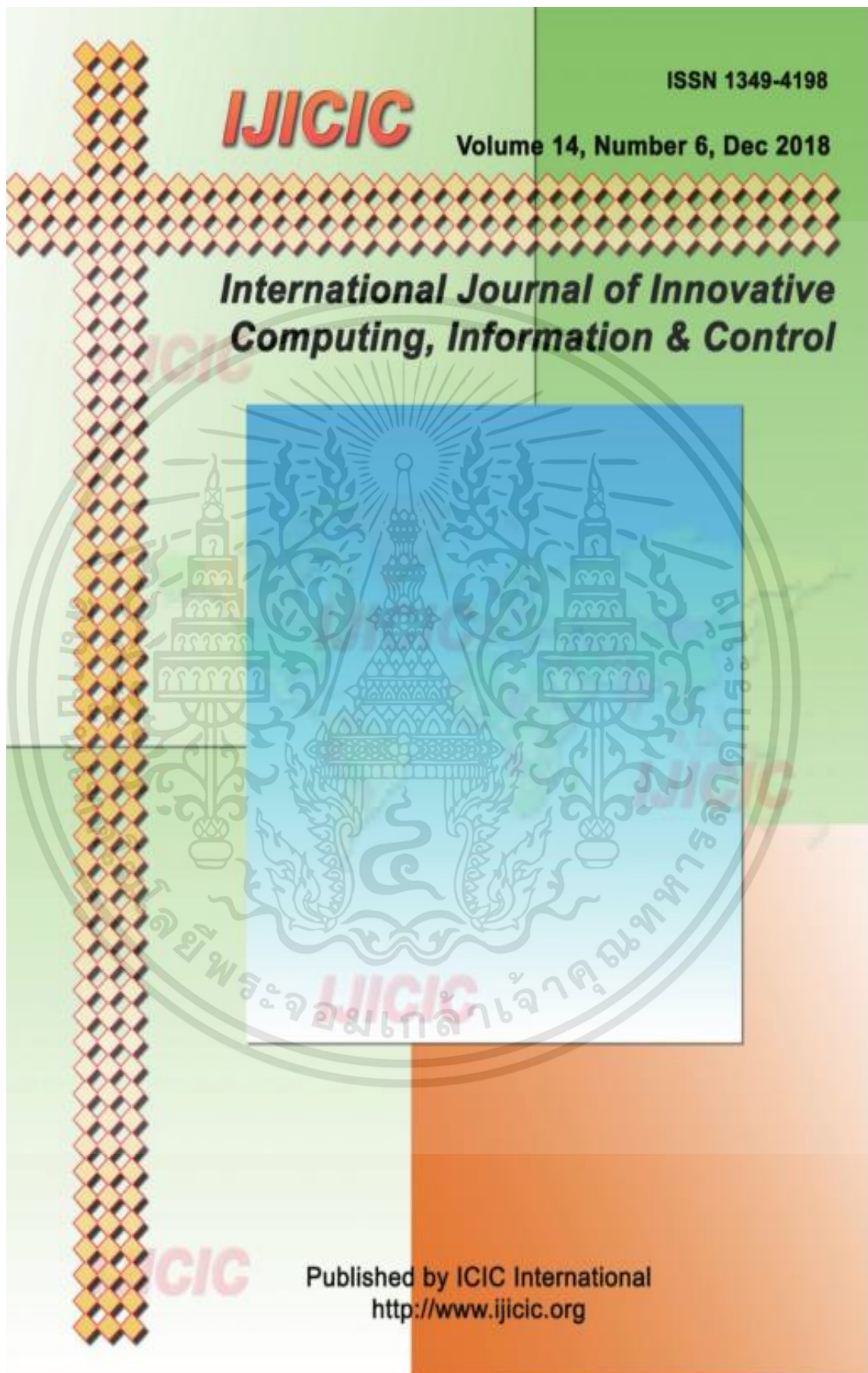


ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## VELOCITY CONTROL OF ELECTRO-HYDRAULIC PUMP CONTROL SYSTEM USING GEAR PUMP

TOSSAPOL JANGNOI AND UNNAT PINSOPON

Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang  
1, Chalongkrung Rd., Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand  
tossapol.ja@rmuti.ac.th; unnat.pi@kmitl.ac.th

Received April 2018; revised July 2018

**ABSTRACT.** *Two types of velocity control electro-hydraulic systems, valve and pump flow control systems, were extensively investigated in this study. Valve flow control system tested in the study was one of the conventional types with the use of proportional valve and conventional gear pump. The proposed pump flow control system was of the simplest one. An inverter type variable speed drive was used to drive the same gear pump in order to adjust the pump speed and hence the discharge flow rate according to the desired cylinder velocity. Mathematical model of the pump flow control system is presented in the article, and its numerical simulation results were obtained by solving the state space equations. Open loop and proportional-integral (PI) closed loop performances of both valve and proposed pump flow control systems were tested and compared. Velocity tracking performance of valve flow control system either under open loop or PI closed loop control was always better than the proposed pump flow control system. However, the power consumption of the proposed system was much better than the valve flow control system. Response speed in terms of bandwidth frequency of the proposed system under open loop control was less than the valve flow control system by half due to the large inertia of motor-pump rotor. Under PI closed loop control, bandwidth frequency of the proposed system was improved to be 15% less than the valve flow control system.*

**Keywords:** Electro-hydraulic system, Velocity control, Pump control, Variable speed drive, Gear pump

**1. Introduction.** The electro-hydraulic system (EHS) has been an industrial transmission workhorse from the past due to many advantages, such as high power-weight ratio, ease of use and great reliability. EHS technology has been constantly evolving to this day. Not only improvement in efficiency and controllability of EHS was concerned, but its environmental friendliness and energy-saving have also been key research issues [1,2].

Hydraulic oil flow rate of the EHS could be controlled at the control valve, at the pump or both. The valve control EHS commonly uses fixed displacement pump to generate a constant oil flow rate. The opening area of proportional control valve is adjusted in order to control the hydraulic oil flow rate. EHS valve control systems were studied for controlling position, velocity and force [3-7]. For the valve flow control system, not all the oil flows through the proportional valve. The rest of the oil would return to tank via relief valve. This makes the system operate at the oil relief pressure; hence, power consumption is kept at maximum at all times.

Hydraulic pump is directly controlled to discharge oil flow rate as needed in pump control EHS. This leads to a better energy consumption of pump control EHS when

DOI: 10.24507/ijicic.14.06.2307



compared with valve control EHS. However, the drawbacks of pump control EHS are slower response and less precision. Therefore, the performance improvement of pump control EHS has been studied by several researchers recently [8-16]. The work in [8] presented a pump control EHS with the use of load sensing cylinder to control pump swash plate in order to control oil flow rate. Proportional valve was also used to direct the flow and further adjust the flow rate. A similar pump control EHS was proposed in [9]. It differs from [8] in that instead of load sensing cylinder, a stepping motor is used to control pump swash plate. A hybrid force control EHS force control for pressing machine with bidirectional piston pump driven by alternating current (AC) servo motor is proposed in [10,11]. In addition to AC servo bidirectional pump, an auxiliary pump was used in [12], an accumulator was used in [13], in order to compensate the oil flow.

Drawbacks of the pump control EHS with variable displacement pump or bidirectional pump [8-13] are the high costs of the equipment and the complexity of the circuits. Alternatively, pump control EHS could also be constructed with a lower costed fixed displacement pump. In order to be able to adjust the discharge flow rate from a fixed displacement pump, variable speed electric motor would be used to drive the pump [14-16]. A pump control EHS with the use of fixed displacement pump and proportional valve was presented in [14]. Auxiliary devices were proposed to add to the fixed displacement pump control EHS. [15] added an accumulator to the system in order to improve acceleration response. Proportional relief valve was added in [16] to reduce energy loss.

This paper proposes a simple low cost pump control EHS. The pump used in the proposed system is a conventional gear pump, and is driven by an inverter type variable speed drive. Instead of proportional valve, a simple 4/3 directional control valve is used to direct the oil flow. The cost of the proposed system in study is far lower than pump control EHSs explored in other studies [8-16]. Mathematical model and numerical simulation of the proposed system are also presented. Both open loop and closed loop performances of the proposed system and the valve control EHS would be experimentally tested and compared. Frequency responses of both proposed and valve control systems would be experimentally conducted in order to understand the limitation on response speeds of both systems.

## Nomenclature

$A_{HE}$ : cross sectional area of cylinder head end	$V_{HE}$ : initial fluid volume in cylinder head end
$A_{RE}$ : cross sectional area of cylinder rod end	$V_{hose}$ : initial fluid volume in hydraulic hose
$A_{PA}$ : cross sectional area of P-A port	$V_{RE}$ : initial fluid volume in cylinder rod end
$A_{BT}$ : cross sectional area of B-T port	$x_1 = x$ : piston displacement
$A_{PT}$ : cross sectional area of P-T port	$x_2 = \dot{x}$ : piston velocity
$C_d$ : orifice discharge coefficient	$x_3 = P_{HE}$ : piston head end pressure
$C$ : damping value	$x_4 = P_{RE}$ : piston rod end pressure
$L_{stroke}$ : total cylinder movement	$x_5 = P_P$ : pump pressure
$m_{piston}$ : mass of piston	$x_6 = N$ : motor speed
$P_T$ : ambient pressure	$\beta$ : hydraulic fluid bulk modulus
$Q_{PAHE}$ : flow from pump to cylinder head end	$\omega_P$ : volume displacement of pump
$Q_{BTRE}$ : flow from cylinder rod end to tank	
$Q_{PT}$ : flow from pump to tank	

**2. Flow Control Systems.** Two types of velocity control EHSs are studied and compared experimentally in this study: valve flow control and pump flow control systems.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**2.1. Valve flow control system.** The valve flow control system used in this study (Figure 1) is one of the conventional EHSs. The system utilizes a fixed displacement gear pump driven by a fixed speed electrical motor. The control signal from the PC controller calculated based on the measuring data is sent via D/A card to the proportional control valve. The opening area of the proportional control valve is adjusted according to the control signal, metering the oil flow rate through it. The response time of 0-100% spool displacement of proportional control valve according to the valve manufacturer is 50 ms [17].

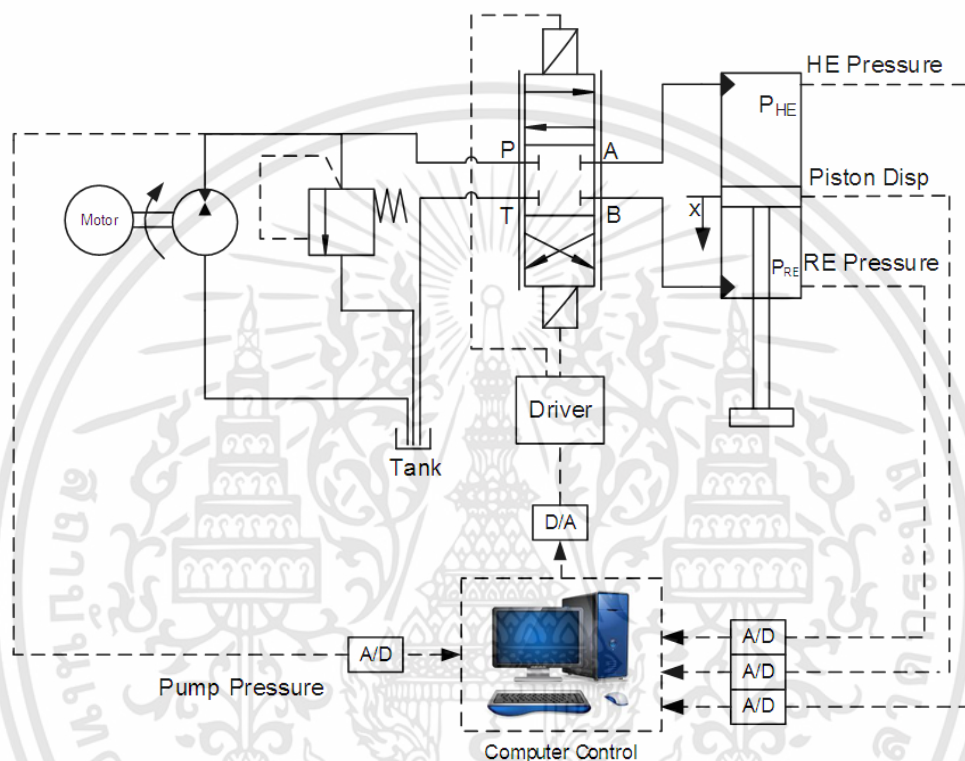


FIGURE 1. Schematic diagram of the valve flow control system

**2.2. Pump flow control system.** Figure 2 shows the schematic diagram of the proposed pump flow control system. The proposed pump flow control system is of the simplest one, with the use of the same fixed displacement gear pump used in the valve control system. The pump is driven by the same electrical motor used in the valve control system. However, the electrical motor speed is controlled by an inverter type variable speed drive (VSD). A 4/3 directional control valve is used to direct the oil flow to either the head-end (HE) side or the rod-end (RE) side of the cylinder according to the velocity command. At the cylinder sudden stop command, the downstroke of directional control valve is faster than pump due to the valve's smaller inertia, and the valve tends to completely shut off before the pump does. Open center type directional control valve is then used (Figure 2) in order that the oil could bypass into tank during the sudden shutoff; thus, oil pressure surge could be avoided. The directional control valve utilized in pump flow control system, unlike the proportional control valve in the valve flow control system, cannot meter the flow. Therefore, additional pilot operated check valves are placed at both sides of the cylinder (Figure 2) in order to meter or restrict the oil flow during the downward motion of the cylinder. This act could prevent gravitational overrunning motion. The control signals calculated based on the measuring data are sent to both the

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

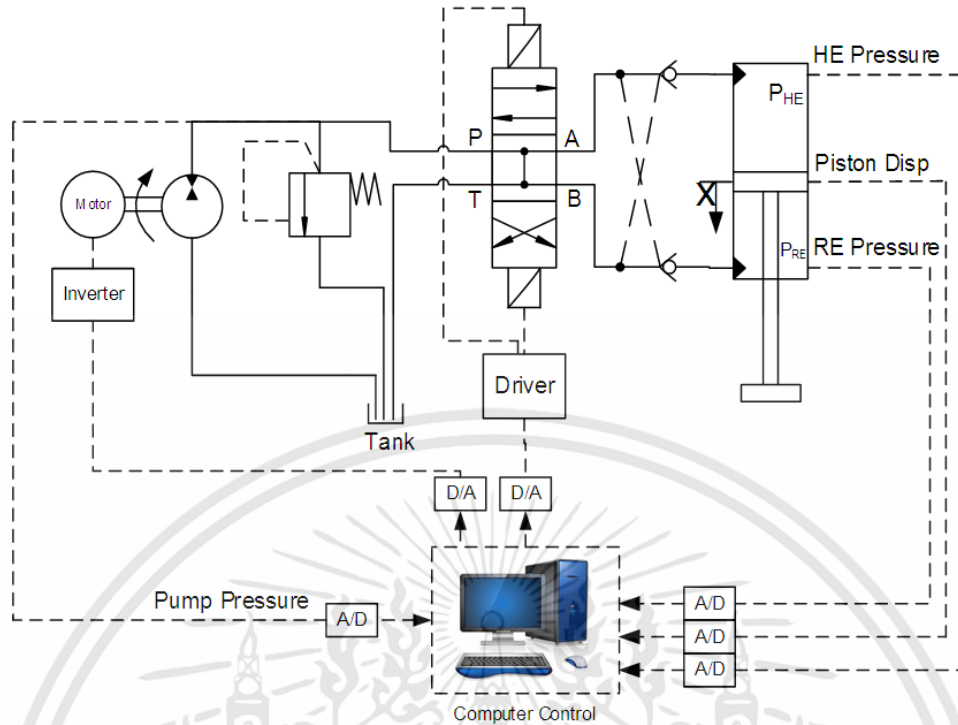


FIGURE 2. Schematic diagram of the proposed pump flow control system

electrical motor variable speed drive and the direction control valve. The response time of 0-100% spool displacement of direction control valve according to the valve manufacturer is 60 ms [18]. The combined cost of VSD, directional control valve and check valves, used in the pump flow control system (Figure 2) should always be lower than the comparable proportional valve and its driver used in the valve flow control system (Figure 1). Thus, the total cost of the proposed pump flow control system is lower than the conventional valve flow control system.

For both valve and proposed pump flow control systems, the piston position, pump pressure, and cylinder HE and RE pressures are measured and sent to the computer via the National Instrument 6221 data acquisition card. The velocity feedback signal is obtained by numerically differentiating the piston position measured by a draw wire potentiometer. The sampling rate implemented in both control systems was 100 Hz. The fixed displacement gear pump used in both control systems has a volumetric displacement of 11 cm<sup>3</sup>/rev, and discharges a maximum flow rate of 260 cm<sup>3</sup>/s. The specifications of EHS components used in both systems are shown in Table 1.

**3. Mathematical Modeling of the EHS.** This topic discusses the mathematical model of the proposed pump flow control system. The mathematical model comprises the modeling of piston dynamics, electrical motor dynamics, and cylinder pressure dynamics. The detail can be explained as follow.

The motion of the piston is described by the Newton's second law equation as shown in Equation (1).

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{piston}} (P_{HE}A_{HE} - P_{RE}A_{RE} - C\dot{x}) \quad (1)$$

For the ease of modeling, the dynamics of induction motor and pump driven by variable speed drive can be modeled as a first order system. The pump revolving speed,  $N$ , is the function of the inverter frequency input, and is obtained from Equation (2). The values



TABLE 1. The specifications of the EHS components

Component	Specification	
Variable speed drive	Manufacturer:	Toshiba: VF-S11-3PH-380V
	Power:	5.5 Kw
Electrical motor	Manufacturer:	Mitsubishi: SF-JR 2HP 4P
	Power:	1.5 Kw
	Maximum speed:	1450 rpm
Hydraulic pump	Manufacturer:	Honor: 2GG1U11R
	Type:	Gear Pump
	Volumetric displacement:	11 cc/rev
Proportional valve	Manufacturer:	Tokimec: COM-3-2C-AN-11
	Type:	4/3 closed center
	Time response:	50 ms
Direction control valve	Manufacturer:	Vickers: DG4V-3S-0C-M-U-H5-60
	Type:	4/3 open center
	Time response:	60 ms
Position sensor	Manufacturer:	Penny Giles: DLS-750-P60-CR-P
	Type:	Draw wire potentiometer
Pressure sensor	Manufacturer:	Wika: A-10
	Type:	Piezo-electric

of constant gain,  $K_m$ , and time constant,  $T_m$ , were obtained from the experiment to be 29 and 0.2, respectively.

$$N = \frac{K_m}{T_m s + 1} f_{in} \quad (2)$$

The volumetric efficiency of the pump is not considered in the modeling. Therefore, the pump discharge flow,  $Q_P$ , is assumed to be proportional to the driven speed as shown in Equation (3).

$$Q_P = \omega_P N \quad (3)$$

The flow from pump to cylinder head end,  $Q_{PAHE}$ , via valve port A and the flow from cylinder rod end to tank,  $Q_{BTRE}$ , via valve port B equations are derived from orifice flow equations as shown in Equations (4) and (5).

$$Q_{PAHE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA} \sqrt{P_P - P_{HE}} \quad (4)$$

$$Q_{BTRE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{BT} \sqrt{P_{RE} - P_T} \quad (5)$$

The flow return to tank through the relieve valve occurs only when the value of pump pressure,  $P_P$ , is higher than the relieve valve cracking pressure,  $P_{cr}$ , as described in Equations (6) and (7).

$$Q_{PT} = 0 \text{ if } P_P < P_{cr} \quad (6)$$

$$Q_{PT} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT} \sqrt{P_P - P_T} \text{ if } P_P > P_{cr} \quad (7)$$

The compression of the hydraulic oil causes the changes in pressure at pump discharge and in the cylinder. The changes of pressures are described by the bulk modulus equations, Equations (8) to (10).

$$Q_P = Q_{PAHE} + Q_{PT} + \frac{V_{hose}}{\beta} \dot{P}_P \quad (8)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



$$Q_{PAHE} = A_{HE}\dot{x} + \frac{(V_{HE} + A_{HE}x)}{\beta} \dot{P}_{HE} \tag{9}$$

$$Q_{BTRE} = A_{RE}\dot{x} - \frac{(V_{RE} + A_{RE}(L_{stroke} - x))}{\beta} \dot{P}_{RE} \tag{10}$$

Equations (1)-(10) can be rewritten in the state space form as shown in Equations (11) to (19). The state equations explaining the changes in pump revolving speed and cylinder motion are shown in Equations (11)-(13).

$$\dot{x}_6 = -5x_6 + 145f_{in} \tag{11}$$

$$\dot{x}_1 = x_2 \tag{12}$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_{piston}} (x_3A_{HE} - x_4A_{RE} - Cx_2) \tag{13}$$

Because of the different flow directions during the extension and retraction of the cylinder, the state equations explaining the changes in oil pressures are different for both cases, and are shown in Equations (14) to (19). The values of parameters used in the model, Equations (11) to (19), are shown in Table 2.

Extension:

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{(V_{HE} + A_{HE}x_1)} \left( \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA}\sqrt{x_5 - x_3} - A_{HE}x_2 \right) \tag{14}$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{(V_{RE} + A_{RE}(L_{stroke} - x_1))} \left( - \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{BT}\sqrt{x_4 - P_T} + A_{RE}x_2 \right) \tag{15}$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta}{V_{hose}} \left( - \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT}\sqrt{x_5 - P_T} - \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA}\sqrt{x_5 - x_3} + \omega_P x_6 \right) \tag{16}$$

Retraction:

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{(V_{HE} + A_{HE}x_1)} \left( \left( -C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{AT}\sqrt{x_3 - P_T} - A_{HE}x_2 \right) \tag{17}$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{(V_{RE} + A_{RE}(L_{stroke} - x_1))} \left( \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PB}\sqrt{x_5 - x_4} + A_{RE}x_2 \right) \tag{18}$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta}{V_{hose}} \left( - \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT}\sqrt{x_5 - P_T} - \left( C_d\sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PB}\sqrt{x_5 - x_4} + \omega_P x_6 \right) \tag{19}$$

TABLE 2. The EHS parameters used in the mathematical model

Parameters	Value	Unit
Pump volumetric displacement	11	cc/rev
Cylinder stroke	25	cm
Piston diameter	40	mm
Rod diameter	28	mm
Piston mass	2	kg
Relief valve cracking pressure	30	bar
Effective bulk modulus of hydraulic oil	700	MPa
Density of hydraulic oil	850	kg/m <sup>3</sup>
Damping coefficient	500	kg/s
Orifice discharge coefficient	0.62	–
Initial fluid volume in hydraulic hose	1.28 × 10 <sup>-5</sup>	m <sup>3</sup>

Table 2 shows the values of the parameters used in the mathematical model. They were obtained from equipment data sheet and direct measurements.

4. **Controller Design.** Open loop and PI closed loop controls are tested and compared in this study. The details of both controllers are explained as follows.

4.1. **Open loop control.** Figure 3 shows the block diagram of open loop control for both valve and pump flow control systems. Open loop valve flow control system uses inverse valve modulation, whereas open loop pump flow control system uses inverse pump modulation.

The valve or pump modulation is the static relationship between the valve or pump control command to the EHS output. For velocity control EHS, the EHS output could be either oil flow rate or the cylinder velocity.

Figure 4 shows the valve modulation with oil flow rate as the EHS output. To obtain the valve modulation, various constant voltage inputs were sent to the proportional valve in the valve flow control system. The pump which operates at constant speed discharges a constant flow rate. The valve port areas vary according to the varying valve control inputs. Corresponding steady state oil flow rate to each valve control input was then recorded, and the relationship is constructed. The oil flow rate when divided by cross sectional area of cylinder head end or rod end can be interpreted as cylinder extension or retraction velocity. The inverse valve modulation which is used to convert cylinder velocity back to the valve control command could then be obtained from Figure 4.

Figure 5 shows the pump modulation with oil flow rate as the EHS output. In the same procedure of obtaining valve modulation, various constant voltage inputs were sent to the inverter variable speed drive in the pump flow control system. Corresponding oil flow rate to each pump control input was recorded, and the relationship is constructed.

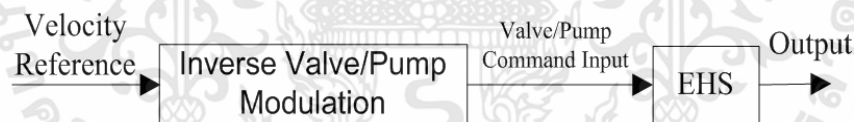


FIGURE 3. Block diagram of open loop control system

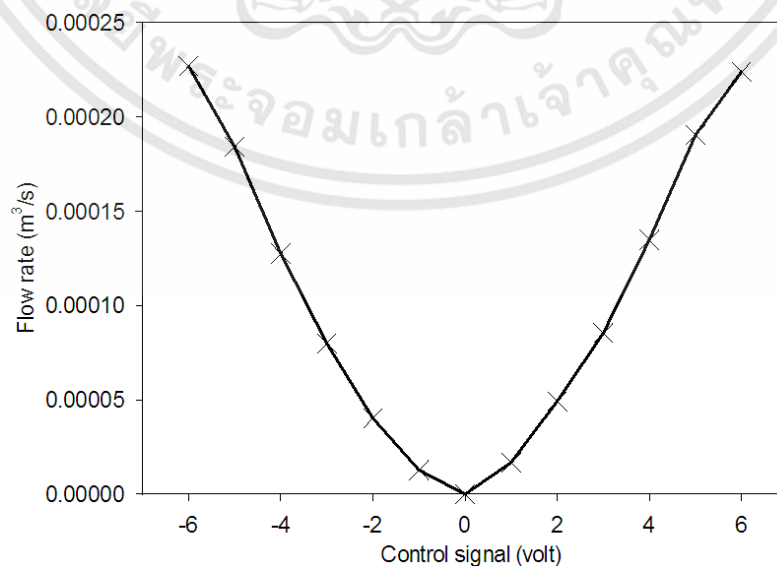


FIGURE 4. Valve modulation between valve control signal versus oil flow rate

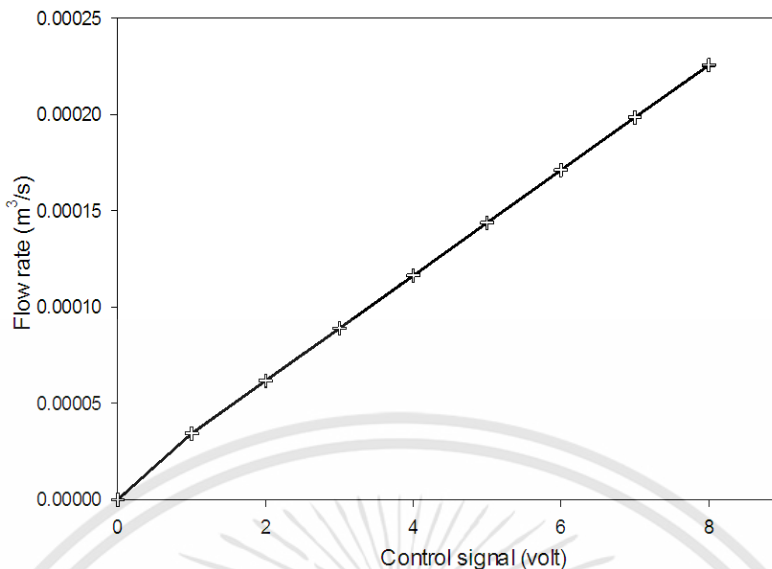


FIGURE 5. Pump modulation between pump control signal versus oil flow rate

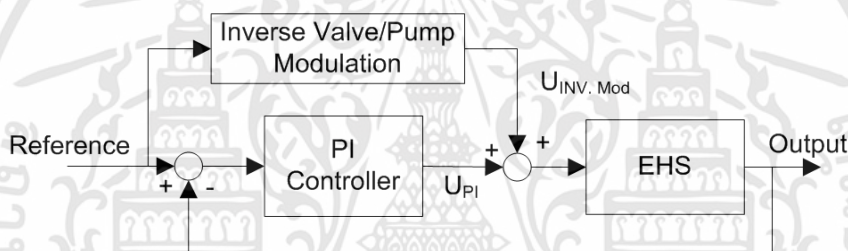


FIGURE 6. Block diagram of PI closed loop control system

Both valve and pump inverse modulations were modeled as lookup tables in the control code.

**4.2. PI closed loop controller.** Figure 6 shows the block diagram of PI closed loop control system. The inverse valve or pump modulation previously used in the open loop control system is used in the feedforward loop of the closed loop control system. Tracking performance is improved upon using feedback PI closed loop control. The total control action is then the combination of the PI and inverse modulation outputs, as shown in Equation (20).

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int e(t)dt + U_{Inverse Modulation} \tag{20}$$

where  $e(t)$  is the velocity tracking error. In this study, the PI gains,  $K_P$ , and  $K_I$  were tuned experimentally by using the Ziegler-Nichols method. For valve flow control system, the control signal is sent to the proportional control valve. While for the pump flow control system, the control signal is sent to both VSD and direction control valve.

**5. Simulation Results.** This topic explains only the simulation results of pump flow control system. The numerical simulations of the valve control system could be found in several articles such as [19]. The simulation results of the proposed pump control system were obtained by numerically solving the state space equations (Equations (13)-(21)). Fourth order Rung-Kutta integration method was used to calculate the solutions of the state space equations.

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

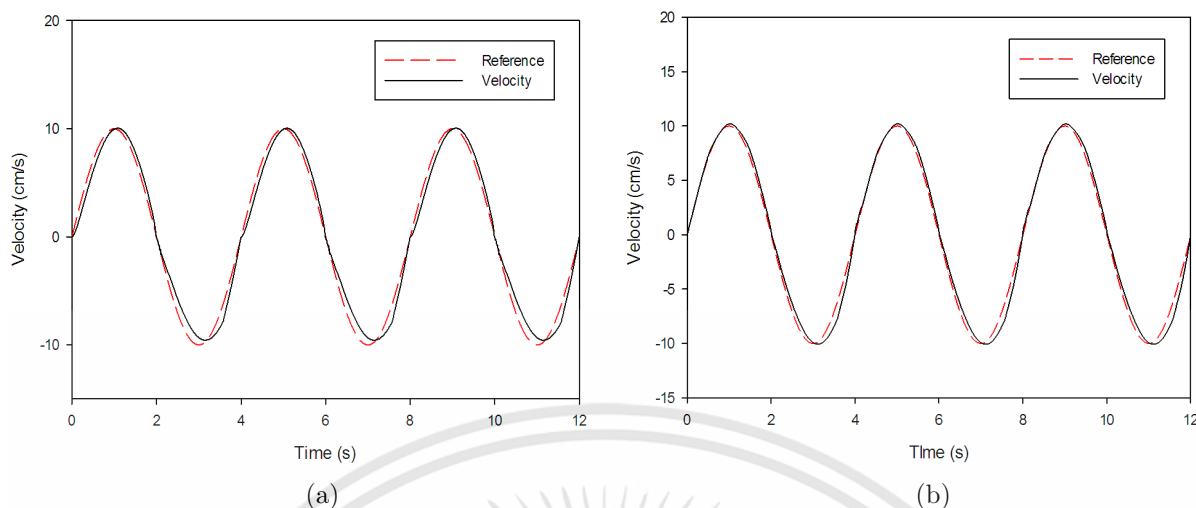


FIGURE 7. Tracking response simulation of the proposed pump flow control system under (a) open loop control and (b) PI closed loop control

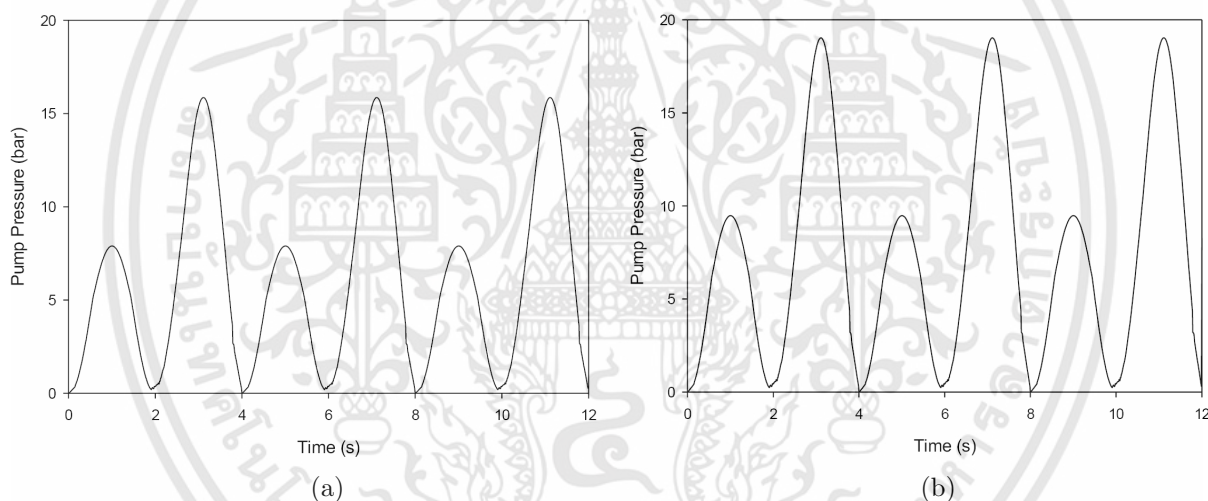


FIGURE 8. Pump pressure simulation of the proposed pump flow control system under (a) open loop control and (b) PI closed loop control

Figure 7 shows the computer simulation of sinusoidal velocity tracking responses of the pump flow control system. The inverse pump modulation obtained from the actual experiments (Figure 5) was used in the computer simulation. Figure 7(a) shows the tracking response of open loop pump flow control system. Figure 7(b) shows the velocity response of PI closed loop control. PI controller could reduce root mean square (RMS) velocity tracking error by almost half, from a value of 1.14 cm/s in case of open loop to a value of 0.61 cm/s.

Figure 8 shows the pump pressures obtained from the same computer simulation as of Figure 7. The pump pressures vary periodically according to desired velocity. The pressure during retraction is higher than one during extension because of different piston areas of both sides. For the PI closed loop control (Figure 8(b)), the pump pressure varies in the same trend as the open loop control (Figure 8(a)) at a little higher value due to extra control effort output by PI controller.

ไม่ว่าการณ์ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**6. Experimental Result.** The motor speed was kept constant at 1450 rpm for the valve flow control system, and was varied between 0 to 1450 rpm according to the control scheme for the pump flow control system. The key performance indices (KPIs) to be compared between both control systems are RMS velocity tracking error and power consumption. PI gains of the PI closed loop control were tuned experimentally by the Ziegler-Nichols method. The results in this study are divided into 2 cases: open loop control and PI closed loop control.

The dynamics of pump flow control system largely depends on the dynamics of the motor-pump because of the large inertia of the rotating combined elements. Figure 9 shows the pump speed open loop step response of the pump flow control system. The pump discharge flow was diverted back to the tank in this test; thus, the hydraulic system was unloaded. Constant control signals at the values of half and full scale VSD commands were sent to the VSD, and the pump speeds were recorded. Delay times of 0.05 second could be observed in both responses. The pump speed response has a 10%-90% rise time of approximately 0.22 second which is roughly equivalent to a natural frequency and a bandwidth frequency between 1.8-2.5 Hz at damping ratio between 0.7-1 according to any classical control textbooks. The topic of system bandwidth will be lately discussed.

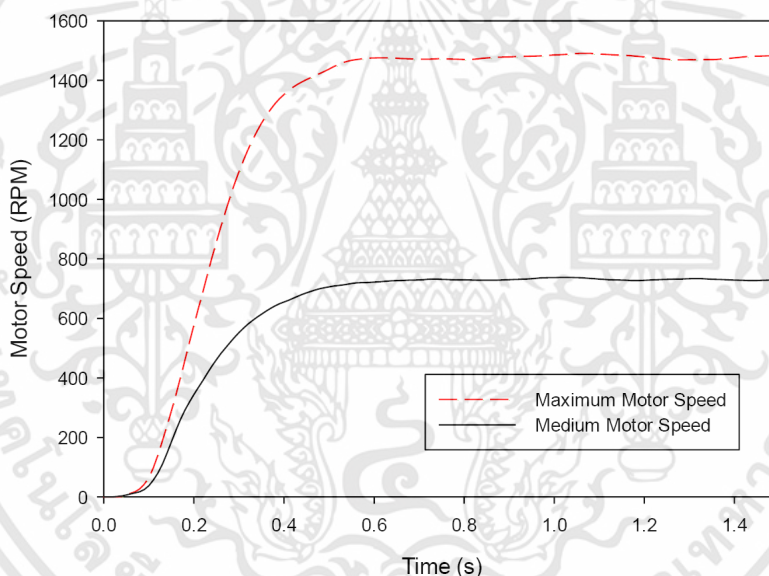


FIGURE 9. Pump speed open loop step response of the proposed pump flow control system

Figure 10 shows the comparison of velocity open loop step responses of valve and pump flow control systems. The response of valve flow control system was faster than pump flow control system. Delay time and rise time of 0.05 and 0.01 seconds were observed in valve flow control system, whereas delay time and rise time of pump flow control system were 0.15 and 0.28 seconds, respectively. For valve flow control system, pump operated at constant speed discharging a constant oil flow rate during idling, proportional control valve then reacted to the constant step command received at time zero. On the other hand, the pump was at rest during idling for the pump flow control system. The much larger inertia of motor-pump rotor in pump flow control system compared with the inertia of valve in valve flow control system is the reason of the much slower step response of the pump flow control system.

Figure 11 shows open loop square input responses of both valve and pump flow control systems. Pump discharge pressure is also shown in the same figure. For the valve flow

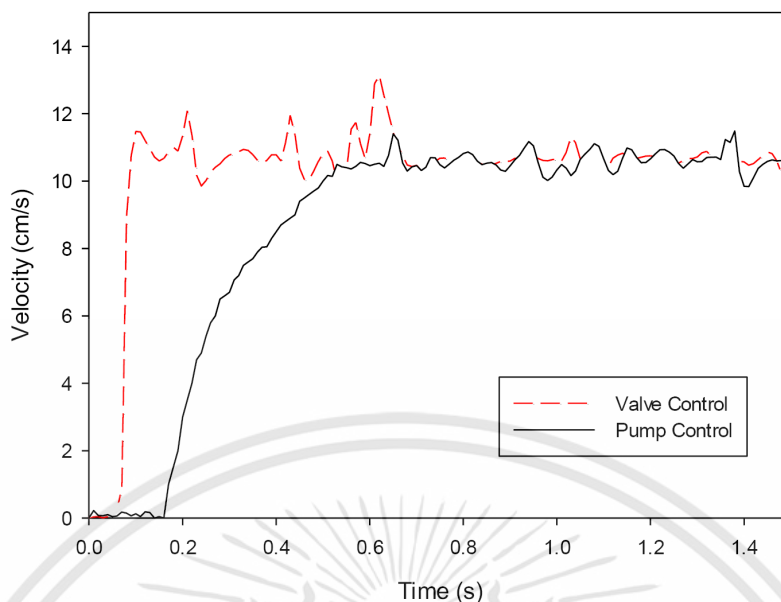


FIGURE 10. Comparison of velocity open loop step responses of both systems

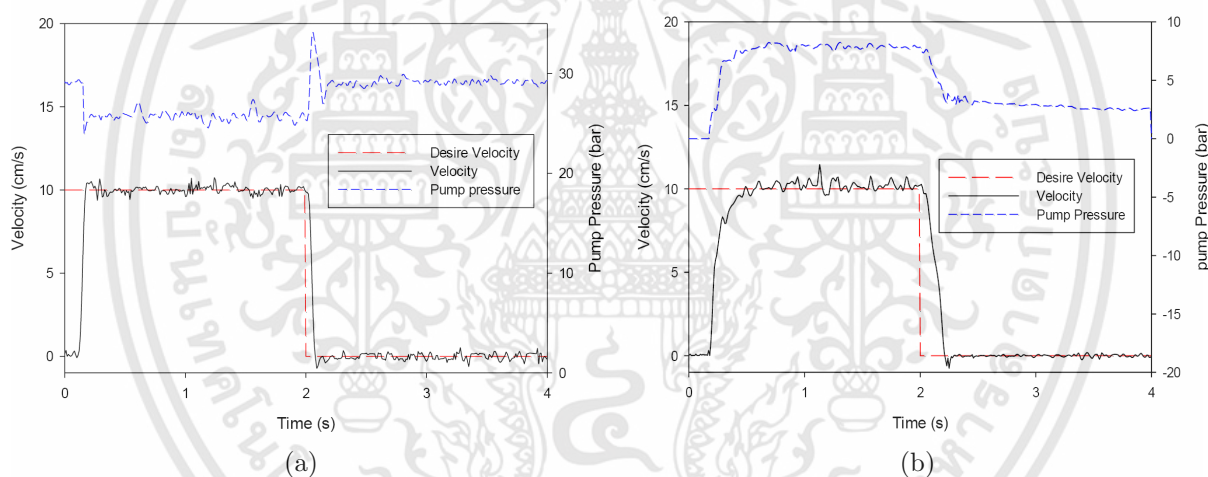


FIGURE 11. Open loop square input responses of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

control system (Figure 11(a)), oil pressure surge above relief pressure could be observed at the time 2 second, the same instant of valve shuts off, due to the compression of oil before the relief valve is opened. Such surge in oil pressure could not be observed in the case of pump flow control system (Figure 11(b)). The reason, as mentioned earlier in Chapter 2, is the use of open center type directional control valve in the pump flow control system (Figure 2). Oil could flow back to tank freely at the valve shutoff instant. The pump pressure at the time 2 second of pump flow control system did not suddenly come down to zero even the pump command was reduced to zero (Figure 11(b)). The revolving motion of the pump did not rapidly stop at the zero pump command due to the inertia effect of the motor-pump rotor. The pump still continually discharged the oil flow before it completely stopped. The discharged oil flow back to tank via the port opened at center of the directional control valve. Pump pressure after the time 2 second was in the decline trend (Figure 11(b)). It would be a while before the pump stopped and the pump pressure would come down to zero.

การศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Figure 12 shows the open loop sinusoidal velocity tracking responses of both valve and pump flow control systems. Delay of 0.17 second could also be observed in the pump flow control system as in the case of open loop step response (Figure 10). Delay in tracking could not be observed in simulation (Figure 7) since the delay was not included in the mathematical model (Equations (11)-(19)). The RMS velocity tracking errors of valve and pump flow control systems are 1.27 cm/s and 2.40 cm/s, respectively.

Figure 13(a) shows the power consumption of open loop valve control system that was relatively constant at approximately 2302.82 W. The pump pressure was relatively constant at 30 bar, at the relief pressure (Figure 13(a)). For the valve flow control system, the pump outputs a constant flow rate at all the time since the motor speed is kept constant. Not all the oil pump flow would pass through the proportional control valve, the rest of the oil pump flow would divert back to tank through the relief valve. That caused the system pressure to be relatively constant at the relief pressure, and the power consumption to be constant at its maximum value. Figure 13(b) shows the power consumption of pump flow control system that varied periodically according to velocity response and had the average value of 132.41 W. The pump pressure periodically varied

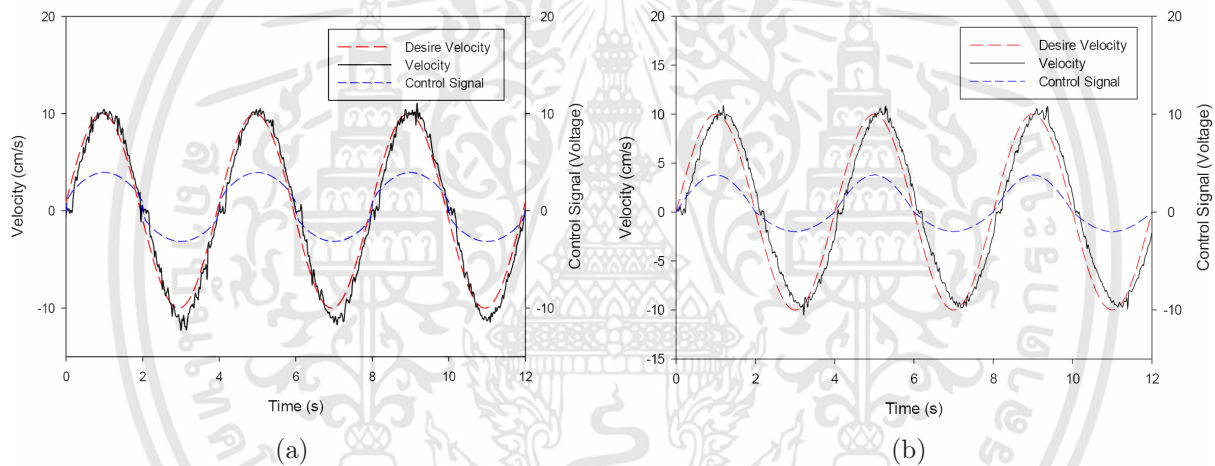


FIGURE 12. Open loop sinusoidal tracking responses of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

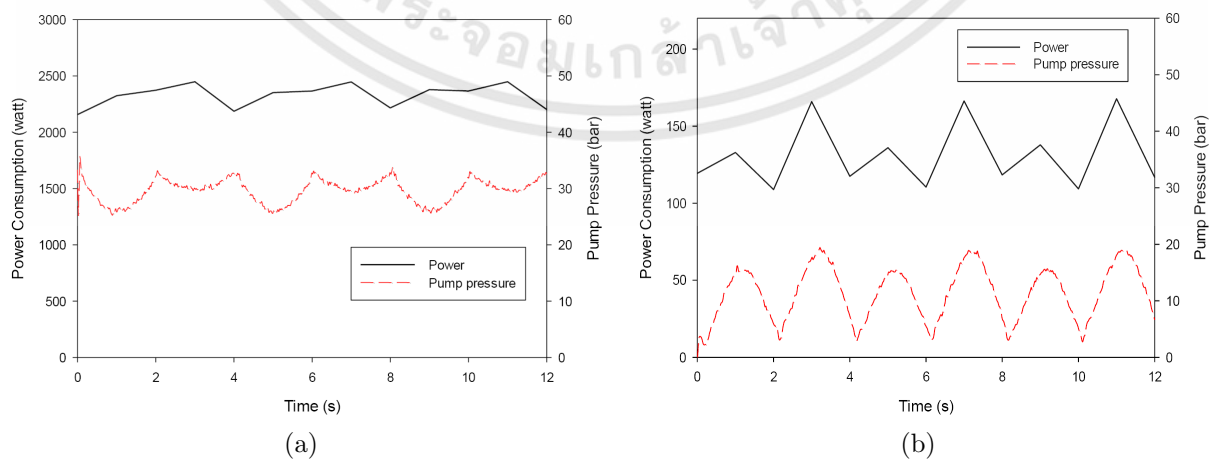


FIGURE 13. Open loop power consumptions and pump pressures of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

between 1 and 20 bar (Figure 13(b)). For the pump flow control system, pump discharged only enough oil flow rate according to the velocity command, no excess oil would have to divert back to tank through the relief valve. The system pressure was then at the value that is enough for moving the load, not at the relief pressure. The maximum values of the pump pressure obtained from the experiment (Figure 13(b)) were a little higher than ones obtained from the simulation (Figure 8(a)), due to the uncertainties in system parameters. The other reason is that the model of the pilot operated check valves (Figure 2) was not included in the mathematical model (Equations (13)-(22)).

Figure 14 shows closed loop sinusoidal velocity tracking responses of valve flow control and pump flow control systems. The PI controller gains were tuned experimentally using the Ziegler-Nichols method. The controller gains of the valve flow control and pump flow control systems were found to be  $K_P = 0.01$ ,  $K_I = 0.0001$ , and  $K_P = 0.02$ ,  $K_I = 0.00025$ , respectively. Closed loop control improved the tracking performance of the pump flow control substantially. RMS tracking error was reduced by 40%, and the tracking delay was reduced to be 0.13 second. RMS velocity tracking errors of valve flow control and pump flow control systems were 1.18 cm/s and 1.45 cm/s, respectively.

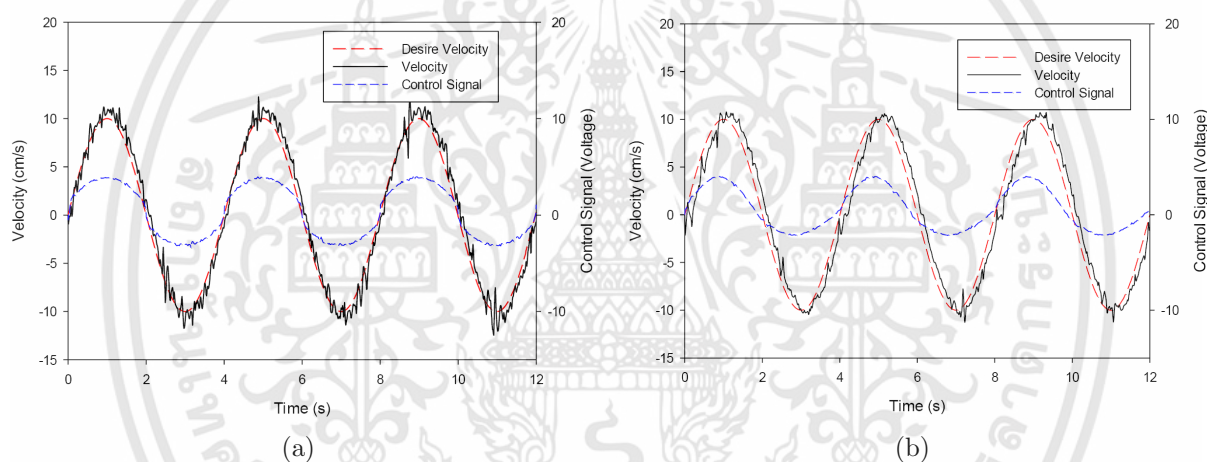


FIGURE 14. PI closed loop control sinusoidal tracking responses of (a) valve flow control system (b) proposed pump flow control system

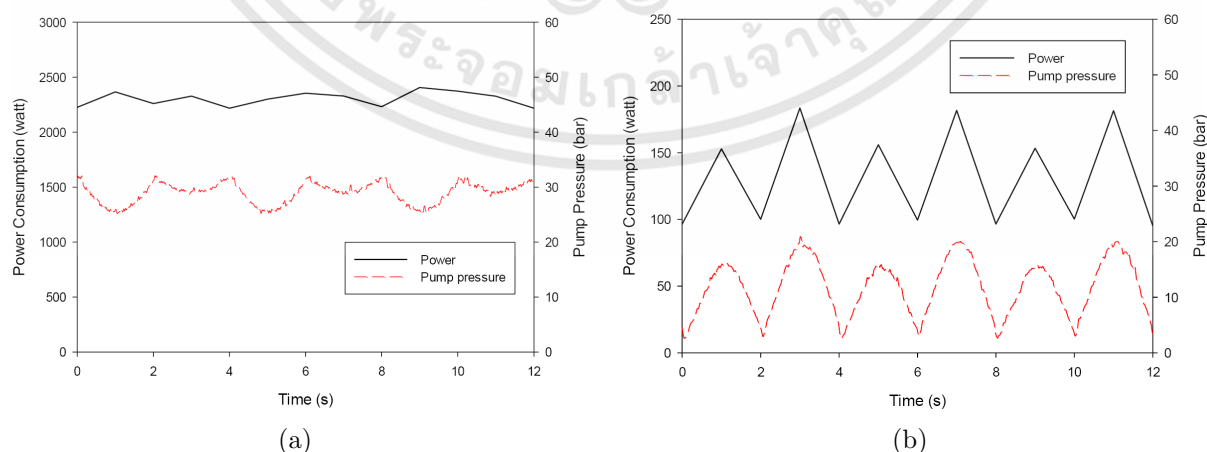


FIGURE 15. PI closed loop control power consumptions and pump pressures of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Figure 15 shows the power consumptions and the pump pressures of both control systems. The same trends could be observed as the open loop case (Figure 13), with little higher values of the power consumptions and pump pressures. The average power consumptions of valve and pump flow control systems were 2328.07 W and 132.48 W, respectively. Table 3 shows the comparison summary of the performance KPIs achieved in all cases of experiments. While tracking performance of the pump flow control system was not up to that of the valve flow control system, its power consumption was better by a big margin (Table 3).

TABLE 3. Comparison of RMS velocity tracking errors and power consumptions

Experiment	RMS (cm/s)	Power (watt)
Open loop valve flow control	1.27	2302.82
Open loop pump flow control	2.40	132.41
PI closed loop valve flow control	1.18	2328.07
PI closed loop pump flow control	1.45	132.48

**7. The Frequency Response of the EHS.** In order to better understand the limitations of tracking performances of both valve and the proposed pump flow control systems in terms of response speed, frequency responses of both systems were tested. Gaussian noises at a sampling rate of 50 Hz were used as input signals. For valve flow control system, the excitation signal was sent to the proportional valve. For pump flow control system, the excitation signal was sent to electric motor VSD and to directional control valve in order to alter both the oil flow rate and the oil flow direction. The velocity responses of both systems were measured. The transfer function in frequency domain can be calculated from Equation (21).

$$G(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{U(j\omega)} \quad (21)$$

where  $Y(j\omega)$  and  $U(j\omega)$  are the Fourier spectrums of velocity output and valve or pump input signals, respectively. Frequency responses of both open loop and closed loop systems are tested and shown below.

Figure 16 shows frequency responses of open loop valve flow control (Figure 16(a)) and pump flow control (Figure 16(b)) systems. Valve flow control system has a higher bandwidth compared with pump flow control system due to the faster time response of the smaller inertia of proportional valve. The bandwidths of valve and pump flow control systems were approximately 5 Hz and 2.5 Hz, respectively. The dynamics of the open loop pump flow control system is limited by the dynamics of the combined motor-pump components. This limitation in terms of bandwidth could also be realized in time domain by implementing step response test as explained early in Figure 9.

Figure 17 shows the open loop sinusoidal velocity response of both systems at the critical bandwidth frequencies. The velocity amplitudes of both experimental cases were about 7 cm/s which is  $-3$  dB smaller than the 10 cm/s amplitude of the reference signal.

Figure 18 shows the closed loop frequency responses of both systems. Closed loop control improved the bandwidth of pump flow control significantly. The bandwidths of closed loop valve and pump flow control systems were approximately 6.5 Hz and 5.5 Hz, respectively. Figure 19 shows the closed loop sinusoidal velocity response of both systems at the critical bandwidth frequencies. The reductions of velocity tracking amplitudes confirm the value of bandwidths of both systems.

ไม่ว่าการณ์ใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

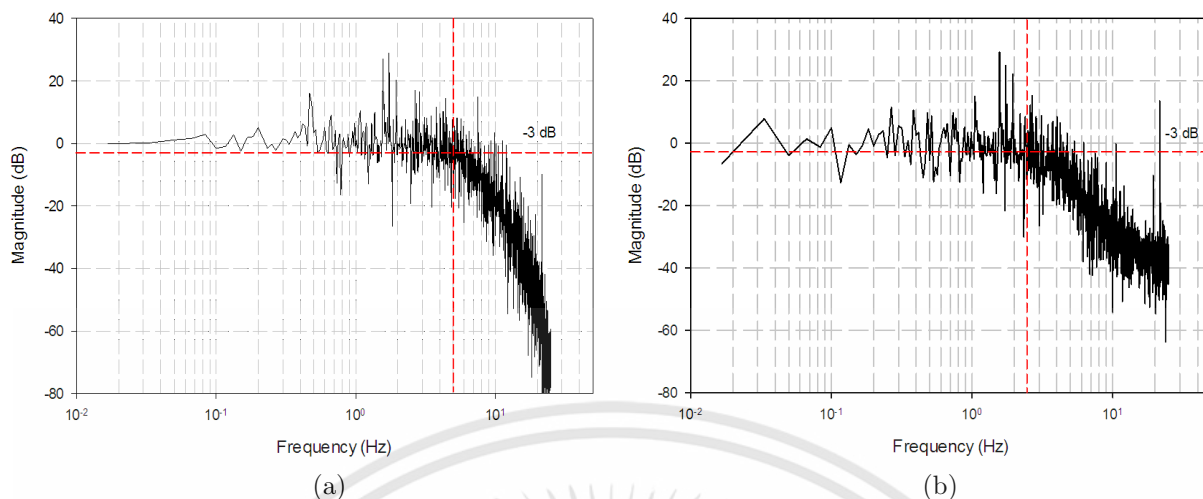


FIGURE 16. Open loop frequency responses of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

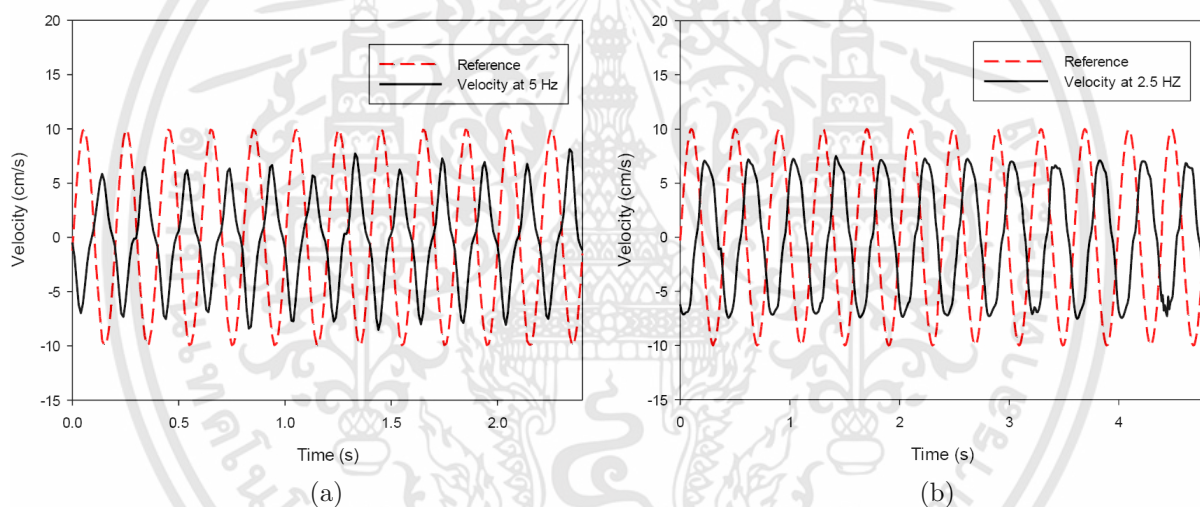


FIGURE 17. Open loop velocity responses at critical bandwidth frequencies of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

**8. Conclusion.** The main contribution of this paper is the proposal of a low cost pump flow control system. Mathematical modeling and performance tests of the proposed low cost pump flow control system were deeply investigated in this article. The results from computer simulations agreed with the actual experiments. The conclusions of the study can be summarized as follows.

1) A simple pump flow control system could be constructed with the use of conventional gear pump, inverter type variable speed drive and a 4/3 directional control valve. Open center type directional control valve should be used in order to avoid oil pressure surge during cylinder sudden stop command. The total cost of the proposed pump flow control system is less than a conventional valve flow control system, and is much less than a pump control system that utilizes variable displacement pump.

2) The dynamics or the bandwidth of the open loop pump flow control system is limited by the dynamics of the combined motor-pump element due to its large inertia. The bandwidth could be vastly improved by implementing closed loop control. The bandwidth

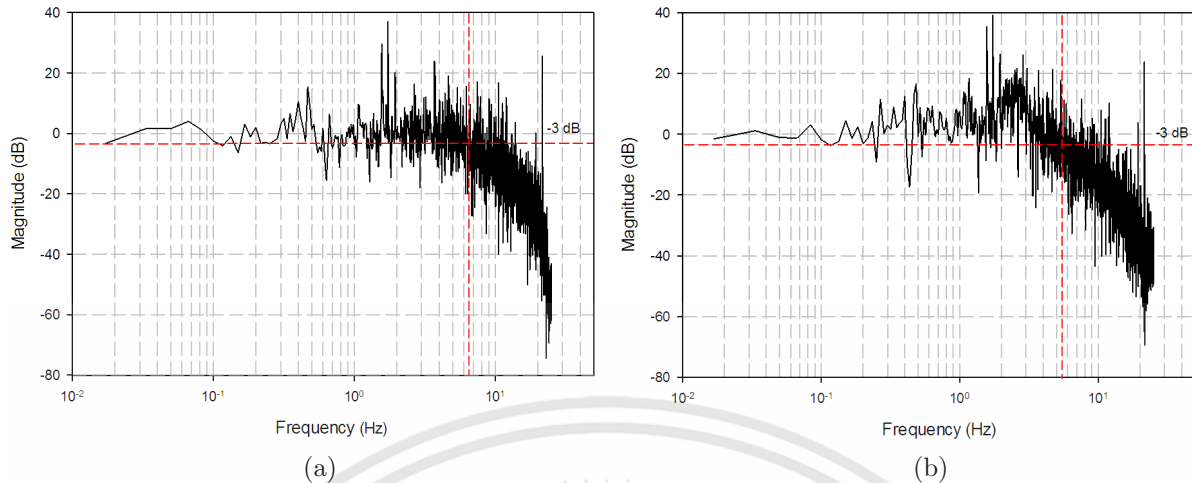


FIGURE 18. Closed loop frequency responses of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

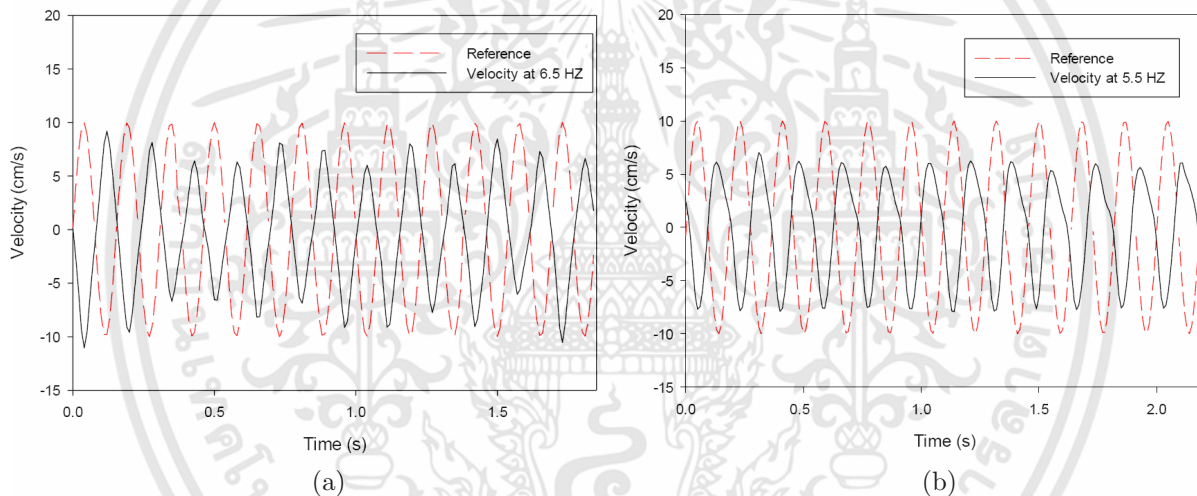


FIGURE 19. Closed loop velocity responses at critical bandwidth frequencies of (a) valve flow control system and (b) proposed pump flow control system

of the open and closed loop pump flow control system achieved in this study was 2.5 Hz and 5.5 Hz, respectively.

3) The bandwidth of valve flow control system, either under open loop or closed loop control, was always higher than pump flow control system due to the smaller inertia of the proportional valve. The bandwidth of the open and closed loop valve flow control system achieved in this study was 5 Hz and 6.5 Hz, respectively.

4) The velocity tracking performances of valve flow control system were better than pump flow control system in all cases of experiments. However, the power consumption of the pump flow control system was always much lower than the valve flow control system.

5) A valve flow control system with proportional valve and fixed displacement pump (Figure 1) could be converted to be a pump flow control system at small cost by adding an inverter type variable speed drive and altering the system control scheme. With the use of existing proportional control valve, pilot operated check valves are not needed as shown in Figure 2. Proportional control valve could be commanded to restrict the oil flow



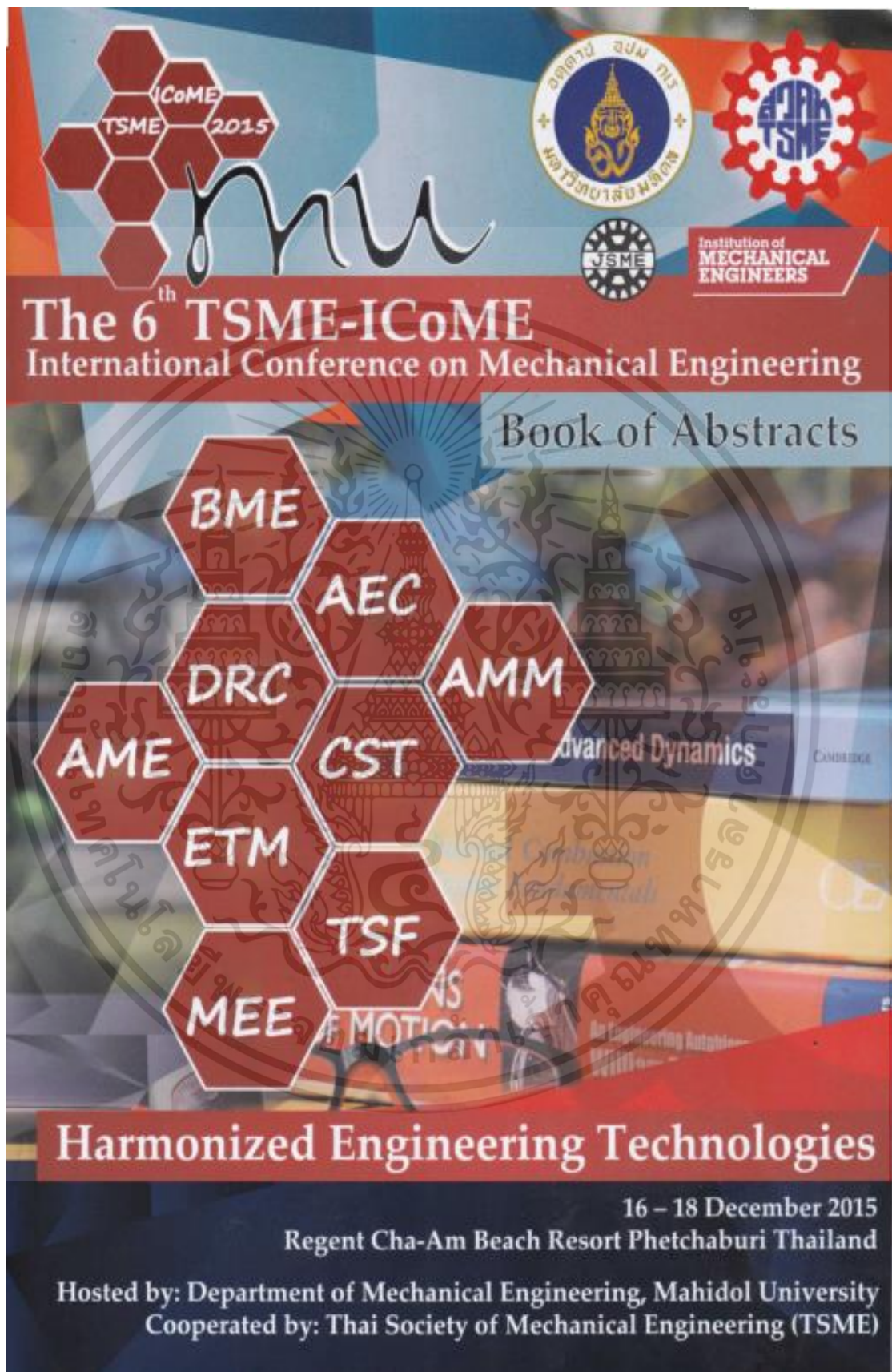
during the cylinder downward motion. Therefore, proportional control valve, by itself, could prevent gravitational overrunning motion.

6) Our current work emphasizes on performance improvement of the proposed pump flow control system already achieved under PI control. Various adaptive controllers are under intensive investigation. Their performances on the proposed system will be compared with PI controller, and the result will be reported in the near future.

## REFERENCES

- [1] K. A. Edge, The control of fluid power systems-responding to the challenges, *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, vol.211, pp.91-110, 1997.
- [2] A. A. Aly, F. A. Salem and T. O. S. Hanafy, Energy saving strategies of an efficient electro hydraulic circuit (a review), *International Journal of Control, Automation and System*, vol.3, no.3, pp.6-10, 2014.
- [3] M. Jovanovic, Nonlinear control of an electrohydraulic velocity servo system, *Proc. of the American Control Conference*, Anchorage, AK, USA, pp.588-593, 2002.
- [4] A. A. M. Hassan and M. T. Jassim, Design and analysis of electro-hydraulic servo system for speed control of hydraulic motor, *Journal of Engineering*, vol.19, no.9, pp.563-572, 2013.
- [5] P. Nakkarat and S. Kuntanapreeda, Observer-based backstepping force control of an electrohydraulic actuator, *Control Engineering Practice*, vol.17, pp.895-902, 2009.
- [6] T. Sangpet and S. Kuntanapreeda, Force control of an electrohydraulic actuator using a fraction order controller, *Asian Journal of Control*, vol.15, no.4, pp.1-9, 2013.
- [7] M. Y. Salloom and E. B. Abdulqader, Speed and force control of a hydraulic press using proportional valve, *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol.3, no.8, pp.83-91, 2016.
- [8] M. H. Chiang and Y. W. Chien, Parallel control of velocity control and energy-saving control for a hydraulic valve controlled cylinder system using self-organizing fuzzy sliding mode control, *JSME International Journal, Series C*, vol.46, no.1, pp.224-231, 2003.
- [9] M. M. Abdelhameed, M. A. Abdelaziz and A. Bakarman, The velocity control of the electro-hydraulic servo system, *International Journal of Research in Engineering and Technology*, vol.3, no.11, pp.73-79, 2014.
- [10] D. Q. Truong and K. K. Ahn, Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor-fuzzy PID, *Mechatronic*, vol.19, no.2, pp.233-246, 2009.
- [11] D. Q. Truong and K. K. Ahn, Force control for press machines using an online smart tuning fuzzy PID based on a robust extend Kalman filter, *Expert System with Applications*, vol.38, no.5, pp.5879-5894, 2011.
- [12] M. H. Chiang, The velocity control of an electro-hydraulic displacement-controlled system using adaptive fuzzy controller with self-tuning fuzzy sliding mode compensation, *Asian Journal of Control*, vol.13, no.4, pp.492-504, 2011.
- [13] A. Imam, M. Rafiq, E. Jalayeri and N. Sepehri, Design, implementation and evaluation of a pump controlled circuit for single rod actuator, *Actuators*, vol.6, no.1, 2017.
- [14] S. Halkuo, J. Bo and Y. Chen, Research on variable-speed electrohydraulic control system based on energy regulating strategy, *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Chicago, IL, USA, pp.141-151, 2006.
- [15] M. Xu, B. Jin, G. Chen and J. Ni, Speed-control of energy regulation based variable-speed electro-hydraulic drive, *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering*, vol.59, nos.7-8, pp.433-442, 2013.
- [16] P. Pratumsumwan and A. Junchangpood, Force and position control in the electro-hydraulic system by using a MIMO fuzzy controller, *IEEE the 8th Conference on Industrial Electronics and Applications*, Melbourne, Victoria, Australia, pp.1462-1467, 2013.
- [17] *Directional and Flow Control Valves “Comnica” Catalog*, Tokyo Keiki Inc., 2015.
- [18] *Vicker® Solenoid Operated Directional Valve DG4V-3-60 Catalog*, Eaton Corporation, 2015.
- [19] R. Liu, *Nonlinear Control of Electro-Hydraulic Servo System: Theory and Experiment*, Master Thesis, University of Illinois Urbana-Champaign, 1998.





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DRC003

# Velocity Control of Electro-Hydraulic Pump Control System using Inverter Variable Speed Drive

Tossapol Jangnoi<sup>1,\*</sup>, Unnat Pinsopon<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand  
\* Corresponding Author. E-mail: tossapol.j@hotmail.com. Telephone Number: +668 6744 4263

## Abstract

The velocity control system of hydraulic cylinder by controlling hydraulic oil flow rate was studied and built in this study. Inverter variable speed drive was used to control the electrical motor speed such that hydraulic pump could deliver the flow rate according to the desired cylinder velocity. The performance of the proposed hydraulic pump control system would be then compared with the conventional hydraulic proportional valve control system. The power consumption and RMS velocity tracking error of the open loop valve control and pump flow control systems were obtained experimentally to be 350 W with 1.75 cm/s RMS error and 47 W with 2.19 cm/s RMS error, respectively. The power consumption and RMS velocity tracking error of the PI closed loop valve control and the PI closed pump flow control systems were obtained experimentally to be 410 W with 1.47 cm/s RMS error and 53 W with 2.02 cm/s RMS error, respectively. Experimental results indicated that tracking performances of the valve control system were better than those of the pump control system in all cases. On the other hand, the power consumptions of the pump control system were always superior to those of the valve control system.

**Keywords:** Electro-Hydraulic System, Velocity Control, Pump Control, Inverter Variable Speed Drive

## 1. Introduction

The electro-hydraulic systems (EHS) are widely used in industrial applications due to high power, safety in severe environments and high stiffness. The controlling objective of the EHS could be position, velocity or force according to its application. The control challenge of the EHS is its nonlinear behavior. EHS technologies in mobile and stationary hydraulics have been under continual development from past to present. Not only improvement in efficiency and controllability of the hydraulic systems were concerned, but their environmental friendliness and energy-saving have also been one of the key research issue [1-2].

Normally, the controlling of hydraulic oil flow rate of EHS is controlled at the control valve, at the pump or both. The valve control system controls the opening area of control valve in order to control the flow rate of hydraulic oil. Whereas, the pump control system directly controls the pump oil flow rate. The valve control system yields faster response and higher control precision, but consumes more energy compared with the pump control system.

Both EHS valve control and pump control systems have captured interests among researchers in the past [3-7]. Velocity control [3] and force control [4] were accomplished with the use of the valve control system. For the pump control system, [5] and [6-7] present examples of velocity control and force control, respectively. Bidirectional variable displacement pump was used in [5-7] as the mean to control the pump oil flow rate. Using such pump makes an

expensive equipment investment as compared with the use of conventional fixed displacement pump.

The objective of this paper is to investigate an alternative approach to control the pump oil flow rate. An inverter variable speed drive is used to drive the electrical motor which drives a fixed displacement pump. Pump oil flow rate control could be accomplished by controlling the speed of the driven motor. The proposed pump control system is much more economical for the equipment investment compared with the use of bidirectional variable displacement pump [5-7]. Both open loop and PI closed loop velocity tracking performances and power consumption of the proposed pump control system would be experimentally compared with those of the conventional valve control system.

## 2. Flow Control System

Two types of EHS velocity control systems are tested and compared in this study: valve control system and pump control system.

### 2.1 Valve flow control

Fig. 1 shows the schematic diagram of the valve control system used in this study. The system utilizes a fixed displacement gear pump driven by a fixed speed electrical motor. The control signal from the PC controller calculated based on the measuring data is sent via D/A to the proportional control valve. The opening area of the control valve is then adjusted according to the control signal, metering the oil flow through the control valve.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



DRC003

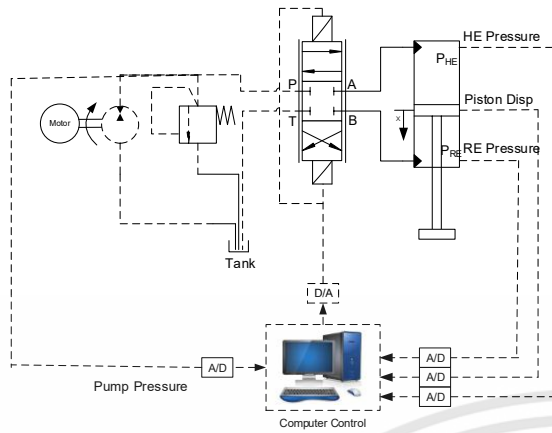


Fig. 1 Schematic diagram of valve control system.

### 2.2 Pump flow control

Fig. 2 shows the proposed pump control system. The same fixed displacement gear pump used in the valve control system [Fig. 1] is used, but driven by an inverter variable speed driven electrical motor. A directional control valve instead of the proportional control valve used in the valve control system [Fig. 1] is used to direct the oil flow to either the head-end (HE) side or the rod-end (RE) side of the cylinder. The control signals calculated based on the measuring data are sent to both the motor inverter drive and the solenoid control valve.

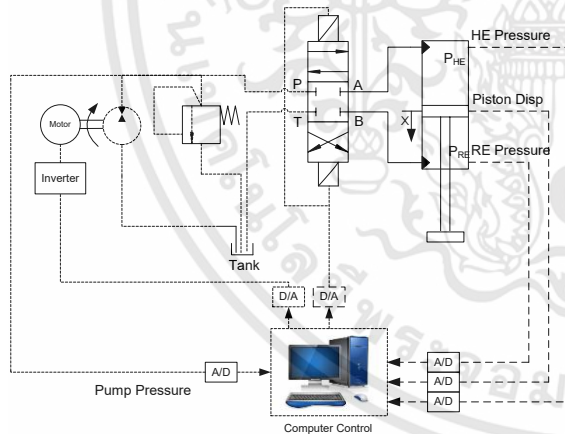


Fig. 2 Schematic diagram of pump control system.

For both valve control and proposed pump control systems, the piston position, pump pressure, and cylinder HE and RE pressures are measured and sent to the computer via the data acquisition card (DAQ Card, NI 6221). The piston position sensed by a draw wire potentiometer was used for calculation of the velocity feedback signal. The control loops of both control systems are closed at 100 Hz sampling rate. The fixed displacement gear pump used in both control systems has a volumetric displacement of 11 cm<sup>3</sup>/rev, and is capable of producing a maximum flow rate of 260 cm<sup>3</sup>/s.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3. Controller Design

Open loop and PI closed loop controls are tested and compared in both valve control and pump control systems. The details of both controllers are explained as follows.

#### 3.1 Open Loop Control

Fig. 3 shows the diagram of the open loop control for both valve control and pump control systems. Valve transform is used in the valve control system, while pump transform is used in the pump control system. With a velocity reference command input to the valve or pump transform, an appropriate valve or pump voltage control input could be calculated.

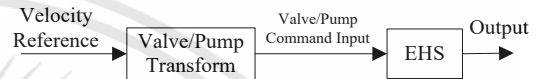


Fig. 3 Open loop control of valve control or pump control systems.

The valve or pump transform gain is the static relationship between the valve or pump voltage control input to the EHS output. The EHS output could be either oil flow rate or the cylinder velocity. Fig. 4 shows the valve transform with the oil flow rate as the output. In order to obtain this relationship, the cylinder was detached from the EHS circuit. Various constant voltage inputs were sent to the proportional valve, and corresponding flow rates at steady state was recorded. The flow through both P-A and P-B ports are found to be symmetrical [Fig. 4].

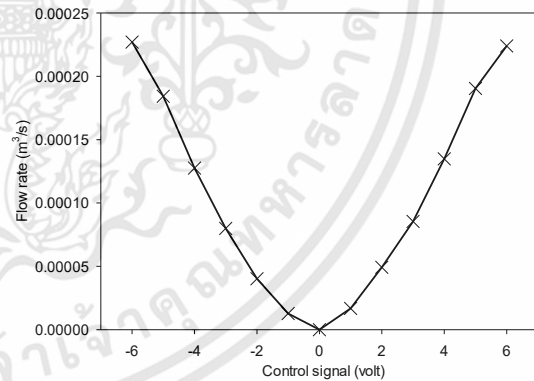


Fig. 4 Valve transform between valve control input versus oil flow rate.

With cylinder attached to the EHS circuit, the valve transform with the cylinder velocity as the output could be obtained [Fig. 5]. In the same manner, various constant voltage inputs were sent to the proportional valve. Positive voltage outputs yielded extension motion therefore positive cylinder velocity, and vice versa. The cylinder extension and retraction velocities are not symmetrical because of the difference of cross-sectional areas of HE and RE sides. The maximum retracting velocity is higher than the extending [Fig. 5] because the RE side has a smaller cross-sectional area.

DRC003

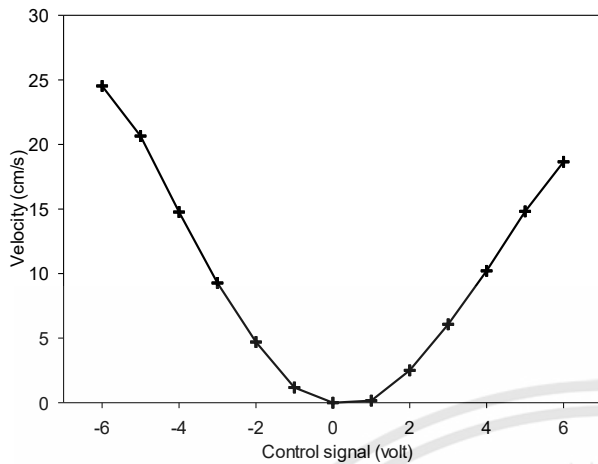


Fig. 5 Valve transform between valve control input versus cylinder velocity.

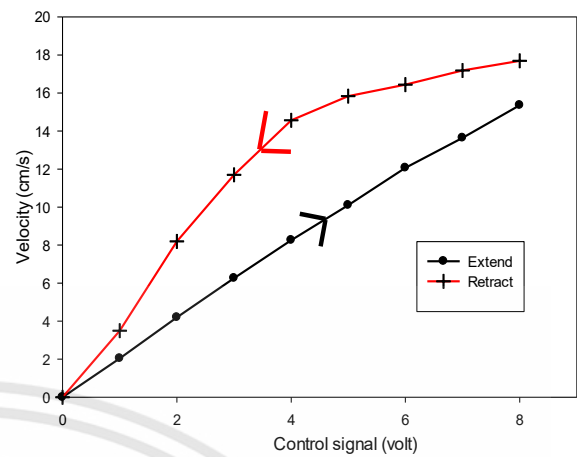


Fig. 7 Pump transform between control input versus cylinder velocity.

Fig. 6 shows the pump transform with the flow rate as the EHS output. The cylinder was first detached from the EHS. The various constant voltage inputs were sent to the pump inverter drive starting from initial null value and increased to its maximum value, and then decreased to null value. The corresponding flow rate for each voltage input was recorded [Fig. 6]. Hysteresis could be observed when the voltage input was decreased from its maximum value. This hysteresis is caused by the pump internal friction.

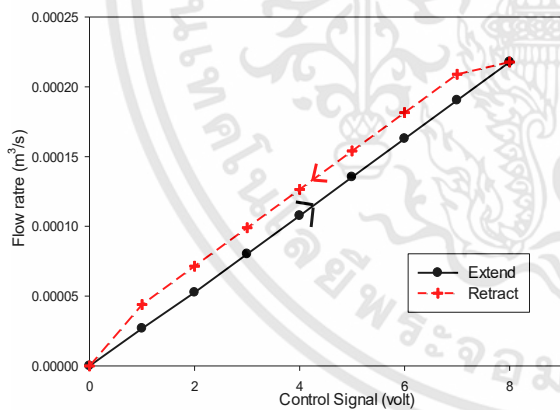


Fig. 6 Pump transform between control input versus flow rate

With cylinder attached to the EHS circuit, the pump transform with the cylinder velocity as the output could be obtained [Fig. 7]. The maximum extending and retracting velocities are not equal as stated previously. The hysteresis in this case is more severe than the case in Fig. 6. In addition to the pump internal friction, the friction in cylinder is the reason for this phenomenon.

### 3.2 PI Closed Loop Control

A PI controller is used in the close loop [Fig. 8] in order to compensate for the tracking error incapable to track with the use of valve or pump transform alone. The equation of PI control output is shown in (1).

$$u(t) = K_p e(t) + K_I \int e(t) dt + \text{Feedforward} \quad (1)$$

$e(t)$  is the velocity tracking error.  $K_p$  and  $K_I$  are the proportional and integral gains, respectively. Feedforward is the valve or pump transform between flow rate and control signal.

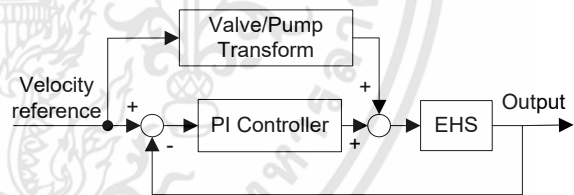


Fig. 8 PI control of valve control or pump control systems.

### 4. Result and Discussion

The sinusoidal desired velocity with 5 cm/s amplitude and 0.25 Hz is used as the reference and no external load for the tests of all controllers. The key performance indices to be compared among all controllers are RMS velocity tracking error and power consumption. The PI gains of the PI closed loop control were tuned experimentally by the Ziegler-Nichols method.



DRC003

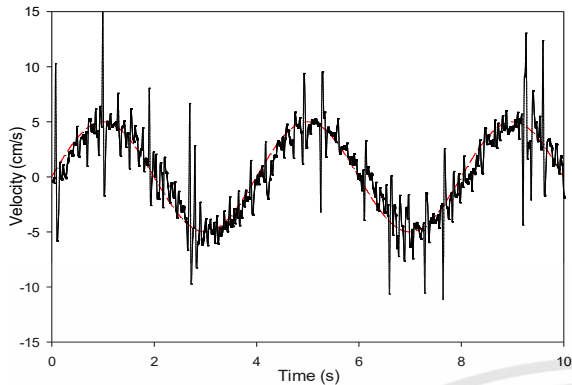


Fig. 9 Tracking response of the open loop valve control system.

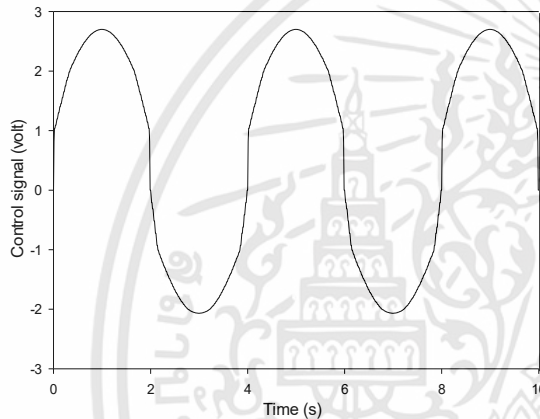


Fig. 10 Control signal of the open loop valve control system.

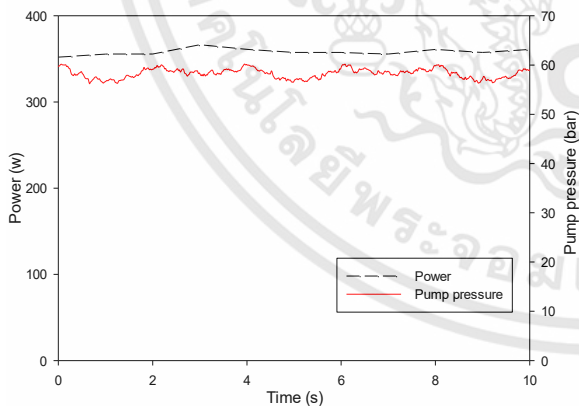


Fig. 11 Power consumption and pump pressure of the open loop valve control system.

Fig. 9 shows the tracking response of the open loop valve control system. The RMS velocity tracking error was 1.75 cm/s. Fig. 10 shows the control signal that varied periodically according to the reference velocity. Fig. 11 shows the power consumption to be relatively constant at 350 W. The pump pressure is also shown to be relatively constant at 60 bar, at the system relief pressure. In this valve control system, the pump outputs a constant flow rate at all the time.

the proportional control valve, the rest of the pump flow would flow back to tank through the relief valve. That caused the system pressure to be constant at the relief pressure, and the power consumption to be constant at its maximum value.

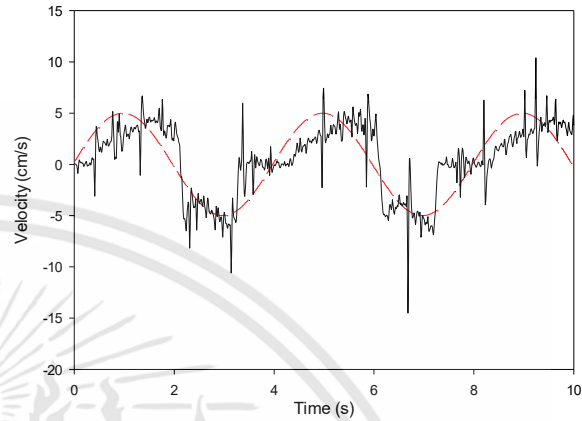


Fig. 12 Tracking response of the open loop pump control system.

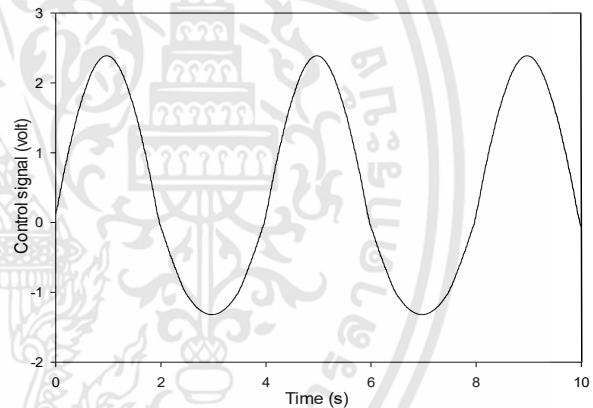


Fig. 13 Control signal of the open loop pump control system.

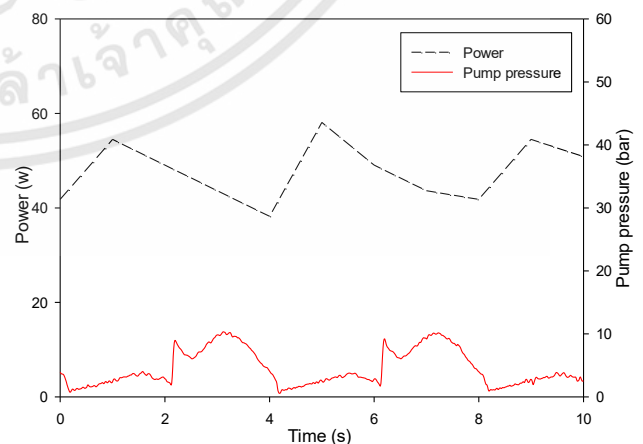


Fig. 14 Power consumption and pump pressure of the open loop pump control system.

**DRC003**

Fig. 12 shows the tracking response of the open loop pump control system. The RMS velocity tracking error was 2.19 cm/s. Fig. 13 shows the control signal that varied periodically according to the reference velocity. The tracking performance in this case is poor compared to the open loop valve control. Delay in the velocity up-stroking and de-stroking was clearly seen due to the slower response characteristics of pump compared to valve. Jumps in tracking velocity were also seen at the middle point of each reference signal wave according to the switching of the pump transform (from extension to retraction), and its hysteresis effect [Fig. 7]. Fig. 14 shows the power consumption to be the average value of 47 W, and the pump pressure that varied between 1 to 10 bar. Unlike the case of the valve control system, the pump did not output the constant maximum flow. Therefore the system pressure was not always at its maximum value, as was not the power consumption.

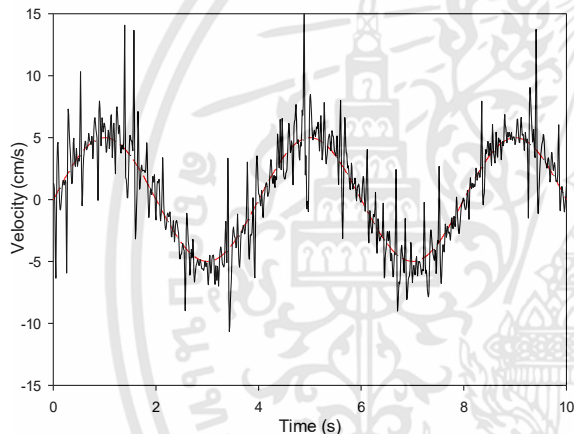


Fig. 15 Tracking response of the PI closed loop valve control system.

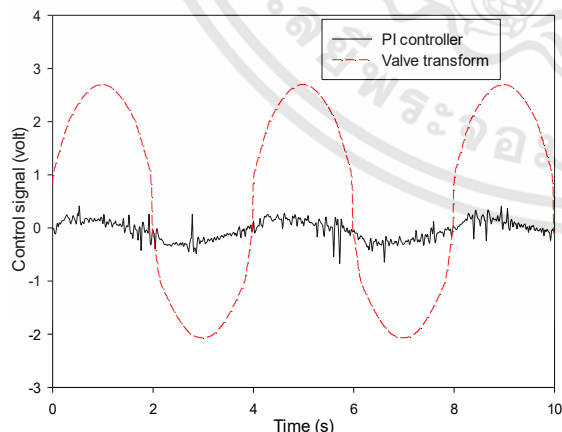


Fig. 16 Control signals of the PI closed loop valve control system.

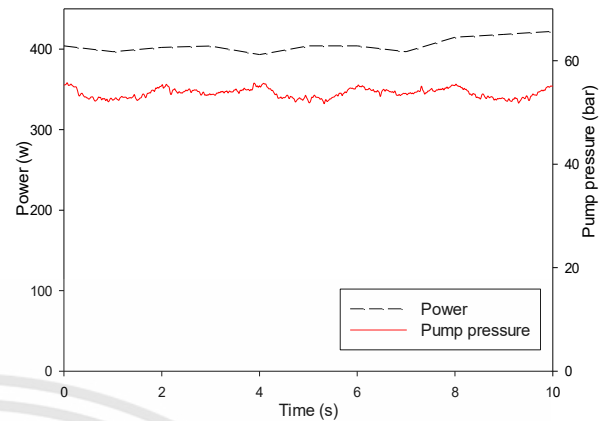


Fig. 17 Power and pump pressure of the PI closed loop valve control system.

Fig. 15 shows the tracking response of the PI closed loop valve control system. The PI controller gains were  $K_p=0.05$  and  $K_i=0.5$ . The RMS velocity tracking error was 1.47 cm/s. Fig. 16 shows the control signals from both valve transform and the PI controller. The control action from valve transform was identical to the open loop case [Fig. 10]. The PI controller contributed extra control effort [Fig. 16], and could yield a better tracking performance. Fig. 17 shows the power consumption and the pump pressure. The same trends could be observed as the open loop case [Fig. 11], with a little higher values of the average power consumption at 410 W.

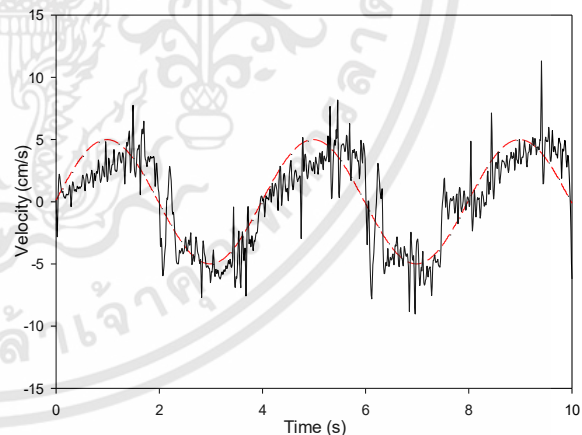


Fig. 18 Tracking response of the PI closed loop pump control system.

DRC003

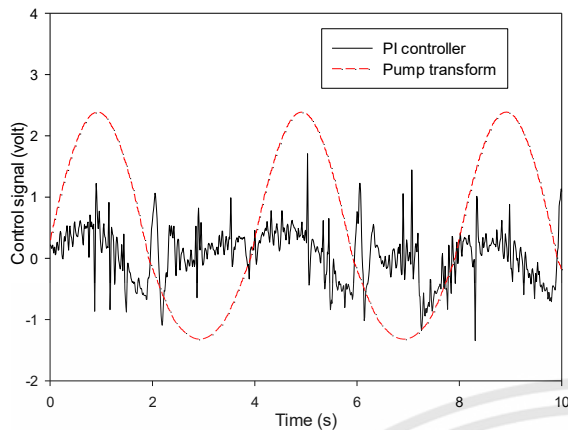


Fig. 19 Control signals of the PI closed loop pump control system.

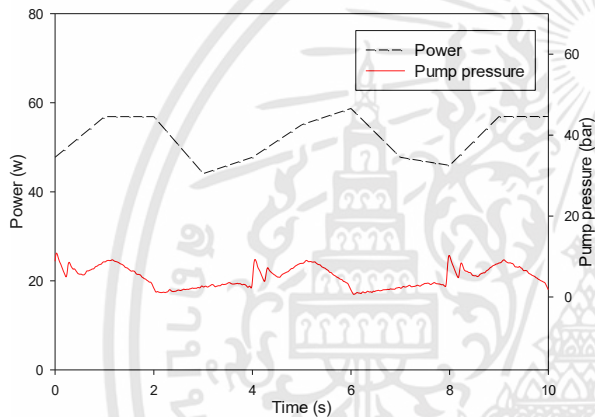


Fig. 20 Power and pump pressure of the PI closed loop pump control system.

Fig. 18 shows the tracking response of the PI closed loop pump control system. The PI controller gains were  $K_p=0.2$  and  $K_i=0.0025$ . The RMS velocity tracking error was 2.02 cm/s. Fig. 19 shows the control signals from both pump transform and the PI controller. The PI controller contributed extra control effort in addition to the pump transform output, and resulted in a better tracking performance. Fig. 20 shows the power consumption and the pump pressure. The same trends could be observed as the open loop case [Fig. 14], with a little higher values of the average power consumption at 53 W.

Table.1 RMS error and power comparison

Experimental	RMS (cm/s)	Power(w)
Open loop valve control	1.75	350
Open loop pump control	2.19	47
PI plus feedforward of valve control	1.47	410
PI plus feedforward of pump control	2.02	53

Table 1 shows the summary of key performance index comparison of all controllers. The valve control system outperformed the pump control system in the tracking performance at the expense of much higher power consumption. Closed loop control of both valve and pump control systems provided better tracking performances compared with the open loop control.

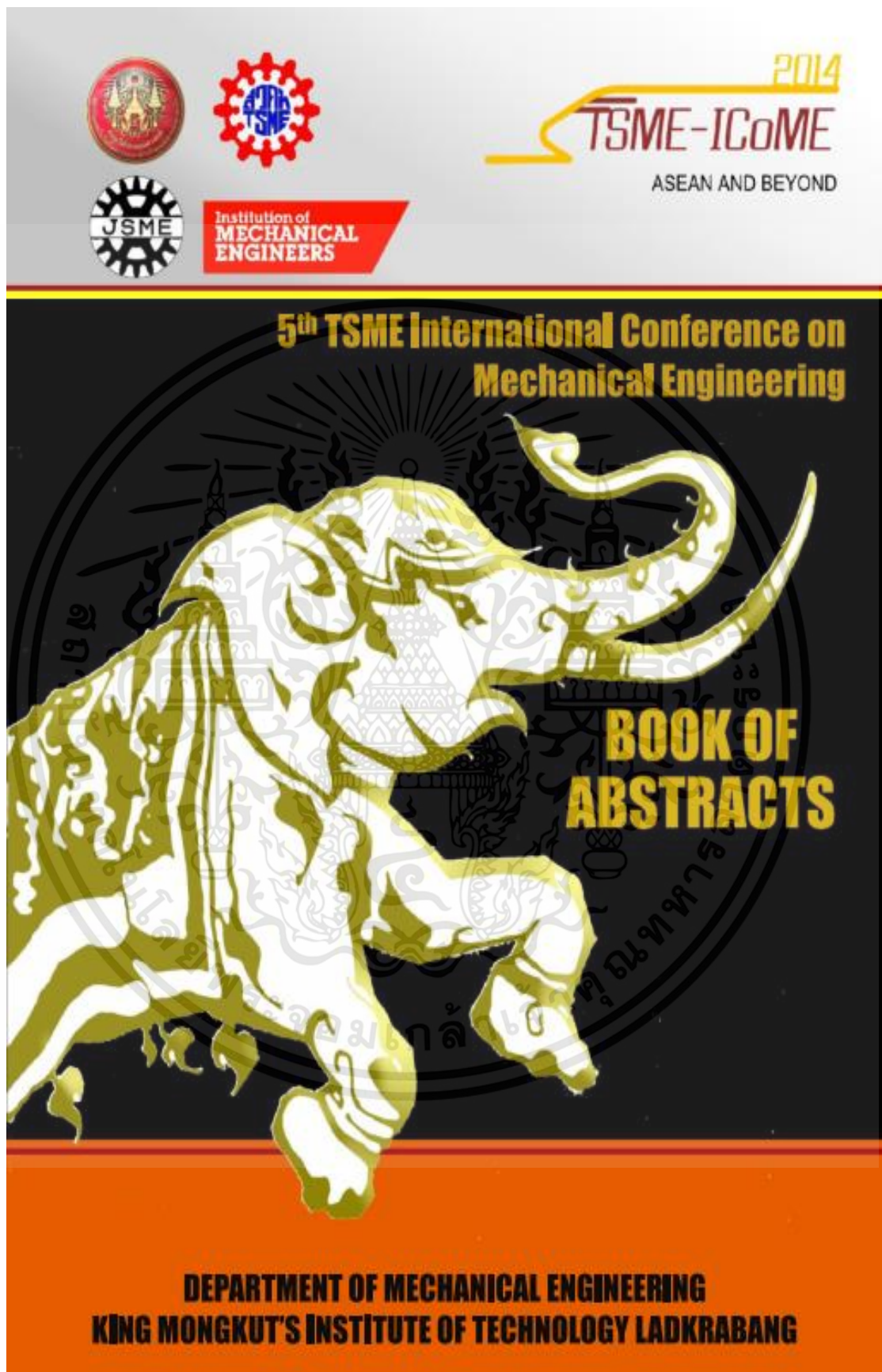
## 5. Conclusion

The EHS pump control system was proposed for the velocity control application. The experimental results show that tracking performances of the valve control system were better than the pump control system in all cases due to the faster response of valve and hysteresis in pump. The power consumption of the pump control system, however, was almost 10 times lower than the valve control system in all cases. The reason is that, for the valve control system, pump output a constant flow, and much of that flowed back to tank through the relief valve. Therefore the system pressure of the valve control system was at its relief pressure at all times, as was its power consumption at its maximum value.

## 6. Reference

- [1] Edge, K. A. (1997). The control of fluid power systems-responding to the challenges, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, March 1, p.91-110.
- [2] Hirohisa TANAKA. (1994). Fluid power control technology -present and near future, JSME international Journal, p.619-637.
- [3] M. Aliyari shoorehdeli, H. Aliyari shoorehdeli, M. Teshnehlab and J. Yazdanpanah. (2006). Velocity Control of an Electro Hydraulic Servo system, IEEE 6<sup>th</sup> International Conference on Networking, Sensing and Control, p.985-988.
- [4] T. Jangnoi, U. Pinsopon, (2014). Electro-Hydraulic Force Control using Fuzzy Self-Tuning PID Controller, The 5<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering.
- [5] Magdy M. Abdelhameed, M. A. Abdelaziz, A. Bakarman, (2014). The Velocity Control of the Electro-Hydraulic Servo System, International Journal of Research in Engineering and Technology (IJRET), Volume: 03 Issue: 11.
- [6] Dinh Quang Truong, Kyoung Kwan Ahn, Kim Jung Soo and Yoon Hong Soo. (2007). Application of Fuzzy-PID Controller in Hydraulic Load Simulator, The Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, Harbin, China.
- [7] Kyoung Kwan Ahn, Dinh Quang Truong and Yoon Hong. (2007). Self-Tuning Fuzzy PID Control for Hydraulic Load Simulator, The International Conference on Control, Automation and Systems, Seoul, Korea.





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## Electro-Hydraulic Force Control using Fuzzy Self-Tuning PID Controller

Tossapol Jangnoi<sup>1,\*</sup> Unnat Pinsopon<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand

\*Corresponding Author. E-mail: tossapol.j@hotmail.com. Telephone Number: +668 6744 4263

### Abstract

Electro-hydraulic system (EHS) has been widely used in industrial applications due to its advantageous characteristics. The challenge of the EHS control is its nonlinear behavior. Various adaptive control schemes have been used to tackle this challenge in the past. Fuzzy self-tuning PID controller is proposed for the EHS force control in this paper. The design of an adaptive PID controller coupled with a fuzzy controller used for tuning PID gains is explained in detail. The performances of the proposed fuzzy self-tuning PID and the conventional PID controllers were experimentally tested and compared. The characteristics of the fuzzy self-tuning PID controller of being able to adjust the PID gains real-time yielded a big advantage over the conventional PID controller with fixed gains. The experimental results show that the fuzzy self-tuning controller gave a 25% faster step response, and a 10% less RMS error in the tracking of periodic commands compared with the PID controller.

**Keywords:** Electro-Hydraulic System, Self-Tuning, Fuzzy, PID, Force Control

### Nomenclature

$A_{HE}$	: cross sectional area of cylinder head end	$V_{hose}$	: initial fluid volume in hydraulic hose
$A_{RE}$	: cross sectional area of cylinder rod end	$V_{RE}$	: initial fluid volume in cylinder rod end
$A_{PA}$	: cross sectional area of P-A port	$\beta$	: hydraulic fluid bulk modulus.
$A_{BT}$	: cross sectional area of B-T port		
$A_{PT}$	: cross sectional area of P-T port		
$C_d$	: orifice discharge coefficient		
$F_{ext}$	: external force		
$L_{stroke}$	: total cylinder movement		
$m_{piston}$	: mass of piston		
$P_T$	: ambient pressure		
$Q_{PAHE}$	: flow from pump to cylinder head end		
$Q_{BTRE}$	: flow from cylinder rod end to tank		
$Q_{PT}$	: flow from pump to tank		
$V_{HE}$	: initial fluid volume in cylinder head end		

### 1. Introduction

Electro-hydraulic system (EHS) has been widely used in various fields of industrial application. Some important characteristics of the EHS are high power-to-weight ratio, fast response, high stiffness, and controlling signals flexibly [1]. The operation of an EHS could be position, velocity or force control according to its application. The control problem of the EHS is quite complicated because of the nonlinearity and large uncertainty in hydraulic system. The source

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## DRC020

of the complication is from hydraulic fluid properties such as bulk modulus, compressibility and viscosity.

The document [1] gives a broad review on the studies of the EHS control problems in the past. Among adaptive controllers, the fuzzy controller has captured interest among researchers of the EHS control for a long amount of time [1-6]. Fuzzy controller was implemented in various EHS application, such as velocity control [2,3] and force control [4-6]. Fuzzy controller was chosen to be the controller alone by emulating the action of the PID controller [2,4], or was used as the online tuner of PID gains [3,5,6]. In all cases, the fuzzy controller was proved to be a capable controller compared with the conventional PID. However the design of the fuzzy controller is quite arbitrary. The design of fuzzy rule base is vastly depended on the control designer, and the design rational was not clearly given in most of the previous reports.

In this paper, the fuzzy self-tuning PID controller is proposed for the EHS force control. The fuzzy controller is used as the real-time tuner of PID gains. The design of the fuzzy controller is explained in a great detail. The performance of the proposed controller is then compared experimentally with the conventional PID controller.

### 2. Dynamic Modeling

Dynamic modeling of the EHS could be derived by using the orifice flow equation, the continuity equation, the oil compression equation, and the piston force balance equation. Figure 1 shows the schematic diagram of the EHS used in this study. It consists of a power unit, a

proportional control valve and a cylinder. A compression spring was used as the source of the external force. The system has two separated sets of governing equations according to the extending and retracting motions of the cylinder. Only the equations for the cylinder extension are explained in this paper. The equations for the cylinder retraction could be easily obtained by modifying the extension equations slightly.

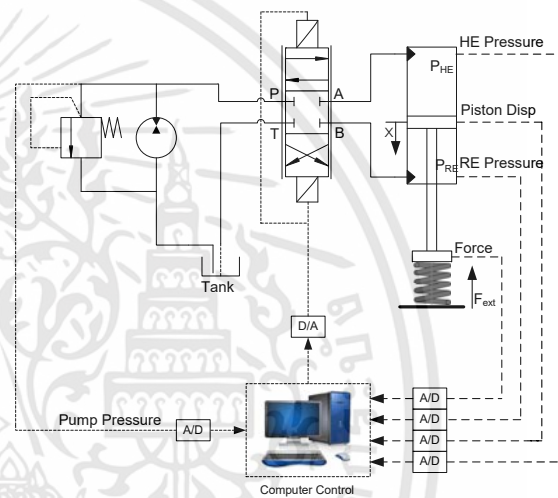


Figure 1. Schematic diagram of the EHS used in this study.

The motion of the cylinder piston is described by the force balance equation as shown in equation 1.

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{piston}} (P_{HE} A_{HE} - P_{RE} A_{RE} - F_{ext}) \quad (1)$$

where  $x$  is the displacement of the piston. As the external load of the EHS in this study is a spring (figure 1), the external force is therefore a function of the piston displacement,  $F_{ext} = kx$ , where  $k$  is the spring constant.

The flow equations through the valve are derived from orifice flow equation, and are shown in equations 2 to 4.

## DRC020

$$Q_{PAHE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PA} \sqrt{P_P - P_{HE}} \quad (2)$$

$$Q_{BTRE} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{BT} \sqrt{P_{RE} - P_T} \quad (3)$$

$$Q_{PT} = \left( C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \right) A_{PT} \sqrt{P_P - P_T} \quad (4)$$

The pressure changes at the pump discharge and in the cylinder due to the compression of the hydraulic oil are described by the bulk modulus equations (equations 5-7).

$$Q_P = Q_{PAHE} + \frac{V_{hose}}{\beta} \dot{P}_P \quad (5)$$

$$Q_{PAHE} = A_{HE} \dot{x} + \frac{(V_{HE} + A_{HE} x)}{\beta} \dot{P}_{HE} \quad (6)$$

$$Q_{BTRE} = A_{RE} \dot{x} - \frac{(V_{RE} + A_{RE} (L_{stroke} - x))}{\beta} \dot{P}_{RE} \quad (7)$$

Equations 1-4 can be rewritten in a state space form shown in the equations 8 to 12.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (8)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{1}{m_{piston}} (P_{HE} A_{HE} - P_{RE} A_{RE} - kx_1) \quad (9)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{\beta}{V_{hose}} (Q_P - Q_{PT} - Q_{PAHE}) \quad (10)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{\beta}{(V_{HE} + A_{HE} x_1)} (Q_{PAHE} - A_{HE} x_2) \quad (11)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{\beta}{(V_{RE} + A_{RE} (L_{stroke} - x_1))} (-Q_{BTRE} + A_{RE} x_2) \quad (12)$$

where  $x_1 = x$ , piston displacement

$x_2 = \dot{x}$ , piston velocity

$x_3 = P_P$ , pump pressure

$x_4 = P_{HE}$ , cylinder head end pressure

$x_5 = P_{RE}$ , cylinder rod end pressure

### 3. Controller Design

Two types of controllers are tested and compared in this study, PID and fuzzy self-tuning PID controllers.

#### 3.1 PID Controller

The equation 13 shows the calculation of the PID control output.

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (13)$$

where  $e(t)$  is the tracking error. In this study, the PID gains,  $K_p$ ,  $K_i$  and  $K_d$  were tuned experimentally by using the Ziegler-Nichols method.

#### 3.2 Fuzzy self-tuning PID controller

Figure 2 shows the structure of the proposed fuzzy self-tuning PID controller which consists of two parts: the PID controller with adjustable gains and the fuzzy controller that is used to tune the PID gains.

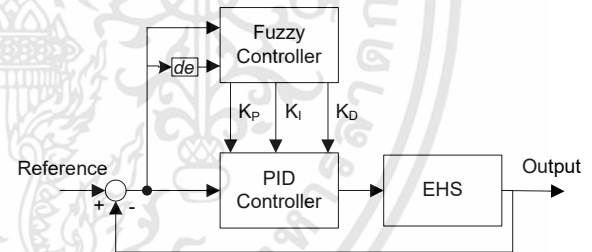


Figure 2. Block diagram of fuzzy self-tuning PID controller.

The performance criteria requirements used for the controller design are as follow:

- settling time less than 1 second.
- steady state error less than  $\pm 10$  kg.
- overshoot as small as possible.
- force operation range of 300 kg.

The output response was used for designing the fuzzy rules, and is shown in figure 3.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## DRC020

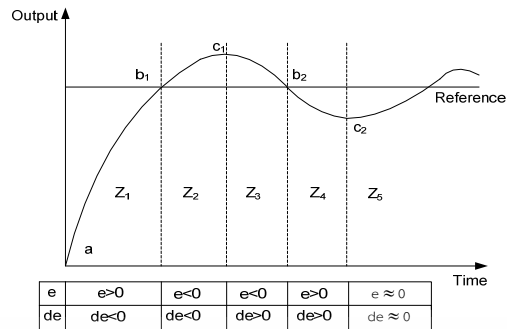


Figure 3. General step response for rule design.

The step response can be divided into five zones (figure 3) noted as  $Z_1 - Z_5$ , which are identified according to the error ( $e$ ) and error difference ( $de$ ) are as follow [7]:

$$Z_1 : e > 0 \text{ and } de < 0, \quad Z_2 : e < 0 \text{ and } de < 0$$

$$Z_3 : e < 0 \text{ and } de > 0, \quad Z_4 : e > 0 \text{ and } de > 0$$

$$Z_5 : e \approx 0 \text{ and } \Delta e \approx 0$$

There are three rules basic:

1. If both  $e$  and  $de$  are zero, then keep the present control setting.
2. If  $e$  will go to zero at a satisfactory rate, then keep the present control setting.
3. If  $e$  is not self-correction, then control signal is refined depending on the sign and magnitude of  $e$  and  $de$ .

There are two inputs and three outputs for the fuzzy controller. The inputs are the error  $e(t)$  and error difference  $de(t)$ , with ranges of both inputs between -10 to +10. The outputs are the PID parameters,  $K'_p$ ,  $K'_i$  and  $K'_d$ , which are used to adjust the PID gains (equation 14). Five linguistic variables, Small(S), Medium Small(MS), Medium(M), Medium Big(MB) and Big(B) are used in all rules. Mamdani model and Max-Min method is applied for fuzzy interference. Center of gravity method was used for defuzzification process. Gaussian method is employed in all membership functions.

The rationale of the design of fuzzy rules (tables 1-3) is as follows. When the response is in the area  $Z_1$ , the P and I parts of PID controller are considered dominant in order to give an aggressive output for a short rise time, therefore  $K'_p$ ,  $K'_i$  are both set to MB and B. When the response is in the area  $Z_2$ , the P part is considered dominant in order to suppress the overshoot. All parts of PID are treated at about the same weights when the response is in the area  $Z_3$ . When the response is in the area  $Z_4$ , the I part is considered dominant in order to settle the response.

Table 1. The rule of  $K'_p$  gain

		e				
		NB	N	Z	P	PB
de	NB	S	S	S	MS	M
	N	S	S	MS	M	MB
	Z	S	MS	M	MB	B
	P	MS	M	MB	B	B
	PB	M	MB	B	B	B

Table 2. The rule of  $K'_i$  gain

		e				
		NB	N	Z	P	PB
de	NB	S	S	S	MB	B
	N	S	MS	MS	M	B
	Z	S	MS	M	MB	B
	P	MS	MS	MB	MB	B
	PB	M	MB	B	B	B

Table 3. The rule of  $K'_d$  gain

		e				
		NB	N	Z	P	PB
de	NB	B	B	B	MS	S
	N	B	MB	MB	M	S
	Z	B	MB	M	MS	S
	P	MB	MB	MS	MS	S
	PB	M	MS	S	S	S



## DRC020

The range of each PID gain was pre-determined experimentally, and was found to be  $K_p \in [0.05, 0.14]$ ,  $K_i \in [0.003, 0.012]$ , and  $K_d \in [0.001, 0.006]$ . The PID gains are real-time calibrated linearly according to equation 14 with the use of the parameters  $K'_p$ ,  $K'_i$  and  $K'_d$ , obtained from the fuzzy controller,.

$$\left. \begin{aligned} K'_p &= \frac{K_p - K_{pmin}}{K_{pmax} - K_{pmin}}, K_p = 0.09K'_p + 0.05 \\ K'_i &= \frac{K_i - K_{imin}}{K_{imax} - K_{imin}}, K_i = 0.009K'_i + 0.003 \\ K'_d &= \frac{K_d - K_{dmin}}{K_{dmax} - K_{dmin}}, K_d = 0.005K'_d + 0.001 \end{aligned} \right\} (14)$$

Figures 4, 5 and 6 show the rule surface views of the PID gains according to the fuzzy controller.

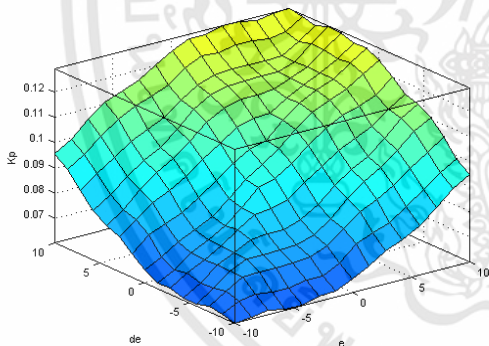


Figure 4. rule surface view of  $K_p$

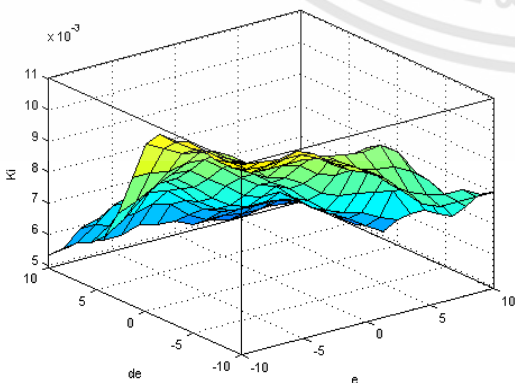


Figure 5. Rule surface view of  $K_i$

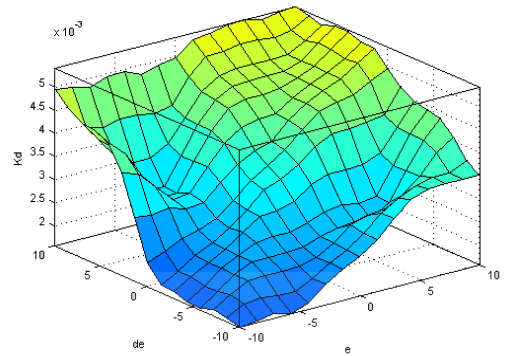


Figure 6. Rule surface view of  $K_d$

## 4. Results and Discussion

The schematic diagram of EHS used in this study is previously shown in Figure 1. The piston position, pump pressure, the cylinder pressures and the acting force acting were measured and sent to the computer via the data acquisition card (DAQ Card, NI 6221). The force signal sensed by the load cell was used for the force feedback signal, while the cylinder pressures were for monitoring only. The control loop for PID and fuzzy self-tuning PID controllers were both closed at 10 Hz sampling rate.

The step, square wave and sinusoidal force signals are used as the reference signals for the tests and performance comparisons of the two controllers. The PID gains were tuned experimentally by the Ziegler-Nichols method to be  $K_p=0.07$ ,  $K_i=0.006$  and  $K_d=0.003$ . Figure 7 shows the performances of both controllers with a 50-300 kg force step reference signal. The maximum overshoot (OS) and the steady state error achieved by both controllers are the same (table 4). However, the fuzzy self-tuning PID yielded a 27% faster rise time (Tr) and 25% faster settling time (Ts) (table 4).

**DRC020**

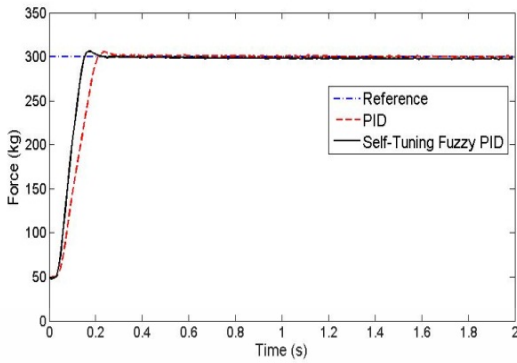


Figure 7. Step response

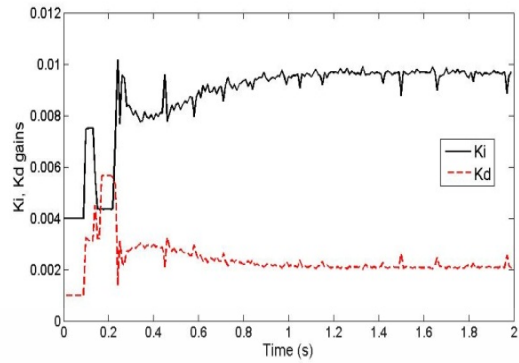


Figure 9.  $K_I$  and  $K_D$  gains

Figures 8 and 9 show the changing of PID gains of the fuzzy self-tuning PID controller during the step response tracking. The proportional gain  $K_p$  gain initially increased, giving an aggressive output for a short rise time, and decreased later as the response converted to the steady state. The differential gain  $K_D$  increased while the integral gain  $K_I$  decreased during the overshoot period in order to suppress the response overshoot. The fuzzy controller could tune the PID gains exactly according to the rules explained previously. Interestingly, the PID gains of the fuzzy self-tuning PID controller converged to the steady state values of  $K_p=0.078$ ,  $K_I=0.009$  and  $K_D=0.002$ , nearly identical to the values obtained from the Ziegler-Nichols tuning.

Figure 10 shows the 100-300 kg square wave tracking responses of both controllers. The performances of both systems in terms of OS, Tr, and Ts resemble the case of step response tracking performances. However, more ringing or oscillation of the responses could be observed in the case of PID control system. This resulted in a 16% less RMS tracking error of the fuzzy self-tuning PID control system compared with the PID control system (table 4).

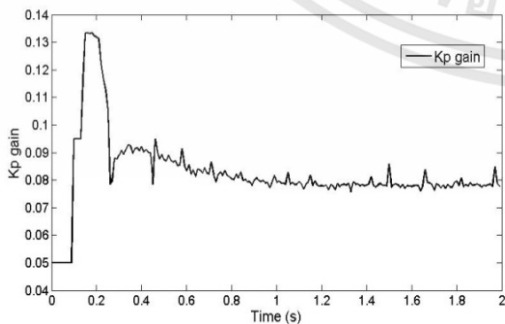


Figure 8.  $K_p$  gain

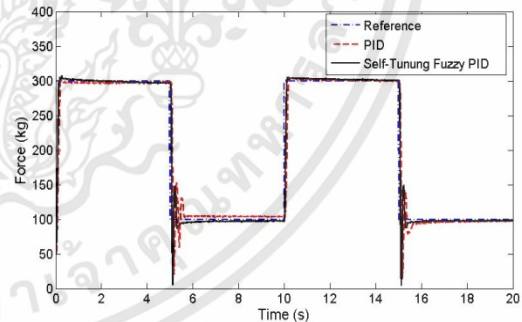


Figure 10. Square response

Figure 11 shows the sinusoidal response tracking performances of both controllers. Similar to the square wave tracking, the fuzzy-PID yielded a better tracking performance in term of RMS error (10%less, table 4).

## DRC020

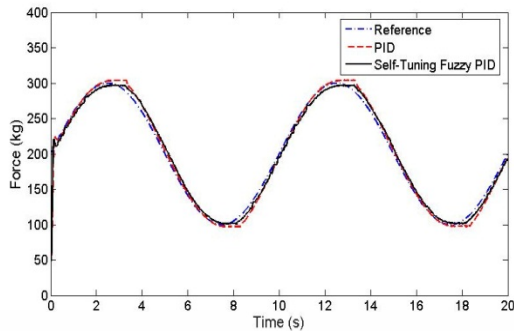


Figure 11. Sinusoidal response

Tables 4 and 5 show the comparison of the tracking performances of both controllers. The fuzzy self-tuning excelled the PID controller in almost criteria. This is due to the fact that it could adjust the PID gains according to the feedback tracking response.

Table 4. Comparison of the performance index

Controller	Signal	Ref. signal	Steady state error (kg)	Os (%)	Tr (s)	Ts (s)
PID	Step	300	2	2	0.18	0.5
Fuzzy Self-Tuning PID		300	2	2	0.13	0.3
PID	Square Wave	100-300	NC	4	0.18	0.5
Fuzzy Self-Tuning PID		100-300	NC	3	0.12	0.3

Table 5. RMS error

Command	rms error (kg) / cycle	
	PID	Fuzzy Self-Tuning PID
Square	28.46	23.78
Sinusoidal	7.1	6.38

### 5. Conclusion

The fuzzy self-tuning PID controller was proposed for force control of the EHS. The gains of PID controller were tuned by the fuzzy controller according to the feedback tracking response. The characteristics of the fuzzy self-

tuning PID controller of being able to adjust the PID gains online yielded a big advantage over the conventional PID controller with fixed gains. The experimental results show that the proposed controller gave a better tracking performance. The fuzzy self-tuning PID controller gave a more than 25% faster response to the step response and more than 10% less rms error to the periodic tracking compared with the PID controller.

### References

- [1] Edge, K. A. (1997). The control of fluid power systems responding to the challenges, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, March 1, pp.91-110.
- [2] U. Pinsopon and N. Depaiwa. (2006). Fuzzy Logic Control of Proportional Hydraulic System, 20<sup>th</sup> Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand, Nakhon Ratchasima, October 18-20.
- [3] Kwanchai Sinthipsomboon and et al. (2011). A Hybrid of Fuzzy and Fuzzy self-tuning PID Controller for Servo Electro-hydraulic System, 6<sup>th</sup> IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, pp.220-225.
- [4] Hong-Ming Chen, Chun-Sheng Shen and Ting-En Lee. (2013). Implementation of Precision Force Control for an Electro-Hydraulic Servo Press System, 3<sup>th</sup> International Conference on Intelligent System Design and Engineering Applications, pp.854-857.
- [5] Dinh Quang Truong, Kyoung Kwan Ahn, Kim Jung Soo and Yoon Hong Soo. (2007). Application of Fuzzy-PID Controller in Hydraulic Load Simulator, The Proceedings of the 2007 IEEE

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## DRC020

International Conference on Mechatronics and Automation, Harbin, China.

[6] Kyoung Kwan Ahn, Dinh Quang Truong and Yoon Hong.(2007).Self-Tuning Fuzzy PID Control for Hydraulic Load Simulator, The International Conference on Control, Automation and Systems, Seoul, Korea.

[7] H.X. Li and H.B. Gatland. (1995). A New Methodology for Designing a Fuzzy Logic Controller, IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol.25, No.3, pp.505-512.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล	นายทศพล แจ่มน้อย
วัน เดือน ปีเกิด	16 ธันวาคม 2524
ที่อยู่	96/98 หมู่บ้านรุ่งเรืองแลนด์แอนเฮ้าส์ ถ.ศรีจันทร์ ตำบลพระลับ อำเภอเมืองขอนแก่น จังหวัดขอนแก่น 40000
ประวัติการศึกษา	2549 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตขอนแก่น 2553 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2562 วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ความชำนาญเฉพาะด้าน	1.) การควบคุมอัตโนมัติ 2.) ระบบนิวแมติกส์และไฮดรอลิก 3.) การออกแบบเครื่องจักรกลด้วยคอมพิวเตอร์
ประสบการณ์การทำงานและผลงานวิจัย	
พ.ศ.2549	วิศวกรแผนกวิจัยและพัฒนา บริษัท เอนโกไทย จำกัด
2553-ปัจจุบัน	อาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตขอนแก่น
การตีพิมพ์บทความงานวิจัย	
	1. Jangnoi T. and Pinsopon U., “Electro-Hydraulic Force Control using Fuzzy Self-Tuning PID Controller”, The 5 <sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering, 17-19 December 2014, Thailand.
	2. Jangnoi T. and Pinsopon U., “Velocity Control of Electro-Hydraulic Pump Control System using Inverter Variable Speed Drive”, The 6 <sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering, 16-18 December 2015, Thailand.
	3. Jangnoi T. and Pinsopon U., “Velocity Control of Electro-Hydraulic Pump Control System using Gear Pump”, International Journal of Innovative Computing, Information and Control, Volume 14, Number 6, December 2018.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้