

แบบจำลองคณิตศาสตร์ และ การควบคุมแรงของกระบอกสูบไฮดรอลิก Mathematical model and force control of hydraulic actuators

พฤทธิ์ นาครรัตน์ สุวัฒน์ กุลธนปรีดา และจารุรัตน์ อุสังห์สวัสดิ์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
1518 ถนน พิบูลสงคราม เขตบางซื่อ กรุงเทพฯ 10800 โทรศัพท์ 0-2913-2500 โทรสาร 0-2913-2618

Prut Nakkarat, Suwat Kuntanapreeda, and Jarurat Ousingsawat
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Tech. North Bangkok
1518 Pibulsongklam Rd. Bangsue Bangkok 10800 Tel. 0-2913-2500 Fax 0-2913-2618

บทคัดย่อ:

บทความนี้นำเสนอแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่เป็นเชิงเส้นและการควบคุมแรงของระบบไฮดรอลิก (electrohydraulic) ระบบควบคุมประกอบด้วย ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก เซอร์โววาล์วที่ควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์ กระบอกสูบ/ก้านสูบไฮดรอลิก เซนเซอร์วัดแรง และตัวควบคุม ตัวควบคุมเป็นพีซีคอมพิวเตอร์โดยส่งสัญญาณควบคุมจากคอมพิวเตอร์ผ่านบอร์ดเชื่อมโยงสัญญาณไปยังเซอร์โววาล์ว ในขณะที่สัญญาณควบคุมป้อนกลับวัดได้โดยตรงจากเซนเซอร์วัดแรงที่ติดตั้งกับปลายก้านสูบไฮดรอลิก โดยอีกด้านหนึ่งของเซนเซอร์ต่อกับสปริงเพื่อจำลองสิ่งแวดล้อม (ตัวอย่างเช่น แรงกระทำจากภายนอก) ที่อาจจะมีการเปลี่ยนแปลง กฎการควบคุมที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นกฎการควบคุมแบบพีไอ (PI, Proportional-Integral) ออกแบบด้วยวิธีทางเดินของราก นอกจากนี้แล้ว เทคนิคการแกว่งตัวได้ถูกนำมาใช้เพื่อแก้ปัญหาการเกิดโอเวอร์ชูตอันเนื่องมาจากการทำงานในสภาวะอิ่มตัว ผลลัพธ์ของการควบคุมทั้งในการจำลองการทำงานในคอมพิวเตอร์และกับระบบจริงพบว่า ตัวควบคุมสามารถควบคุมขนาดของแรงได้เป็นไปตามที่ต้องการ สรุปได้ว่าความสามารถของระบบควบคุมเป็นที่น่าสนใจ

Abstract :

This paper presents a non-linear mathematical model and force control of an electrohydraulic system. The control system consists of a hydraulic power unit, an electronic-controlled servovalve, a hydraulic cylinder/piston, a force sensor and a controller. The controller is a PC computer that sends a control

signal through an AD/DA interface board to the servovalve. The feedback control signal is directly measured by the force sensor which is installed at the end of the hydraulic piston. The other side of the sensor is connected to a spring simulating environment (e.g. external forces), which can possibly be varied. The control law is Proportional-Integral (PI) designed by the root locus method. An anti-windup technique is also employed to solve an exceed overshoot caused by the operating saturation. The control results in both computer simulations and actual hardware system show that the controller is able to control the magnitude of the force as desired. In conclusion, the performance of the control system is satisfactory.

1. คำนำ

ระบบไฮดรอลิกเป็นระบบกำลังที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรม เนื่องจากระบบไฮดรอลิกเป็นระบบที่สามารถให้กำลังได้สูง มีความแข็งแรงทนทาน มีการตอบสนองอย่างรวดเร็ว และยังคงรักษากำลังไว้ได้นาน ระบบไฮดรอลิกที่ควบคุมการทำงานด้วยอุปกรณ์ไฟฟ้าอิเล็กทรอนิกส์ เรียกว่า ระบบไฮดรอลิกไฮดรอลิก ปัญหาการควบคุมแรงเป็นปัญหาที่พบเห็นได้ทั่วไป เช่น แขนกลที่ออกแบบสำหรับการประกอบชิ้นส่วนที่ต้องการความแม่นยำของแรงที่ใช้ประกอบสูง, ฐานรองรับป้องกันแรงกระแทก และระบบ active suspension ของยานพาหนะ เป็นต้น การควบคุมแรงกระทำของกระบอกสูบสามารถกระทำได้อย่างง่ายโดยการรักษาระดับความดันของน้ำมันไฮ

ตรรกะให้สอดคล้องกับแรงที่ต้องการ ตามกฎฟิสิกส์พื้นฐาน $F=PA$ อย่างไรก็ตาม การควบคุมแรงในลักษณะนี้ จะให้ผลตอบสนองที่ไม่ดี เนื่องจากโดยทั่วไประบบจะทำงานแบบ open loop ดังนั้นแรงที่เกิดขึ้นจริงจะไม่มีความแม่นยำ ซึ่งอาจจะเป็นผลมาจาก เช่น แรงต้านทานจากสิ่งแวดล้อมที่เปลี่ยนแปลงได้ เสียดทานภายใน และความไม่แน่นอนของระดับความดันของน้ำมันไฮดรอลิก เป็นต้น อีกทั้งในกรณีที่ขนาดของแรงที่ต้องการมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา การควบคุมขนาดแรงด้วยการปรับระดับความดันของน้ำมันไฮดรอลิกอย่างต่อเนื่องไม่สามารถกระทำได้ง่าย ดังนั้นในงานประยุกต์ที่ต้องการขนาดของแรงที่แม่นยำและอาจจะเปลี่ยนแปลงค่าขนาดแรงอย่างต่อเนื่อง จำเป็นจะต้องควบคุมแรงแบบ closed loop โดยการป้อนกลับแรงที่เกิดขึ้นจริงให้กับตัวควบคุม การควบคุมป้อนกลับแบบ on/off อาจจะใช้ได้สำหรับระบบขนาดเล็กที่ แต่ระบบไฮดรอลิกโดยทั่วไปจะใช้งานกับระบบใหญ่เป็นหลัก มวลที่เคลื่อนที่将有ค่าความเฉื่อยมาก ดังนั้นการควบคุมแบบ on/off จะทำให้ผลตอบสนองของการควบคุมไม่มีความแม่นยำ จำเป็นต้องใช้กฎการควบคุมแบบต่อเนื่อง เช่น PID, state feedback, feedback linearization, sliding control และ backstepping เป็นต้น

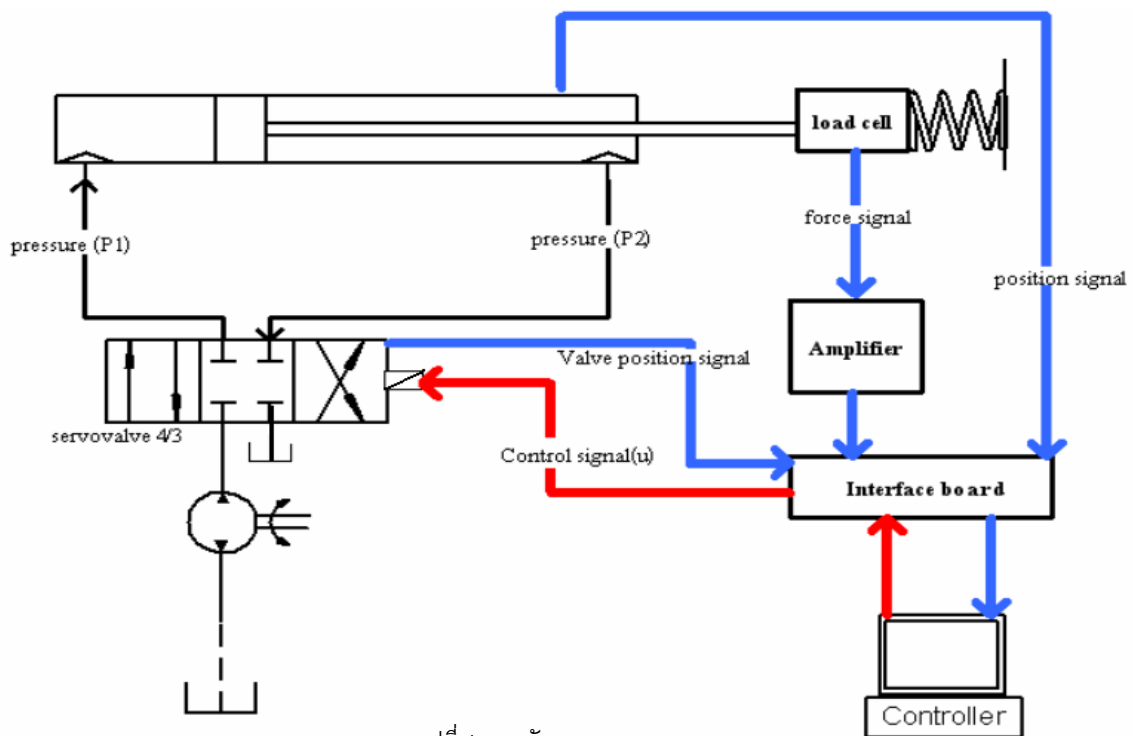
การควบคุมแรงของกระบอกสูบไฮดรอลิกให้เป็นไปอย่างถูกต้องและแม่นยำถือเป็นเรื่องที่ไม่ง่าย เพราะระบบไฮดรอลิกถือเป็นระบบที่ซับซ้อนและเป็นระบบที่ไม่เชิงเส้น (Nonlinear system) [1], [2] รวมทั้งยังมีความไม่แน่นอนของตัวแปรต่างๆ เช่น ความดันจากปั๊ม ค่าสัมประสิทธิ์ของน้ำมัน ฯลฯ แต่อย่างไรก็ตามก่อนจะมีการออกแบบระบบควบคุมที่ดีได้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมจะต้องมีการพัฒนาขึ้นมาก่อนและต้องไม่หยابมากจนทำให้เกิดความผิดพลาดหรือซับซ้อนมากจนระบบควบคุมไม่สามารถจัดการได้ ในบทความนี้ได้สร้าง

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ไม่เป็นเชิงเส้นอย่างง่ายของระบบไฮดรอลิก เพื่อใช้ศึกษาและออกแบบตัวควบคุมแรง

ระบบควบคุมแรง (รูปที่ 1.1) ในบทความนี้ประกอบด้วย ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก กระบอกสูบแบบแกนเพลลาเดี่ยว เซอร์โววาล์ว ชุดเซนเซอร์วัดแรง (load cell + amplifier) และคอมพิวเตอร์ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวควบคุม การทำงานของตัวควบคุมจะเป็นไปตามกฎการควบคุมที่เขียนขึ้นเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ คำสัญญาณควบคุมจะถูกส่งผ่าน AD/DA interface board ไปยังเซอร์โววาล์วซึ่งเป็นตัวควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลเข้ากระบอกสูบ ดังแสดงในรูปที่ 1.1 กฎการควบคุมที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นกฎการควบคุมพีไอ (PI) ซึ่งออกแบบจากตัววิธี root locus โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบไฮดรอลิกที่ถูกประมาณเป็นระบบเชิงเส้น จากนั้นทำการทดสอบและปรับแต่งค่าตัวแปรของตัวควบคุมโดยการจำลองการทำงานในคอมพิวเตอร์กับแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ไม่เป็นเชิงเส้น หลังจากปรับแต่งค่าจนได้ผลตอบสนองที่เหมาะสมที่สุด จึงนำไปใช้งานกับระบบจริง

2. ตัวแบบเชิงคณิตศาสตร์

ตัวแบบเชิงคณิตศาสตร์ประกอบด้วยสมการเซอร์โววาล์วและสมการกระบอกสูบเป็นหลัก เซอร์โววาล์วเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญอย่างมากในการควบคุมระบบอิลเลทรอลไฮดรอลิก โดยอัตราการไหลของน้ำมันอยู่ในรูปฟังก์ชันของความต่างศักย์ไฟฟ้าและความดันของน้ำมันไฮดรอลิกที่ตกคร่อมตัววาล์ว [3] รูปที่ 2.1 แสดงสัญลักษณ์และตัวแปรที่เกี่ยวข้องของเซอร์โววาล์ว สมการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก (Q) ความดันไฮดรอลิก (P) และสัญญาณควบคุม (U) สามารถหาได้จากจากสมการ Bernoulli ดังต่อไปนี้



รูปที่ 1 แผนผังระบบควบคุมแรง

กรณีสัญญาณควบคุม $U \geq 0$ จะได้

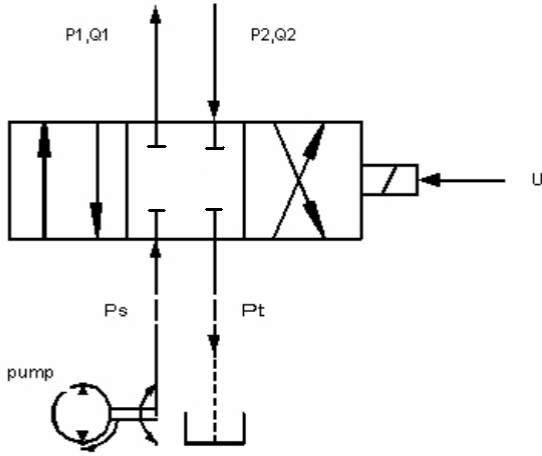
$$Q_1 = k_f U \sqrt{P_s - P_1} \text{sign}(P_s - P_1) \quad (1)$$

$$Q_2 = k_f U \sqrt{P_2} \quad (2)$$

และกรณี $U < 0$ จะได้

$$Q_1 = k_f U \sqrt{P_s - P_2} \text{sign}(P_s - P_2) \quad (3)$$

$$Q_2 = k_f U \sqrt{P_1} \quad (4)$$



รูปที่ 2.1 สัญลักษณ์ของเซอร์โววาล์ว

ดังนั้นสามารถเขียนรวมได้ดังนี้[4]

$$Q_1 = k_f U \sqrt{P_s - P_1} = f_1(U, P_1) \quad (5)$$

$$Q_2 = k_f U \sqrt{P_2} = f_2(U, P_2) \quad (6)$$

จาก (5) และ (6) สมการเซอร์โววาล์วสามารถเขียนกระจายพจน์ออกด้วย Taylor's expansion ได้ดังนี้

$$Q_1 = f_1(U, P_1) = \frac{\partial f_1}{\partial U} \Big|_{U=0, P_1=P_1} U + \frac{\partial f_1}{\partial P_1} \Big|_{U=0, P_1=P_1} (P_1 - \overline{P_1}) + \text{nonlinear terms} \quad (7)$$

$$Q_2 = f_2(U, P_2) = \frac{\partial f_2}{\partial U} \Big|_{U=0, P_2=P_2} U + \frac{\partial f_2}{\partial P_2} \Big|_{U=0, P_2=P_2} (P_2 - \overline{P_2}) + \text{nonlinear terms} \quad (8)$$

และเนื่องจาก เซอร์โววาล์วที่ใช้ในบทความนี้เป็นเซอร์โววาล์วที่ถูกออกแบบให้อัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิกที่ไหลผ่านเซอร์โววาล์วแปรผันตรงกับสัญญาณควบคุม นั่นคือ

$$\frac{\partial f_1}{\partial P_1} \Big|_{U=0, P_1=P_1} (P_1 - \overline{P_1}) + \text{nonlinear terms} \approx 0 \quad \text{และ}$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial P_2} \Big|_{U=0, P_2=P_2} (P_2 - \overline{P_2}) + \text{nonlinear terms} \approx 0$$

และวาล์วมีความสมมาตรนั่นคือ $\frac{\partial f_1}{\partial U} = \frac{\partial f_2}{\partial U} = K$ ดังนั้นจะได้

$$Q_1 = Q_2 = KU \quad (9)$$

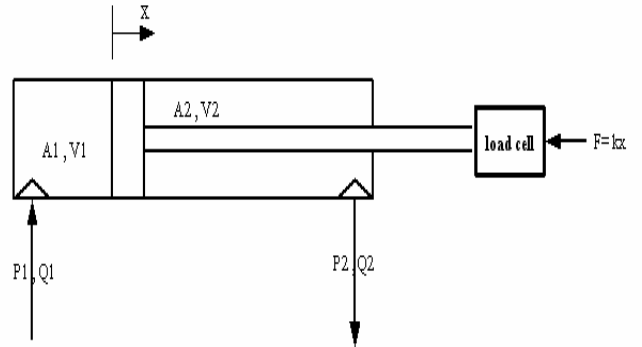
โดยที่ K เรียกว่า สัมประสิทธิ์การแปรผันของเซอร์โววาล์วและสามารถคำนวณได้ตามสมการ [5]

$$Q_{\max} = Q_{\text{nom}} \sqrt{\frac{P_s}{(1 + \alpha^{-3}) \Delta P_{\text{nom}}}} \quad (10)$$

$$K = \frac{Q_{\max}}{U_{\max}} \quad (11)$$

โดยที่ $\alpha = \frac{A_1}{A_2}$, P_s คือความดันที่ใช้ในระบบ และ Q_{nom} , ΔP_{nom} เป็นอัตราการไหลและความดันตกต่างเฉลี่ยของเซอร์โววาล์ว ซึ่งเป็นข้อมูลที่ได้จากแคตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิต

การหาสมการของกระบอกสูบนั้นจะอยู่ภายใต้สมมติฐานว่าไม่มีการสูญเสียอัตราการไหลในท่อหรือสายไฮดรอลิกระหว่างเซอร์โววาล์วกับกระบอกสูบไฮดรอลิก และไม่คิดผลของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในระบบ ในรูปที่ 2.2 จะแสดงให้เห็นถึงสัญลักษณ์และตัวแปรที่เกี่ยวข้องของกระบอกสูบไฮดรอลิก โดยพิจารณาแรงที่สปริงกระทำที่ปลายกระบอกสูบเป็นแรงจำลองแรงต้านจากภายนอกที่เปลี่ยนแปลงได้



รูปที่ 2.2 สัญลักษณ์ของกระบอกสูบไฮดรอลิก

พิจารณาสมาการการอัดตัวของน้ำมันภายในที่กระบอกสูบ [4]

$$Q_1 = A_1 \dot{x} + \frac{V_1}{\beta} \dot{P}_1 \quad (12)$$

$$Q_2 = A_2 \dot{x} - \frac{V_2}{\beta} \dot{P}_2 \quad (13)$$

โดยที่

$$V_1 = V_{01} + A_1 x \quad (14)$$

$$V_2 = V_{02} - A_2 x \quad (15)$$

โดยในที่นี้ V_{01} และ V_{02} คือปริมาตรเริ่มต้นของกระบอกสูบทั้งสองด้านในขณะเริ่มทำงาน และ β คือค่าบีบอัดดูลัสของน้ำมัน ลำดับต่อไปประยุกต์กฎการเคลื่อนที่ข้อที่สองของนิวตัน เพื่อหาสมการการเคลื่อนที่ของกระบอกสูบ จะได้

$$m \ddot{x} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - c \dot{x} - F \quad (16)$$

เมื่อแทนสมการ (9), (12), (13), (14), (15) และ $F = k_s x$ ลงในสมการที่ (16) จะสมการตัวแบบเชิงคณิตศาสตร์ ดังนี้

$$\ddot{F} = \left(\frac{\beta K U A_1 k_s}{k_s V_{01} + A_1 F} - \frac{\beta A_1^2 \dot{F}}{k_s V_{01} + A_1 F} - \frac{\beta A_2^2 \dot{F}}{k_s V_{02} - A_2 F} + \frac{\beta K U A_2 k_s}{k_s V_{02} - A_2 F} - \frac{c \dot{F}}{k_s} - \dot{F} \right) \frac{k_s}{m} \quad (17)$$

ซึ่งเป็นสมการที่ไม่เป็นเชิงเส้น ชื่อและค่าของตัวแปรทั้งหมด แสดงในตารางที่ 2.1

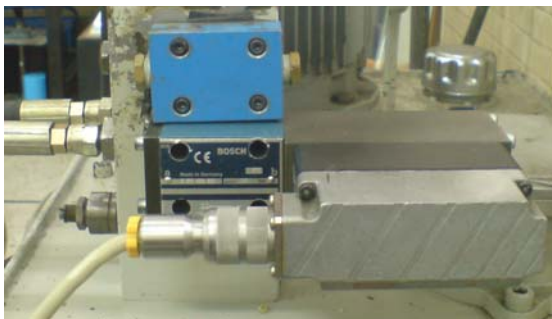
ตารางที่ 2.1 ชื่อและค่าของตัวแปร

ตัวแปร	ชื่อ	ค่า
β	บัคโมดูลัสของน้ำมัน	$1.5 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
K	สัมประสิทธิ์อัตราไหล	3.7×10^{-6}
A_1	พื้นที่ตัดขวางก้านสูบ	$2.463 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
A_2	พื้นที่ตัดขวางก้านสูบ	$1.455 \times 10^{-3} \text{ m}^2$
V_{01}	ปริมาตรเริ่มต้นกระบอกสูบ	$3.079 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
V_{02}	ปริมาตรเริ่มต้นกระบอกสูบ	$1.820 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
m	มวลของก้านสูบไฮดรอลิก	6 kg
c	ค่าความหนืดของน้ำมัน	$3 \times 10^4 \text{ N/ms}^{-1}$
k_s	ค่านิจของสปริง	$1.206 \times 10^5 \text{ N/m}$

3. รายละเอียดชุดทดลอง

ชุดทดลองที่ใช้ประกอบด้วยอุปกรณ์ที่สำคัญต่างๆ ได้แก่

1. ชุดต้นกำลังไฮดรอลิก มีหน้าที่เก็บน้ำมันและสร้างแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกภายในระบบ
2. คอมพิวเตอร์ มีหน้าที่ประมวลผลและส่งสัญญาณควบคุมผ่านบอร์ดเชื่อมโยงสัญญาณ (AD/DA interface board) ไปยังเซอร์โวลวล์ โปรแกรมการควบคุมเขียนด้วยภาษา C
3. เซอร์โวลวล์ 4/3 (รูปที่ 3.1) ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันไฮดรอลิก โดยมีอินพุตอยู่ในรูปความต่างศักย์ไฟฟ้า
4. กระบอกสูบแบบแกนเพลลาเดียว
5. เซนเซอร์วัดแรง (รูปที่ 3.2) ทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์วัดแรงเพื่อส่งสัญญาณป้อนกลับไปยังคอมพิวเตอร์



รูปที่ 3.1 เซอร์โวลวล์



รูปที่ 3.2 เซนเซอร์วัดแรงและสปริงคอยล์

6. สปริงรูปคอยล์ (รูปที่ 3.2) ทำหน้าที่จำลองแรงต้านของแรงกระทำภายนอกหรือสิ่งแวดล้อม โดยขนาดแรงสามารถเปลี่ยนแปลงได้ด้วยวิธีการหมุนเกลียวปรับตำแหน่งของฐานสปริง

4. การออกแบบตัวควบคุมพีไอ

ตัวควบคุมพีไอ (PI) เป็นตัวควบคุมประเภทพีไอดี (PID) ที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางเหมาะสำหรับระบบที่มีผลตอบสนองชั่วครู่ที่อยู่แล้ว แต่ต้องการที่จะลดหรือขจัดค่าผลต่างที่สถานะคงตัวเป็นหลัก ในบทความนี้ จะทำการการออกแบบตัวควบคุมพีไอด้วยวิธี root locus ซึ่งในลำดับแรกจะต้องทำการประมาณสมการ (17) ให้เป็นระบบเชิงเส้นก่อน เพื่อหาฟังก์ชันถ่ายโอน โดยพิจารณาว่าแกนกระบอกสูบทำงาน ณ ตำแหน่งกึ่งกลาง และในขณะที่ทำการควบคุมแรงนั้น ระยะเวลาเคลื่อนที่ของกระบอกสูบน้อยมากจึงทำให้ปริมาตรภายในกระบอกสูบทั้งสองด้านเปลี่ยนแปลงน้อยมากเมื่อเทียบกับปริมาตรในขณะเริ่มควบคุม ดังนั้นจากสมการที่ (14) และ (15) จะได้ว่า

$$V_1 = V_{01} \quad \text{และ} \quad V_2 = V_{02} \quad (18)$$

แทนสมการที่ (9), (12), (13) และ (18) ลงในสมการที่ (16) จะได้

$$\frac{m \ddot{F}}{k_s} = \frac{\beta K U A_1}{V_1} - \frac{\beta A_1^2 \dot{F}}{V_1 k_s} - \frac{\beta A_2^2 \dot{F}}{V_2 k_s} + \frac{\beta K U A_2}{V_2} - \frac{c \dot{F}}{k_s} - \dot{F} \quad (19)$$

ซึ่งเป็นสมการตัวแบบเชิงคณิตศาสตร์ที่เป็นสมการเชิงเส้น ทำการแปลงลาปลาซสมการที่ (19) จะได้

$$\frac{m s^3 F(s) + c s^2 F(s) + \beta A_1^2 s F(s) + \beta A_2^2 s F(s) + s F(s)}{k_s} = \frac{\beta K U(s) A_1}{V_1} + \frac{\beta K U(s) A_2}{V_2} \quad (20)$$

ดังนั้นจะได้ฟังก์ชันถ่ายโอนได้ดังนี้

$$P(s) = \frac{\frac{\beta K k_s}{m} \left(\frac{A_1}{V_1} + \frac{A_2}{V_2} \right)}{s^3 + \frac{c}{m} s^2 + \left(\frac{\beta A_1^2}{m V_1} + \frac{\beta A_2^2}{m V_2} + \frac{k_s}{m} \right) s} \quad (21n)$$

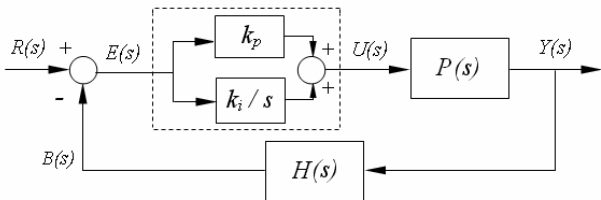
โดยมี $F(s)$ และ $U(s)$ เป็นเอาต์พุตและอินพุต ตามลำดับ และจากการแทนค่าตัวแปรจากตารางที่ 2.1 จะได้

$$P(s) = \frac{1.42 \times 10^9}{s^3 + 5 \times 10^3 s^2 + 7.86 \times 10^6 s} \quad (21x)$$

โดยมีโพลอยู่ที่ตำแหน่ง $0, -2500 \pm 1268j$ ซึ่งจะสังเกตว่าโพลเด่นของระบบมีค่าเท่ากับของศูนย์ในขณะที่โพล $-2500 \pm 1268j$ เป็นโพลที่มีความถี่ธรรมชาติสูงมากซึ่งเป็นลักษณะเฉพาะทั่วไปของระบบไฮดรอลิกเป็นผลมาจากค่าบัคโมดูลัสของน้ำมันซึ่งทั่วไปจะมีค่าอยู่ในช่วง 10^9 N/m^2 ฟังก์ชันถ่ายโอนของตัวควบคุมพีไอสามารถเขียนได้ดังนี้ [6]

$$C(s) = k_p + \frac{k_i}{s} = \frac{k(s + \alpha)}{s} \quad (22)$$

โดยที่ $k = k_p$ และ $\alpha = \frac{k_i}{k_p}$ และมีแผนภาพบล็อกการควบคุมดังรูปที่ 4.1 ในการออกแบบกฎการควบคุมจะเป็นการหาค่า k และ α ที่เหมาะสมเพื่อให้ระบบมีผลตอบสนองดังที่ต้องการ สำหรับในบทความนี้ต้องการให้ระบบควบคุมสามารถควบคุมแรง โดยให้มี setting time (t_s) ไม่เกิน 4 วินาที และมี overshoot ไม่เกิน 10% จากเงื่อนไขดังกล่าวทำให้ระบบควบคุมมีค่าโพลเด่นที่ต้องการคือ $-1 \pm 1.299j$



รูปที่ 4.1 แผนภาพบล็อกการควบคุมแบบพีไอ

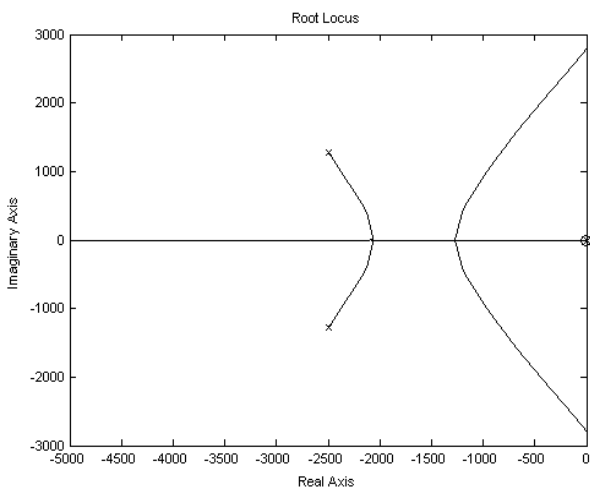
พิจารณา root locus ของระบบควบคุมในรูปที่ 4.2 และ 4.3 และจากสมการเงื่อนไขของมุม

$$\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 - \theta_5 = \pm 180 \quad (23)$$

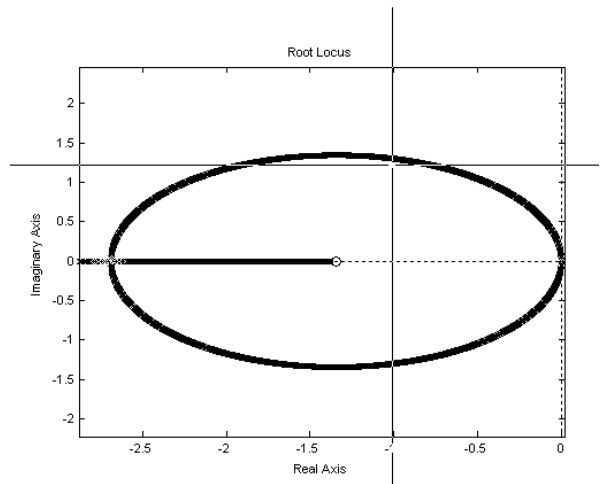
สามารถคำนวณหาค่า α ได้เท่ากับ 1.3432 เพื่อให้กราฟทางเดินของรากขยับผ่านโพลเด่นที่ต้องการ ซึ่ง ณ ตำแหน่งโพลเด่นมีค่า k เท่ากับ 0.1086 ดังนั้นจะได้ค่า k_p และ k_i ดังนี้

$$k_p = k = 0.1086$$

$$k_i = k_p \alpha = 0.146$$

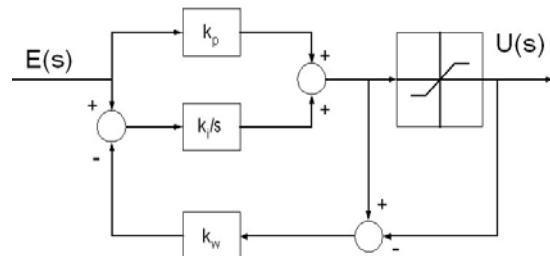


รูปที่ 3.2 กราฟทางเดินของราก



รูปที่ 3.3 กราฟทางเดินของรากส่วนที่ผ่านโพลเด่น

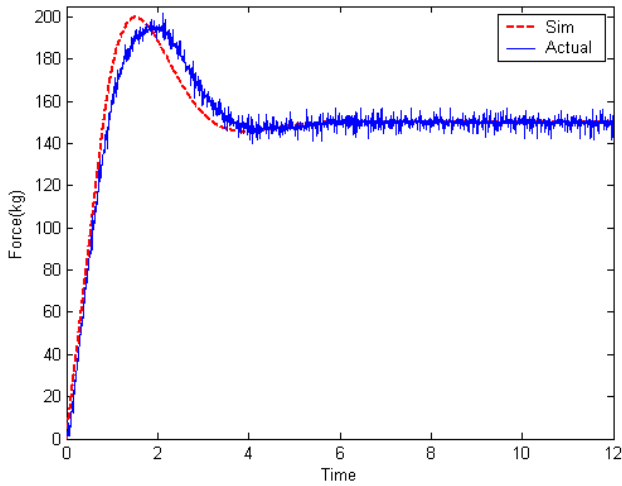
นอกจากนี้แล้ว ระบบควบคุมที่มีพจน์ไอจะมีปัญหาไวน์ออฟ (wind up) ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อตัวควบคุมขับแอกชูเอเตอร์ให้ทำงานในสภาวะอิ่มตัว (saturation) ในขณะที่สัญญาณควบคุมจากพจน์ไอยังคงเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ทำให้จะสัญญาณควบคุมมีค่ามากที่สุดที่จะเป็น ส่งผลให้ระบบควบคุมมีโอเวอร์ชูตมากกว่าปกติ หลักการแก้ไขไวน์ออฟคือการลดแอมพลิจูดของพจน์ไอลงเมื่อระบบอยู่ในสภาวะอิ่มตัว แผนผังในรูปที่ 4.4 เป็นวิธีแก้ไขไวน์ออฟแบบหนึ่ง ด้วยการป้อนกลับค่าผลต่างระหว่างสัญญาณควบคุมที่ไม่รวมและที่รวมผลของสภาวะอิ่มตัวไปลดแอมพลิจูดของพจน์ตัวควบคุมไอ โดยที่ค่า k_w หาได้จากการปรับแต่งในขณะจำลองการควบคุมในคอมพิวเตอร์หรือทดลองควบคุมจริง



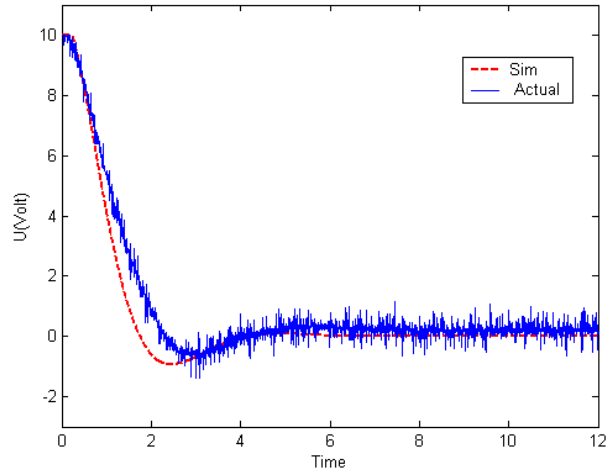
รูปที่ 4.4 การแก้ไขไวน์ออฟด้วยการป้อนกลับค่าผลต่างของการอิ่มตัว

5. ผลลัพธ์

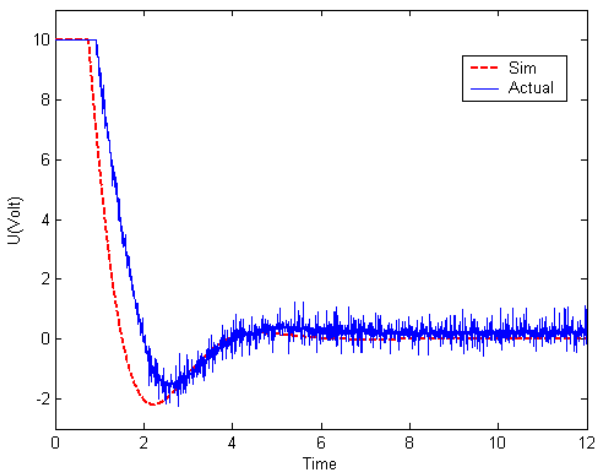
ในที่นี้กำหนดขนาดแรงที่ต้องการควบคุมเท่ากับ 150 kg ผลลัพธ์การควบคุมทั้งในการจำลองการทำงานในคอมพิวเตอร์โดยใช้แบบจำลองระบบที่เป็นสมการไม่เป็นเชิงเส้นกับการทดลองในระบบจริงแสดงในรูปที่ 5.1 ถึง 5.4 โดยที่สองรูปแรกเป็นผลลัพธ์การควบคุมที่ไม่มีการแก้ไขไวน์ออฟ ในขณะที่สองรูปหลังมีการเพิ่มการแก้ไขไวน์ออฟแล้ว ซึ่งจากรูปที่ 5.1 ถึง 5.4 จะสังเกตว่าผลตอบสนองจากการจำลองการทำงานในคอมพิวเตอร์และการควบคุมระบบจริงมีความใกล้เคียงกันมาก แสดงให้เห็นว่าตัวแบบเชิงคณิตศาสตร์ของระบบที่หามาได้ข้างต้นมีความถูกต้องในระดับที่น่าพอใจ ในรูปที่ 5.1 แรงเอาต์พุตมีโอเวอร์ชูตมากกว่าที่กำหนด ซึ่งเมื่อพิจารณาสัญญาณควบคุมในรูปที่ 5.2 พบว่าในช่วงต้นระบบทำงานที่สภาวะอิ่มตัว ดังนั้นโอเวอร์ชูตที่เกิดขึ้นคือผลของไวน์ออฟนั่นเอง



รูปที่ 5.1 ผลลัพธ์ (แรง) ของการควบคุมที่ไม่แก้ไขไวเน็พ

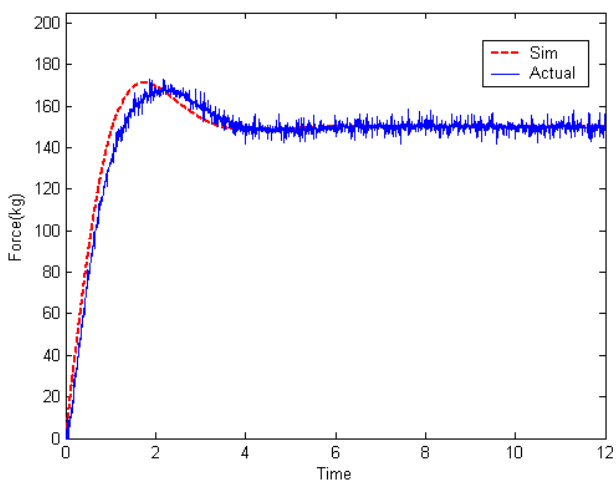


รูปที่ 5.4 สัญญาณควบคุมที่มีการแก้ไขไวเน็พ



รูปที่ 5.2 สัญญาณควบคุมที่ยังไม่แก้ไขไวเน็พ

หลังจากมีการแก้ไขไวเน็พโดยใช้ค่า $k_v = 100$ จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าโอเวอร์ชูตของระบบลดลงได้ค่าตามที่ต้องการดังรูปที่ 5.3 และ สัญญาณควบคุมมีช่วงอิมพัลส์ลดลง ดังรูปที่ 5.4



รูปที่ 5.3 ผลลัพธ์การควบคุมที่มีการแก้ไขไวเน็พ

6. สรุป

บทความนี้นำเสนอผลลัพธ์การใช้ตัวควบคุมแบบพีไอในการควบคุมแรงของกระบอกสูบไฮดรอลิก ซึ่งพบว่าสามารถควบคุมแรงได้อย่างน่าพอใจ ในการเปรียบเทียบผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองการทำงานในคอมพิวเตอร์กับผลลัพธ์จากการควบคุมระบบจริงพบว่ามีความสอดคล้องกัน แต่จะสังเกตเห็นได้ว่าผลลัพธ์จากการจำลองการทำงานในคอมพิวเตอร์มีผลตอบสนองที่รวดเร็วกว่าในระบบจริงเล็กน้อย ซึ่งอาจเป็นผลมาจากผลของแรงเสียดทานที่มีในระบบจริง แต่ไม่ได้พิจารณาในส่วนของการจำลอง แต่อย่างไรก็ตามแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สร้างขึ้นในงานวิจัยครั้งนี้ถือเป็นตัวแทนของระบบควบคุมแรงในการออกแบบตัวควบคุมแบบพีไอได้เป็นอย่างดี และในส่วนขอวิธีการแก้ไขไวเน็พที่ใช้ในการทดลองนี้จะเห็นได้ว่าสามารถทำให้โอเวอร์ชูตของระบบลดลงได้อย่างชัดเจน

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Andrew Alleyne and Rui Liu, A simplified approach to force control for electro-hydraulic system, Control engineering practice 8, (2000), page 1347-1356
- [2] Yu Hong, Feng Zheng-jin, Wang Xo-yong, Nonlinear control for a class of hydraulic servo system, Yu et al. / J Zhejiang Univ SCI, 2004-5, page 1413-1417
- [3] J. Watton, Fluid power system, Prentice Hall, 1998
- [4] ประภอบ สุวัฒน์วารรณ , การวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในระบบควบคุมตำแหน่งของกระบอกสูบไฮดรอลิก, วิศวกรรมสาร มก., ฉบับที่49, 2546, หน้า 92- 107
- [5] Bosch Automation, Electrohydraulic Proportional and Control System, Omegon Fachiteratur, Ditzingen.Germany, 1999
- [6] สุวัฒน์ กุลธนปรีดา, การออกแบบตัวควบคุมแบบพีไอดี, เอกสารประกอบการสอนวิชาวิศวกรรมการควบคุม, หน้า 157-180